

République Algérienne Démocratique et Populaire  
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA - JIJEL

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'études  
présenté  
en vue de l'obtention du diplôme de

**Master**

Filière : Génie Mécanique

Option : Energétique

**Thème**

**Étude comparative des performances de deux  
modèles de la turbine à gaz GE9FA**

Devant le jury :Présenté par :

Président : M<sup>r</sup> M. KEMIHA

Far Mohammed

Encadrant : M<sup>me</sup> A.LAISSAOUI

Examineur : M<sup>me</sup> S. SAADI

*Promotion 2022*

# REMERCIEMENT

Tout d'abord, nous remercions Allah le tout puissant qui nous a donné le courage, la volonté et la patience pour mener à terme le présent mémoire.

A travers ce modeste travail, nous tenons à remercier vivement ma promotrice Dr.LAISSAOUI Aida, pour son encouragement, ses conseils précieux et pour toutes les commodités qu'il nous a apportées durant notre étude et réalisation de ce projet.

Nos remerciements les plus vifs s'adressent aussi aux membres de jury le Pr. Mohammed KEMIHA et M<sup>me</sup>. Saida SAADI pour avoir accepté de juger le contenu du présent mémoire.

Comme nous voulons remercier le Dr. T.E. BOUKELIA pour son encouragement et son aide.

Nos remerciements et notre estime à tous les enseignants du département de génie mécanique.

Enfin, nous voulons remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin pour réaliser ce travail particulièrement les agents de Bellara et d'Achouet.



# *DEDICACE*

Je dédie ce modeste travail

A ma femme : Mme KHELFALLAH A.

A ma Soeur : Mme Far N.

A la famille FAR et KHELFALLAH.



# NOMENCLATURE

| Symbole         | Définition                           | Unité    |
|-----------------|--------------------------------------|----------|
| AC              | Rapport Air-Combustible              | -        |
| Cp              | Capacité thermique massique isobare  | kJ/kg. K |
| Cv              | Capacité thermique massique isochore | kJ/kg. K |
| CS              | Consommation de carburant            | kg/s     |
| CT              | Coût total                           | US\$     |
| $\tau$          | Taux de compression                  | -        |
| Ex              | Exergie                              | kJ       |
| h               | Enthalpie                            | kJ/kg    |
| $\dot{m}$       | Débit massique                       | kg/s     |
| m               | Masse                                | kg       |
| M               | Masse molaire                        | kg/kmol  |
| N               | Nombre de mol                        | kmol     |
| p               | Pression                             | bar      |
| P               | Puissance                            | kW       |
| PCI             | Pouvoir calorifique inférieur        | kJ/kg    |
| Q <sub>CC</sub> | Quantité de chaleur                  | kW       |
| q               | Quantité de chaleur spécifique       | kJ/kg    |
| S               | Entropie                             | kJ/kg. K |
| T               | Température                          | °C       |
| T <sub>a</sub>  | Température ambiante                 | °C       |
| W               | Travail spécifique                   | kJ/kg    |
| Z               | Coût de chaque composant             | US\$     |

## Symboles grecs

|               |   |   |
|---------------|---|---|
| $\eta$        | Rendement thermique de la turbine à gaz | % |
| $\tau$        | Taux de compression                     | - |
| $\varepsilon$ | Rapport de détente                      | - |
| $\gamma$      | Coefficient polytropique                | % |

## Les indices

|    |                       |
|----|-----------------------|
| a  | L'air                 |
| am | Amélioration          |
| g  | Gaz                   |
| GN | Gaz Naturel           |
| C  | Compresseur           |
| CC | Chambre de Combustion |
| T  | Turbine               |

|              |   |   |
|--------------|---|---|
| Ch           | Chimique                                  |   |
| Ph           | Phisique                                  |   |
| s            | Isentropique                              |   |
| r            | Réel                                      |   |
| méc          | Mécanique                                 |   |
| gén          | Générateur                                |   |
| $\eta_n$     | Rendement Energétique de la turbine à gaz | % |
| $\eta_{ex}$  | Rendement Exergétique de la turbine à gaz | % |
| $\eta_s$     | Rendement isentropique                    | % |
| $\eta_{méc}$ | Rendement mécanique                       | % |
| $\eta_{CC}$  | Rendement de la combustion                | % |

**Substances chimiques**

|                  |                    |
|------------------|--------------------|
| CH <sub>4</sub>  | Méthane            |
| O <sub>2</sub>   | Oxygène            |
| N <sub>2</sub>   | Azote              |
| CO <sub>2</sub>  | Dioxyde de carbone |
| H <sub>2</sub> O | Eau                |
| CO               | Oxyde de carbone   |
| NO <sub>x</sub>  | Oxyde d'azote      |

|                            |    |
|----------------------------|----|
| Remerciement               |    |
| Dédicace                   |    |
| Nomenclature               |    |
| Sommaire.....              | I  |
| Liste des figures.....     | IV |
| Liste des tableaux.....    | VI |
| Introduction générale..... | 1  |

### ***Chapitre I : Description de la centrale de Bellara***

|   |    |
|---|----|
| I.1. Introduction .....   | 3  |
| I.2. Présentation de la structure d'accueil.....                  | 3  |
| I.2.1. Localisation et historique de la central.....              | 3  |
| I.2.2. Cadre institutionnel.....                                  | 4  |
| I.2.3. Caractéristiques techniques de la central.....             | 4  |
| I.3.Principaux circuits constituant la centrale de Bellara.....   | 10 |
| I.3.1. Circuit des combustibles.....                              | 10 |
| I.3.2. Circuit d'air de combustion.....                           | 10 |
| I.3.3. Circuit d'eau – vapeur.....                                | 10 |
| I.3.4.Circuit d'eau de refroidissement.....                       | 11 |
| I.4. Fonctionnement d'une tranche de production de l'énergie..... | 11 |
| I.5.Conclusion.....   | 13 |

### ***Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA***

|   |    |
|---|----|
| II.1. Introduction.....                                       | 14 |
| II.2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA.....         | 14 |
| II.2.1. Définition.....                                       | 14 |
| II.2.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 9001FA.....   | 14 |
| II.2.3. Conditions d'ISO de la turbine à gaz MS 9001FA.....   | 15 |
| II.3. Sections principales de la turbine à gaz MS 9001FA..... | 16 |
| II.3.1. Section Compresseur.....                              | 16 |
| II.3. 2. Système de combustion.....                           | 17 |
| II. 3. 3. Turbine.....  | 18 |
| II. 4. Systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.....          | 19 |
| II. 4. 1. Système d'admission d'air.....                      | 19 |

|   |    |
|---|----|
| II. 4. 2. Système de lancement.....                                       | 20 |
| II. 4. 3. Système des I.G.V.....  | 20 |
| II. 4. 4. Système anti-pompage.....                                       | 21 |
| II. 4. 5. Système de l'huile de graissage.....                            | 21 |
| II. 4. 6. Système d'alimentation par le combustible.....                  | 21 |
| II. 4. 7. Cadre d'échappement et diffuseur.....                           | 21 |
| II. 4. 8. Chambre Paliers et butées.....                                  | 22 |
| II. 5. Principe de fonctionnement de la TG MS9001FA.....                  | 22 |
| II. 6. Système de refroidissement à air et d'étanchéité.....              | 23 |
| II. 6. 1. Techniques de refroidissement interne.....                      | 23 |
| II. 6. 2. Système de refroidissement par air (interne) de la turbine..... | 25 |
| II. 6. 3. Débit d'air de refroidissement pour les étages de turbine.....  | 27 |
| II. 7. Systèmes de refroidissement externe.....                           | 29 |
| II. 8. Conclusion.....  | 31 |

### ***Chapitre III : Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS9001FA***

|  |    |
|--|----|
| III. 1. Introduction.....  | 32 |
| III. 2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz.....                | 32 |
| III. 2. 1. Cycle de Brayton.....                                     | 32 |
| III. 2. 2. Cycle de Brayton idéal.....                               | 32 |
| III. 2. 3. Cycle de Brayton réel.....                                | 33 |
| III. 3. Modélisation mathématique de la turbine à gaz.....           | 34 |
| III. 3. 1. Hypothèses.....   | 34 |
| III. 3. 2. Paramètres d'entrée.....                                  | 35 |
| III. 4. Etude énergétique du cycle de la turbine à gaz.....          | 36 |
| III. 5. Etude exergetique du cycle de la turbine à gaz 9FA.....      | 39 |
| III. 6. Etude économique du cycle de la turbine à gaz 9FA.....       | 40 |
| III. 7. Etude environnementale du cycle de la turbine à gaz 9FA..... | 41 |

### ***Chapitre IV: Résultats et discussions***

|  |    |
|--|----|
| IV.1. Introduction.....                            | 43 |
| IV. 2. Mesures et résultats.....                   | 43 |
| IV. 2. 1. Effet de la température d'admission..... | 43 |
| IV. 2. 2. Effet du taux de compression.....        | 45 |

---

|  |    |
|--|----|
| IV.3. Influence de la température ambiante sur la performance de la TAG..... | 49 |
| IV.3.1. Travail du compresseur.....  | 49 |
| IV.3.2. Travail de la turbine.....   | 49 |
| IV.3.3. Puissance utile.....   | 50 |
| IV.3.4. Rendement énergétique et exergetique.....                            | 51 |
| IV.3.5. Consommation du combustible.....                                     | 52 |
| IV.3.6. Emission du CO <sub>2</sub> .....                                    | 53 |
| IV.3.7. Coût total d'investissement.....                                     | 54 |
| IV.4. Influence du taux de compression sur la performance de la TAG.....     | 55 |
| IV.4.1. Puissance utile.....   | 55 |
| IV.4.2. Consommation du combustible.....                                     | 56 |
| IV.4.3. Rendement énergétique et exergetique.....                            | 56 |
| IV.4.4. Emission du CO <sub>2</sub> .....                                    | 58 |
| IV.4.5. Coût total d'investissement.....                                     | 58 |
| IV.5. Conclusion.....  | 59 |
| Conclusion Générale.....   | 61 |
| Bibliographie.....   | 63 |
| Abstract   |    |
| Résumé   |    |
| ملخص   |    |



### ***Chapitre I : Description de la centrale de Bellera***

|   |    |
|---|----|
| Fig. I.1. Localisation de la centrale électrique de Bellera.....  | 1  |
| Fig. I.2. Centrale électrique de Bellera.....                     | 2  |
| Fig. I.3. Plan de masse de la centrale électrique de Bellera..... | 5  |
| Fig. I.4. Réservoir de stockage gasoil.....                       | 9  |
| Fig. I.5. Vue cycle combiné en 3d.....                            | 12 |
| Fig. I.6. Vue cycle combiné en 2d.....                            | 13 |

### ***Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA***

|  |    |
|--|----|
| Fig. II.1. Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA.....   | 15 |
| Fig. II.2. Ensemble rotor du compresseur.....  | 16 |
| Fig. II.3. Stator du compresseur- vue en coupe.....  | 17 |
| Fig. II.4. Disposition du système de combustion MS9001FA.....                                    | 17 |
| Fig. II.5. Schéma de l'écoulement d'air dans la chambre de combustion.....                       | 18 |
| Fig. II.6. Ensemble du rotor de la turbine- vue en coupe.....                                    | 18 |
| Fig. II.7. Ailettes de la turbine MS 9001FA remontées .....                                      | 19 |
| Fig. II.8. Admission d'air avec système de filtre à deux étages.....                             | 20 |
| Fig. II.9. Vérin de commande des IGV.....  | 20 |
| Fig. II.10. Cadre et diffuseur d'échappement.....  | 21 |
| Fig. II.11. Refroidissement par convection.....  | 23 |
| Fig. II.12. Impact d'un jet.....   | 24 |
| Fig. II.13. Refroidissement par film appliqué à l'aubage de la turbine.....                      | 24 |
| Fig. II.14. Refroidissement par film appliqué à l'aubage de la turbine.....                      | 24 |
| Fig. II.15. Refroidissement par transpiration.....   | 25 |
| Fig. II.16. Système d'air de refroidissement des aubes de la turbine à gaz.....                  | 25 |
| Fig. II.17. Séries d'orifices et des canaux internes d'air de refroidissement dans l'aubage..... | 26 |
| Fig. II.18. Evolution des systèmes de refroidissement des aubages à partir des années 1960.....  | 26 |
| Fig. II.19. Les aubes de la turbine 9FA modèles (1) et (2).....                                  | 27 |

|   |    |
|---|----|
| Fig. II.20. Flux de refroidissement des aubes mobiles et des aubes directrices.....                           | 28 |
| Fig. II.21. Les orifices et les espaces creux à travers lesquels se développe le film de refroidissement..... | 28 |
| Fig. II.22. Principe de refroidissement de l'air d'entrée.....  | 29 |
| Fig. II.23. Système de refroidissement par évaporation.....   | 30 |
| Fig. II.24. Système de brumisation.....   | 30 |

**Chapitre III : Etude thermodynamique de la turbine  
à gaz MS9001FA**

|  |    |
|--|----|
| Fig. III.1. Diagramme (T, S) du cycle de Brayton.....          | 32 |
| Fig. III.2. Présentation du cycle.....                         | 34 |
| Fig. III.3. Présentation de la compression du compresseur..... | 36 |
| Fig. III.4. Présentation de la combustion.....                 | 37 |
| Fig. III.5. Présentation de la détente.....                    | 38 |

**Chapitre IV: Résultats et discussions**

|   |    |
|---|----|
| <b>Fig. IV.1.</b> Variation du travail du compresseur avec la température ambiante.....     | 49 |
| <b>Fig. IV.2.</b> Variation du travail de la turbine avec la température ambiante.....      | 50 |
| <b>Fig. IV.3.</b> Variation de la puissance utile avec la température ambiante.....         | 51 |
| <b>Fig. IV.4.</b> Variation du rendement énergétique avec température ambiante.....         | 52 |
| <b>Fig. IV.5.</b> Variation du rendement exergétique avec la température ambiante.....      | 52 |
| <b>Fig. IV.6.</b> Variation consommation du combustible avec la température ambiante.....   | 53 |
| <b>Fig. IV.7.</b> Variation d'émission du CO <sub>2</sub> avec la température ambiante..... | 54 |
| <b>Fig. IV.8.</b> Variation du coût d'investissement avec la température ambiante.....      | 54 |
| <b>Fig. IV.9.</b> Variation de la puissance utile avec le taux de compression.....          | 55 |
| <b>Fig. IV.10.</b> Variation du débit de carburant avec le taux de compression.....         | 56 |
| <b>Fig. IV.11.</b> Variation du rendement énergétique avec le taux de compression.....      | 57 |
| <b>Fig. IV.12.</b> Variation du rendement exergétique avec le taux de compression.....      | 57 |
| <b>Fig. IV.13.</b> Variation d'émission de CO <sub>2</sub> avec le taux de compression..... | 58 |
| <b>Fig. IV.14.</b> Variation du coût d'investissement avec le taux de compression.....      | 59 |

### ***Chapitre I : Description de la centrale de Bellara***

|  |   |
|--|---|
| Tab. I.1. Paramètres de la chaudière H.R.S.G.....    | 6 |
| Tab. I.2. Paramètres de la turbine à gaz.....        | 7 |
| Tab. I.3. Paramètres de la turbine à vapeur.....     | 7 |
| Tab. I.4. Paramètres de la pompe d'alimentation..... | 8 |
| Tab. I.5. Paramètres du condenseur à air.....        | 8 |
| Tab. I.6. Paramètres de l'alternateur à gaz.....     | 9 |
| Tab. I.7. Paramètres de l'alternateur à vapeur.....  | 9 |

### ***Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA***

|   |    |
|---|----|
| Tab. II.1. Caractéristiques de la turbine MS 9001FA.....  | 15 |
| Tab. II.2. Les performances la turbine en ISO.....  | 16 |
| Tab. III.1. Données disponibles auprès du fabricant de la TAG MS9001FA.....   | 35 |
| Tab. III.2. Données supplémentaires de la TAG MS9001FA.....   | 35 |
| Tab. III.3. Fonctions des coûts en termes de paramètres thermodynamiques pour les composants de la turbine à gaz..... | 40 |
| Tab. III.4. Constantes utilisées dans les équations du tableau précédent.....   | 40 |
| Tab. III.5. Les propriétés molaires des compositions de la combustion.....  | 41 |

### ***Chapitre IV: Résultats et discussions***

|  |    |
|--|----|
| Tab.IV.1. Mesures pour une température d'admission variable.....                                   | 44 |
| Tab.IV.2. Variation des performances de la turbine modèle (1) avec la température ambiante.....    | 44 |
| Tab.IV.3. Variation des performances de la turbine modèle (2) avec la température ambiante.....    | 45 |
| Tab.IV.4. Composition des fumées de la turbine à gaz.....  | 45 |
| Tab.IV.5. Mesures pour un taux de compression variable et à $T_1=286K$ .....                       | 46 |
| Tab.IV.6. Variation des performances de la turbine modèle (1) avec $\tau$ et à $T_1=286K$ .....    | 46 |
| Tab.IV.7. Variation des performances de la turbine modèle (2) avec $\tau$ et à $T_1=286K$ .....    | 47 |
| Tab.IV.8. Mesures pour un taux de compression variable et à $T_1=304.8K^\circ$ .....               | 47 |
| Tab.IV.9. Variation des performances de la turbine modèle (1) avec $\tau$ et à $T_1=304.8K$ .....  | 48 |
| Tab.IV.10. Variation des performances de la turbine modèle (2) avec $\tau$ et à $T_1=304.8K$ ..... | 48 |



## **Introduction générale**

Dans le contexte d'une demande énergétique en nette augmentation due à la croissance démographique, au changement de comportement des consommateurs et à d'autres facteurs notamment l'industrialisation et l'utilisation accrue de l'électricité pour le refroidissement, le taux de consommation en électricité augmente dans notre pays, d'où la nécessité d'assurer une meilleure adaptation entre l'offre et la demande en énergie. La consommation d'électricité en 2018 s'élevait à environ 66,7 TWh, soit près de cinq fois la demande d'électricité en 1990. Pendant les mois d'été, l'utilisation des technologies de refroidissement est élevée. En août 2019, le plus haut pic du pays était enregistré à 15,656 MWh à 14h.

Les moteurs à turbine à gaz puissants sont caractérisés par une température d'entrée élevée qui se traduit par une exigence de refroidissement qui nécessite des techniques plus efficaces pour les aubes de turbine. Ces valeurs élevées de températures dépassent souvent la limite thermique admissible par les matériaux exposés à ces effets thermiques. Leur protection nécessite l'application d'un refroidissement efficace et continu. Afin de répondre à une clientèle dont les exigences augmentent sans cesse, aussi bien sur la qualité que sur la continuité de service, assurer le bon fonctionnement des turbines à gaz, un développement important que ce soit dans les puissances développées ou les exigences de conception et de construction, soit un véritable défi.

Parmi toutes les méthodes de refroidissement qui existent aujourd'hui, tant dans les moteurs aéronautiques que dans les turbines à gaz stationnaires, les constructeurs emploient la technique du refroidissement interne par convection forcée. Dans cette technique, l'air de refroidissement, généralement tiré du compresseur, traverse des circuits à géométrie complexe aménagés à l'intérieur des aubes. La présence, dans ces canaux, de perturbateurs disposés de façon bien étudiée, joue le rôle d'amplificateur du niveau de turbulence, capables d'apporter des améliorations au refroidissement des aubes. Ces améliorations sont, déjà incorporées aux groupes fonctionnels, ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et ont conduit à une augmentation de la durée de vie, allongement des intervalles d'entretien, augmentation du rendement et par conséquent la puissance générée. Selon General Electric, l'ajout de ces technologies aux turbines à gaz s'est traduit par une amélioration des performances de 6%, une amélioration du taux de combustion de 1,5% et une augmentation de la disponibilité à une moyenne de 40000 heures de fonctionnement.

L'objectif principal de notre travail est d'étudier des performances de deux modèles de la turbine à gaz MS9001FA, avant et après l'adaptation, utilisés à la centrale électrique de Bellara. Cette adaptation est due à des modifications apportées au système de refroidissement interne de la partie de détente de la turbine à gaz. Dans cette optique, une étude comparative, entre ces deux modèles, est réalisée tout en élucidant quelques paramètres et leurs effets sur le comportement et les performances, énergétique, exergetique, économique et environnementale, de la turbine à gaz. Cette étude vise à éclaircir l'effet des variations d'adaptation apportées à l'ancien modèle (1) de la turbine à gaz, à l'aide d'une analyse variation elle, à travers une visualisation graphique des effets de certains paramètre, externe comme la température ambiante et opérationnelle comme le taux de compression, sur le comportement et les performances 4E des deux modèles, l'ancien (1) et le nouveau (2), de la turbine à gaz (MS 9001FA).

Notre travail est résumé en quatre chapitres :

Tout d'abord, nous avons présenté une introduction générale, englobant le cadre dans lequel s'inscrit ce travail.

Le premier chapitre est une présentation générale de la centrale thermique de production d'électricité, à cycle combiné, de Bellara de Jijel.

Le second chapitre portera une description détaillé de la turbine à gaz MS9001FA et les méthodes de refroidissement, interne et externe, et la différence entre les deux modèles, le précédent (avant l'adaptation) et le récent (après l'adaptation), de la turbine de série MS9001FA utilisées au niveau de la centrale thermique de Bellara.

Le troisième chapitre est consacré à une étude thermodynamique (cycle simple), économique et environnementale des deux modèles turbines à gaz MS9001FA qui diffèrent, uniquement, en leurs parties système de refroidissement interne de la turbine.

Le quatrième chapitre comporte la présentation des calculs et les résultats obtenus, sous forme de graphes décrivant l'influence des paramètres étudiés, et leurs interprétations

Nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui résume notre étude.



**CHAPITRE I.**

Description de la centrale de Bellara

## I. 1. Introduction

Les turbines à gaz ont connues ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles notamment dans le domaine de production de l'énergie électrique. Cependant, une demande croissante est due aux changements du comportement des consommateurs à titre d'exemple pendant les mois d'été où l'utilisation des technologies de refroidissement est élevée.

Due à l'augmentation de la demande en énergie et la préservation de la sécurité énergétique, le Ministère de l'Energie et des Mines a élaboré une stratégie pour pallier le déficit en énergie électrique. Investissant dans plusieurs projets de production d'électricité Dans la wilaya de Jijel, une centrale thermique (à cycle combiné) a été installée dans la zone de Bellara pour fournir l'électricité au consommateur.

Cette dernière fait l'objet de notre projet de fin d'étude, ou une vue générale (la structure d'accueil, composants principales et son fonctionnement).

## I. 2. Présentation de la structure d'accueil

### I. 2. 1. Localisation et historique de la centrale

La centrale à cycle combiné de Bellara est située à 57 Km à l'est de Jijel et à 5.4 km du centre de la commune d'El-Milia. A coté du complexe sidérurgique de Bellara " Algerian Qatari Steel", elle s'étend sur une superficie de 40 hectares.



Figure I.1 : Localisation de la centrale électrique de Bellara [1]

Cette centrale fait partie de six centrales, réparties à travers plusieurs régions du pays pour un programme de 8000 MW, dont la réalisation a été entamée en 2013. Destinée à faire face à une demande incessante et croissante de l'énergie électrique ; elle a été mise en service le 01/03/2019. D'une capacité de près de 1400 MW, puissance de trois fois supérieure à celle d'Achouat, cette centrale électrique a été réalisée dans le cadre du projet du complexe sidérurgique Algéro-Qatari de Bellara dont 400 MW de sa production sert, en effet, à cette fin et le reste assure un appoint au réseau national par une ligne de transport d'électricité de 400 kV.





Figure I.2 : Centrale électrique de Bellera

### I. 2. 2. Cadre institutionnel

Le cadre institutionnel est caractérisé par une multitude d'entrepreneurs impliqués parmi lesquels on peut citer :

- La Société Algérienne de Gestion du Réseau de Transport de l'Electricité, dénommée GRTE, filiale du Groupe Sonelgaz qui exerce le service public en matière de production, transport et distribution d'énergie électrique.
- Maître d'ouvrage : Société Algérienne de Production de l'Electricité (SPE).
- Maître d'ouvrage délégué : Compagnie de l'Engineering de l'Electricité et du Gaz (CEEG).
- Bureau de contrôle: CTC de Constantine.
- Constructeur EPC: HYUNDAI Engineering Co. Ltd. Chargé des travaux de l'ingénierie, la conception, la supervision des travaux de génie civil, la construction, les essais et la mise à jour en service.
- ETTERKIB, filiale de Sonelgaz, était chargée des travaux de montage électromécanique et d'installation des équipements.
- TRANSMEX : Chargé du transport exceptionnel.
- METAL MNO : Chargé du montage des réservoirs et stockage.
- INERGA : Réalisation des travaux de génie civil.

### I. 3. Caractéristiques des composants d'une tranche de production

La centrale est alimentée en gaz naturel provenant des champs gaziers algériens locaux. Elle se compose deux tranches à cycle combiné dont couvrant chacune une superficie d'environ 20 hectares. Chaque tranche abrite principalement deux turbines à gaz General Electric (GE) 9F série 3 GE9FA à puissance de 250 MW, une turbine à vapeur à puissance de 300 MW, deux générateurs de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), un condenseur, un réservoir gasoil, deux alternateur à gaz et un alternateur à vapeur. La centrale thermique couvre aussi :

- Un atelier
- Un magasin de stockage
- Une station hydrogène
- Un système d'eau de circulation

- Un système d'air comprimé
- Un système anti-incendie

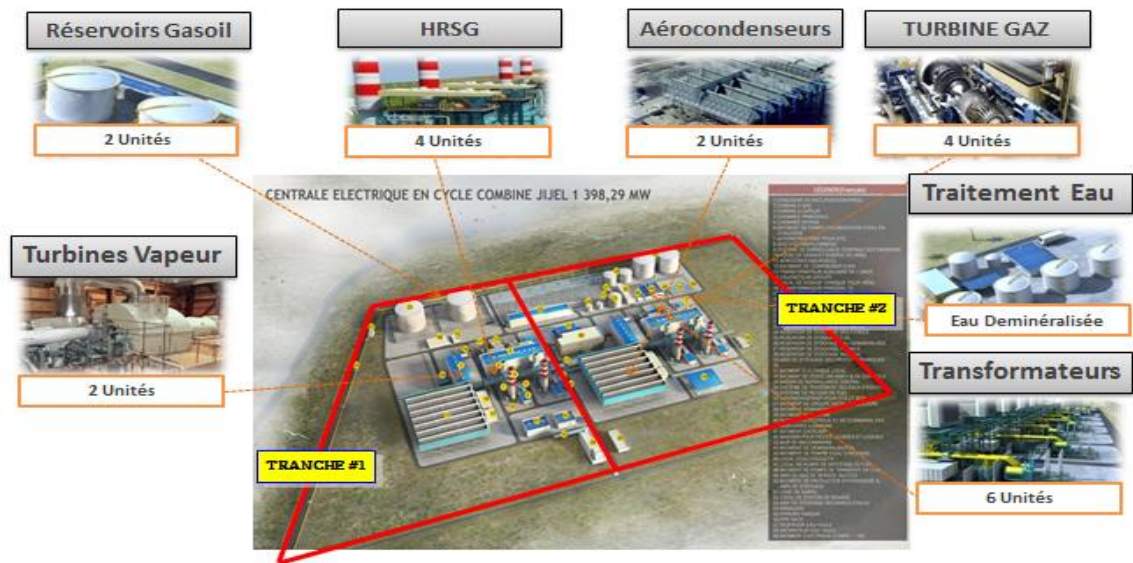


Figure I.3 : Plan de masse de la centrale électrique de Bellara [2]

### I. 3. 1. Combustible

Le combustible principal de la centrale est le gaz naturel, livré au site par l'entreprise Sonelgaz, provenant de champs gaziers algériens locaux par un débit de  $160000 \text{ m}^3/\text{h}$  afin d'assurer la pleine charge des deux blocs. En cas d'indisponibilité du poste de gaz, le recours est assuré par le gasoil domestique fournit par Naftal. Le gaz est stocké dans deux réservoirs de  $10000 \text{ m}^3$  de capacité chacun. L'exploitation de la centrale nécessite approximativement 2000 millions de mètres cubes de gaz naturel par année.

### I. 3. 2. Chaudière de récupération H.R.S.G.

C'est l'élément du cycle combiné qui fait le lien entre le cycle à gaz et le cycle eau-vapeur en employant l'énergie de gaz d'échappement pour la production de la vapeur d'eau dirigée vers la turbine à vapeur ou vers un autre emploi (échauffement). La chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs dont le nombre et l'arrangement dépendent de la puissance à transmettre.

La centrale est munie de quatre générateurs de vapeur à récupération de chaleur (HRSG). Ces générateurs de vapeur à haute pression sont de type circulation naturelle et possédant des chambres de combustion avec resurchauffe et surpression. Elles sont constituées de

- chambre de combustion formée par les tubes écrans,
- un réservoir et un économiseur,
- trois surchauffeurs et deux resurchauffeurs,
- trois désurchauffeurs par injection d'eau,
- quatre colonnes de descentes,
- huit brûleurs de combustion mixtes gaz/fuel,
- deux ventilateurs de recyclage,

- deux ventilateurs de soufflage,
- deux préchauffeurs d'air pour augmentation de température de l'air de combustion,
- un réchauffeur d'air rotatif.

**Tableau I.1** : Paramètres de la chaudière H.R.S.G.

| Constructeur /pays                      | Doosan Engineering and Construction              |                           |                      |
|---|--|---------------------------|----------------------|
| Type                                    | Horizontal / Vitesse = 25.5 m/s                  |                           |                      |
| Pression et température<br>(HP, MP, BP) | HP<br>134.9 bar<br>332°C                         | MP<br>44.1 bar<br>256.2°C | BP<br>7 bar<br>165°C |
| Débit vapeur kg/h                       | HP = 312.5 ; RH = 334.7 ; MP = 43.02 ; BP = 43.3 |                           |                      |
| Nombre d'échangeurs                     | 24 échangeurs                                    |                           |                      |
| Nombre de ballons                       | 03 ballons                                       |                           |                      |

### I. 3. 3. Turbines

Les turbines sont des dispositifs rotatifs convertissant partiellement l'énergie thermique contenue dans le fluide (vapeur, air, gaz de combustion), en énergie mécanique au moyen d'aubes disposées sur un arbre tournant à grande vitesse. L'énergie mécanique sortante de la turbine entraîne un autre mécanisme rotatif qui l'alternateur.

Comme milieu de condensation à soutirage elles se composent de trois parties : partie haute pression (HP), partie moyenne pression (MP) et partie basse pression (BP).

La centrale est conçue de quatre turbines à gaz General Electric (GE) 9F série 3 GE9FA à puissance de 250 MW et de deux turbines à vapeur à puissance de 300 MW. Ces turbines sont du type condensation à simple resurchauffe et à une seule ligne d'arbre composée de trois corps (HP), (MP) et (BP) reliés par des gaines de liaison.

Le corps (HP) est à simple flux et les corps (MP) et (BP) sont à double flux. Les rotors de la turbine et de l'alternateur sont rigidement accouplés. Le corps (HP) est équipé d'un étage de réglage pour régulation par groupes de tuyères.

Munie de six soutirages dont trois alimentent les réchauffeurs de la partie basse pression, deux alimentent les réchauffeurs la partie moyenne pression et le dégazeur.

La vapeur resurchauffée est admise au corps (MP) par l'intermédiaire de deux ensembles combinés vanne d'interception- soupape modératrice.

Ces turbines sont équipées d'une technologie de combustion biocarburant sec à faible NOx (DLN) pour réduire les émissions. Leurs paramètres sont cités dans les tableaux ci-dessous :

**Tableau I.2** : Paramètres de la turbine à gaz

| Constructeur                    | General Electric                               |
|---------------------------------|--|
| Type                            | 9FA  |
| Année de mise en service        | 2020   |
| Puissance                       | 245 MW   |
| Nb étage compresseur et turbine | 18 étages : compresseur<br>03 étages : turbine |
| Nombre de bruleurs annulaires   | 18 chambres de combustion                      |
| Contrôle commande -type         | MARK VI  |

**Tableau I.3** : Paramètres de la turbine à vapeur

| Constructeur /pays             | General Electric      |
|--------------------------------|-----------------------|
| Type                           | A10-50-42LSB          |
| Année de mise en service       | U1: 2021, U2: 2021    |
| Puissance                      | 277 MW                |
| Nb de corps – Nb de soutirages | 03 corps (HP, MP, BP) |
| Pression admission HP          | 46-112 bar            |
| Température d'admission HP     | 490°C                 |
| Pression admission MP          | 4-14 bar              |
| Pression échappement           | 121 mm Hg             |
| Contrôle commande -type        | MARK VI               |

### I. 3. 4. Poste d'eau

C'est l'ensemble des équipements qui rentre dans le préchauffage de l'eau, son transfert du condenseur jusqu'à la chaudière à travers le dégazeur. Cet ensemble est constitué de deux pompes d'extraction et de trois pompes d'alimentation.

Les pompes d'alimentation aspirent l'eau chaude de la bache alimentaire et la refoulent, à une pression élevée et un débit important, dans le réservoir de la chaudière afin de maintenir le niveau d'eau dans le réservoir dans un seuil déterminé.

**Tableau I.4** : Paramètres de la pompe d'alimentation

| Constructeur /pays                             | <b>HYOSUNG Good Springs INC</b>            |
|--|--|
| Pression aspiration                            | 10.9 bar                                   |
| Pression de refoulement                        | HP : 142.3 / 180 bar<br>IP : 51.5 / 80 bar |
| Débit HP / IP                                  | 381 / 64 m <sup>3</sup> /h                 |
| Caractéristique du moteur (U, I)               | Full load : 6.6 KV / 221.5 A               |
| Température de l'eau vers la bêche alimentaire | 173.7°C                                    |

### I. 3. 5. Aérocondenseur

Le condenseur est un échangeur thermique, par surface, qui permet d'assurer la condensation de la vapeur en sortie de la turbine à vapeur, augmenter la chute d'enthalpie de la turbine en établissant une chute de pression pour avoir un rendement plus élevé et dégazer le condensat et évacuer les incondensables. La centrale est munie de deux condenseurs à air dont les caractéristiques sont résumées dans le tableau ci-dessous.

**Tableau I.5**: Paramètres du condenseur à air

| Constructeur /pays                         | <b>SPG Dry Cooling / Belgique</b>             |
|--|---|
| Type, nombre de boîtes                     | Condenseur refroidi par l'air                 |
| Matière des tubes                          | Carbon steel / Clad Aluminium                 |
| Surface d'échange                          | ≈14500 m <sup>2</sup>                         |
| Valeur du vide condenseur,<br>Hiver et été | Hiver 0.100 bar<br>Eté 0.220 bar              |
| Caractéristique des pompes d'extraction    | CW-Hydro INC<br>Débit : 830 m <sup>3</sup> /h |

### I. 3. 6. Alternateur

Il représente le générateur de l'électricité à partir de l'énergie mécanique de la turbine. Gardé à basse température à l'aide de l'hydrogène, refroidi à l'eau d'extraction, sous pression de 3 bars en circuit fermé. La centrale possède six alternateurs dont leurs paramètres sont résumés dans le tableau ci-dessous.

**Tableau I.6** : Paramètres de l'alternateur à gaz

| Constructeur /pays      | General Electric / USA |
|-------------------------|------------------------|
| Type                    | GE H324LU              |
| Puissance MW            | 294 MW // 304 MW       |
| Tension KV              | 15 KV                  |
| Type de refroidissement | Par H <sub>2</sub>     |

**Tableau I.7** : Paramètres de l'alternateur à vapeur

| Constructeur /pays      | General Electric / USA |
|-------------------------|------------------------|
| Type                    | GE H324LD              |
| Puissance MW            | 308 MW                 |
| Tension KV              | 15 KV                  |
| Type de refroidissement | Par H <sub>2</sub>     |

### I. 3. 7. Réservoir de stockage du fioul

C'est un carburant résiduel encouru lors de la distillation du pétrole brut. Le fioul lourd est principalement utilisé dans l'industrie chimique, mais aussi dans l'industrie sidérurgique et électrique. Ce combustible de réserve (gasoil/fuel), utilisé en cas de rupture du gaz naturel, est reçu via des camions citernes et stocké dans des réservoirs puis livré à chaque turbine à gaz au moyen des pompes d'acheminement de combustible [2].

**Figure I.4** : Réservoir de stockage gasoil [3]

## I. 4. Principaux circuits constituant la centrale de Bellara

### I. 4. 1. Circuit des combustibles

Le principal combustible utilisé dans la centrale de Bellara est le gaz naturel de Hassi R'mel acheminé par le gazoduc sous pression de 60 bars avec un débit de 160000 m<sup>3</sup>/h est détendu jusqu'à 6 bars. En cas de secours, le fuel est le carburant secondaire stocké dans deux grands réservoirs de 10000 m<sup>3</sup>.

### I. 4. 2. Circuit d'air de combustion

L'air ambiant aspiré traversant un filtre à air est mis en vitesse par des ventilateurs puis réchauffé jusqu'à 332°C par la vapeur auxiliaire dans le réchauffeur d'air rotatif. Cet air est conduit au brûleur pour fournir la quantité d'oxygène nécessaire pour la combustion.

### I. 4. 3. Circuit de gaz de combustion

Il résulte de l'union des deux circuits précédents à partir de la sortie des brûleurs. Ainsi, il est tracé de telle sorte que les gaz brûlés trouvent continuellement des parois à chauffer (parois de chambre de combustion, des surchauffeurs, réchauffeur rotatif et d'économiseur), afin de provoquer des échanges de chaleur avec le fluide se trouvant derrière ces parois.

### I. 4. 4. Circuit d'eau - vapeur

C'est le circuit principal et son parcours est décrit par les transformations suivantes :

#### a. Première transformation

L'eau froide prise de la bache alimentaire est comprimée successivement par les pompes ; basse pression et haute pression et est réchauffée par les réchauffeurs basse et haute Pression **RBP** et **RHP** au moyen de la vapeur de soutirage pour passer enfin à l'économiseur où les gaz de combustion élèvent encore sa température. Au début de la transformation, l'eau était à 33°C et une pression absolue de 0.05 bar puis à la fin elle sera de 332°C et 160 bar environ.

#### b. Deuxième transformation

Elle s'effectue dans la chaudière, l'eau chaude comprimée arrive au réservoir supérieur, elle parcourt les parois tubulaires qui tapissent la chambre de combustion à travers ces tubes, les gaz de combustion qui ont une température de 1300°C fournissent à l'eau d'abord un complément de chaleur de vaporisation. À la partie supérieure de réservoir où recueille de la vapeur saturée humide, celle-ci est divisée par trois faisceaux tubulaires en série.

La vapeur se sèche dans le premier ; La surchauffe s'effectue dans les faisceaux suivants. Pendant cette transformation, la pression ne change pas, tandis que la température atteint son maximum de 540°C.

#### c. Troisième transformation

La vapeur surchauffée arrive à la partie Haute Pression **HP** où elle se détend jusqu'à 40 bar et où elle se refroidit jusqu'à 357°C, elle fournit donc un travail moteur puis elle retourne dans le foyer où elle circule dans les faisceaux de resurchauffe.

La pression ne varie pas mais la température atteint pour la deuxième fois son maximum soit 540°C, la vapeur revient à la turbine pour se détendre et se refroidir dans le corps Moyenne Pression **MP** ensuite Basse Pression **BP** en fournissant à nouveau un travail moteur.

#### **d. Quatrième transformation**

Elle s'effectue dans le condenseur, la condensation de la vapeur sous vide à 0.05 bar à une température de 33°C environ. L'eau, recueillie froide, recommence de nouveau le cycle.

### **I. 4. 5. Circuit d'eau de refroidissement**

Ce refroidissement est assuré par de l'eau froide circulant dans un circuit indépendant du circuit eau-vapeur. Il est constitué de deux systèmes liés thermiquement, l'un est complètement fermé sert à faire circuler l'eau et à refroidir le procédé par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur, l'autre, appelé aussi circuit secondaire, sert à refroidir l'eau réchauffée. Ce dernier est semi-ouvert ou un système de batteries aérothermes (refroidissement par air).

Ce circuit d'eau sert à refroidir les paliers des pompes d'extraction les différentes sortes d'huile, les compresseurs et pompes.

### **I. 5. Fonctionnement d'une tranche de production de l'énergie**

Dans cette partie, on cite une description de la centrale à cycle combiné Bellara, ses principaux composants et leurs dispositions [2].

Le système d'alimentation et de conditionnement de gaz combustible (gaz naturel) fournit du gaz naturel à un certain niveau de propreté, de pression et de température pour répondre aux critères de fonctionnement et de conception du principal utilisateur de gaz naturel (turbine à gaz). Il importe donc d'utiliser un combustible très propre (absence de particules solides et de composants chimiques susceptibles de former des acides).

Le compresseur des turbines à gaz aspire l'air ambiant à travers un filtre à air d'admission, le comprime et l'alimente au système de combustion. Le gaz combustible est introduit dans le système de combustion et est brûlé avec de l'air comprimé. Le gaz de combustion chaud qui en résulte s'écoule dans la turbine de détente. Le gaz se dilate et entraîne la turbine à gaz. La puissance mécanique générée dans la turbine entraîne l'alternateur et le compresseur. La sortie du générateur est connectée par un transformateur élévateur et des barres omnibus au réseau.

Le gaz combustible est chauffé dans un réchauffeur de bain-marie au moyen d'un contrôleur de température local pour maintenir au-dessus de la température du point de rosée. Le gaz combustible est finalement préchauffé par le réchauffeur d'efficacité par l'alimentation en eau fournie par l'économiseur du générateur de vapeur à récupération de chaleur de la pression intermédiaire. L'eau d'alimentation quittant le préchauffeur de gaz combustible est mélangée avec le flux de condensat avant d'entrer dans le préchauffeur de condensat.



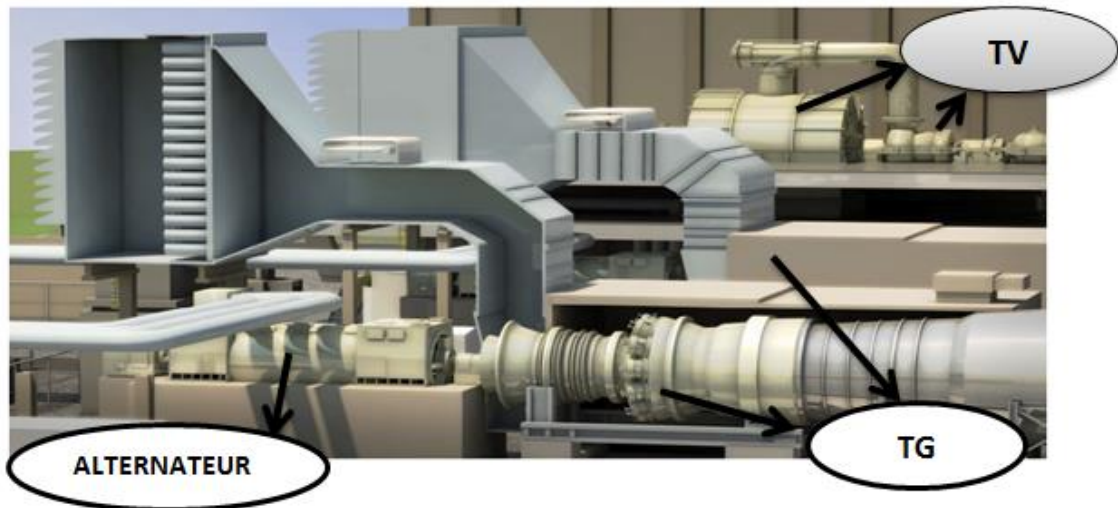


Figure I.5 : Vue du cycle combiné en 3d [2]

Le gaz de combustion qui sort de la turbine à gaz est à haute température et transporte beaucoup d'énergie thermique. Cette énergie thermique d'échappement est utilisée pour produire de la vapeur dans le générateur de vapeur à récupération de chaleur horizontal à triple pression (basse pression, pression intermédiaire, haute pression).

La vapeur générée est alimentée à différentes étapes de la turbine à vapeur (haute pression, pression intermédiaire, basse pression). La vapeur d'échappement de turbine basse pression, la vapeur d'étanchéité, les drains de turbine et la vapeur de dérivation (haute pression/basse pression) sont condensés dans un condenseur à surface de vapeur.

L'eau d'appoint est également apportée dans la cheminée du condenseur. Le condensat de la cheminée est évacué par des pompes d'extraction de condensat vers le système de préchauffage des condensats (économiseur basse pression) via les échangeurs et refroidisseurs de l'éjecteur d'air à vapeur et du condensateur de vapeur du presse-étoupes. Le dégazeur est intégré au ballon de vapeur à basse pression.

Les pompes d'alimentation du générateur de vapeur à récupération de chaleur doivent aspirer depuis le ballon de vapeur basse pression et fournir l'eau d'alimentation au circuit haute pression et par une purge intermédiaire, au circuit de pression intermédiaire.

La vapeur du tambour à haute pression circule à travers la surchauffeur et va vers la turbine à vapeur haute pression. La vapeur prélevée de la décharge de la turbine à vapeur haute pression retourne au générateur de vapeur à récupération de chaleur, où elle est mélangée avec la vapeur surchauffée à pression intermédiaire puis en passant par le réchauffeur retournera à la turbine à vapeur à pression intermédiaire.

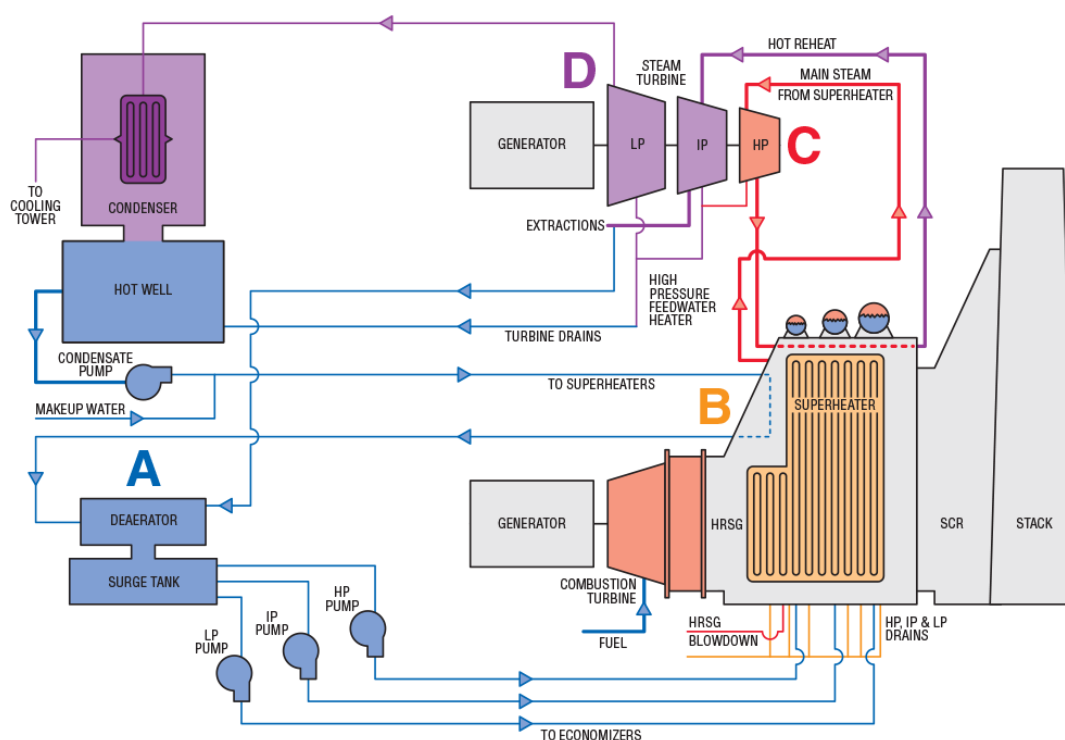


Figure I.6 : Vue cycle combiné en 2d [4]

Enfin, la vapeur prélevée de la décharge de la turbine à vapeur à pression intermédiaire va directement à la turbine à vapeur à basse pression, cette vapeur provenant du générateur de vapeur à récupération de chaleur est admise dans la décharge de la turbine à vapeur à pression intermédiaire ou dans la transition. La vapeur déchargée de la turbine à vapeur à basse pression est envoyée au condenseur de surface de vapeur.

#### I. 4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les principaux éléments (chaudières, turbines, condenseurs, etc.) constituant la centrale thermique de Bellara. Par la suite, une description détaillée du fonctionnement d'une tranche de production afin de produire l'électricité à partir d'autres énergie en passant par une énergie calorifique (chaudière), puis par une énergie mécanique (turbine), qui se transforme en énergie électrique (l'alternateur). Le chapitre suivant sera consacré pour la présentation de la turbine à gaz MS 9001FA la centrale thermique de Bellara.

## CHAPITRE II.

### Présentation de la turbine à gaz

MS 9001FA

## II. 1. Introduction

Les particularités technologiques des turbines à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente. Ainsi, les composants d'une turbine à gaz nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux exigences thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion. De ce fait, les aubes des premiers étages de la dernière génération de turbines à gaz sont équipées de systèmes de refroidissement très performants capables de maintenir le composant à une température compatible avec le comportement du matériau et réduire la consommation d'air de refroidissement.

A ce propos, dans ce chapitre, après une présentation des différentes parties de la turbine à gaz, on résume les méthodes d'amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement interne. De plus, on présente la différence entre les deux modèles, le précédent et le récent, de la turbine de série MS 9001FA utilisées au niveau de la centrale thermique de Bellara.

## II. 2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA

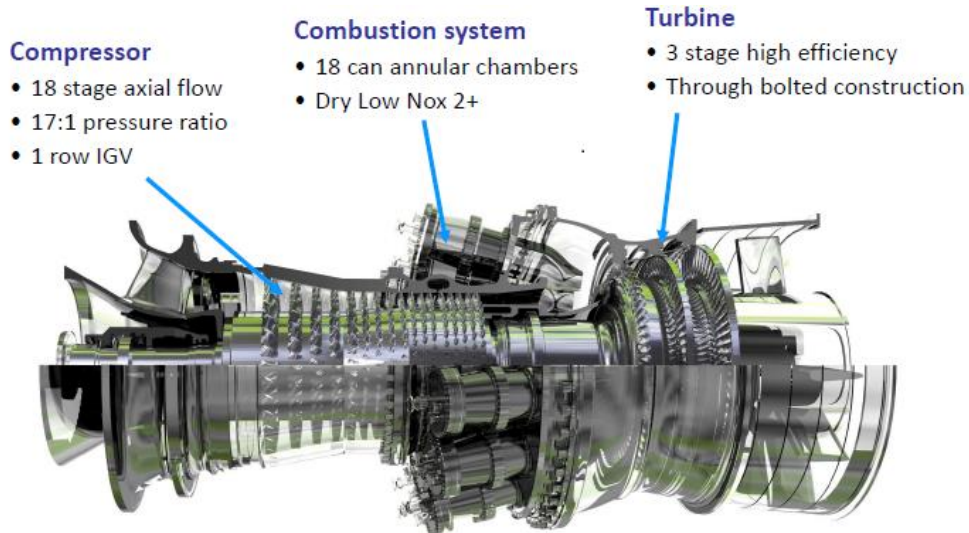
### II. 2. 1. Définition

La turbine à gaz est une machine thermodynamique tournante dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique, suite à la rotation d'un arbre, à partir de l'énergie cinétique des gaz issus de la combustion d'un mélange d'air, déjà comprimé dans le compresseur rotatif entraîné par le même arbre, et d'un gaz (fuel, gaz combustible...) dans la chambre de combustion. Ses principaux avantages sont :

- Puissance spécifique élevée.
- Installation simple (la principale contrainte est la qualité et le volume d'air aspiré).
- Disponibilité élevée (> 95%).
- Poly-combustible (gaz, fioul,...).
- Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).
- Accepte les conditions climatiques extrêmes à l'aide de certaines adaptations sur l'aspiration d'air, le combustible et la lubrification.
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

### II. 2. 2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 9001FA

La turbine à gaz à arbre unique MS9001FA, comme montrée sur la figure (II.1), comporte trois sections principales : compresseur, chambre de combustion et turbine.



**Figure II.1** : Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA [3]

Elle fait fonctionner deux types d'installation thermique : à cycle simple, et cycle combiné. Ses caractéristiques sont résumées dans le tableau ci-dessous.

**Tableau II.1** : Caractéristiques de la turbine MS 9001FA [3]

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| Série du modèle de turbine à gaz | MS 9001FA   |
| Cycle                            | Simple et combiné   |
| Vitesse de l'arbre               | 3000 tr /mn   |
| Système de commande              | MARK VI   |
| Protections                      | Survitesse, Température excessive<br>Détection de vibration et Flamme |
| Nombre d'étages                  | 18  |
| Section Combustion               | 18 chambres   |
| Type de carburant                | Gaz-Fuel  |
| Bougies                          | 2, type électrode   |
| Détecteur de flamme              | 4, type ultraviolet   |

### II. 2. 3. Conditions d'ISO de la turbine à gaz MS 9001FA

Les turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes d'ISO (spécifications techniques à utiliser lors de l'acquisition par le client auprès du fabricant de systèmes à turbines à gaz) représentées par une température égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013 bars et une humidité relative de 60% [21].

Les performances de la turbine sont décrites en ISO [3] [21] dans le tableau suivant :

**Tableau II.2** Performances en ISO de la turbine MS 9001FA [3] [21]

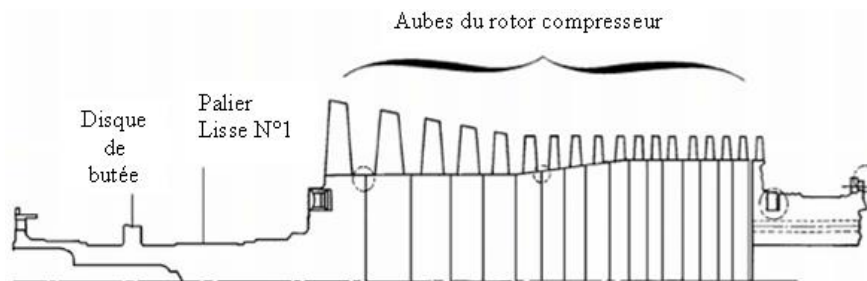
|                                    |               |
|------------------------------------|---------------|
| Puissance normale ISO              | 258.59 MW     |
| Température de chambre combustion  | 1315°C        |
| Débit d'échappement                | 2368x103 kg/h |
| Température d'échappement          | 600°C / 604°C |
| Consommation spécifique de chaleur | 9596 KJ/ KWh  |
| Rapport de pression                | 17/1          |
| Consommation combustible           | 53 933,30     |

## II. 3. Sections principales de la turbine à gaz MS 9001FA

Dans sa configuration, la turbine à gaz à un arbre MS9001FA est constituée des parties suivantes

### II. 3. 1. Section Compresseur

Le corps du compresseur est constitué des aubes directrices à ouvertures variables (IGV), de 18 étages rotor - stator et des aubes directrices en sortie (EGV). Un étage du compresseur est constitué d'une roue d'aubage mobiles, et d'un anneau d'aubage fixes. L'air est confiné dans l'espace entre le rotor et le stator où il est comprimé par étape par une série de pales aérodynamiques alternées en rotation (rotor) et fixes (stator).

**Figure II.2:** Ensemble rotor du compresseur [3]

Les aubes du rotor donnent la force nécessaire à la compression de l'air à chaque étage et les aubes du stator guident l'air pour qu'il arrive sur l'étage suivant avec le bon angle. Les aubes directrices à ouvertures variables (IGV) sont placées à l'extrémité arrière du corps d'admission. La position de ces aubes influe directement sur le volume du flux d'air d'admission du compresseur. Afin d'obtenir des performances élevées, les jeux entre rotor et stator doivent être très réduits et les pièces doivent être fabriquées et assemblées avec une très grande précision.

Les matériaux utilisés vont des alliages d'aluminium ou de titane pour les premiers étages aux alliages d'acier et aux alliages réfractaires pour les derniers étages, qui peuvent supporter des températures atteignant 500 °C.

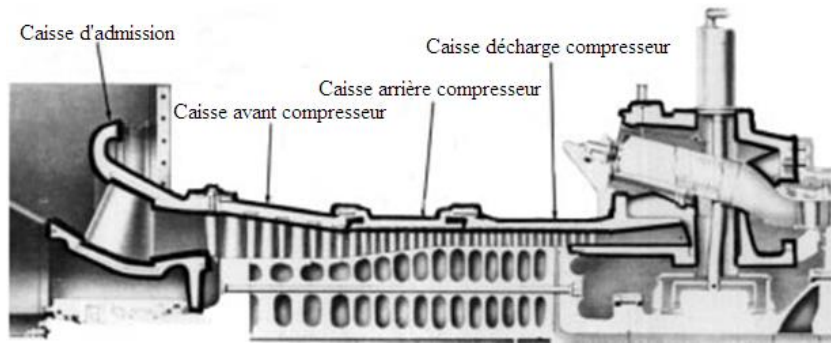


Figure II.3 : Stator du compresseur- vue en coupe [3]

L'air comprimé sort du compresseur par le corps d'échappement vers les chambres de combustion. Une partie d'air est extraite du compresseur pour le refroidissement de la turbine et le contrôle des pulsations au démarrage.

### II. 3. 2. Système de combustion

Le système de combustion est de type flux inversé, elle contient 18 parties installées autour de la périphérie du corps d'échappement du compresseur, reliées entre elles par des tubes d'interconnexion pour assurer la propagation de la flamme. Elle comporte également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion.

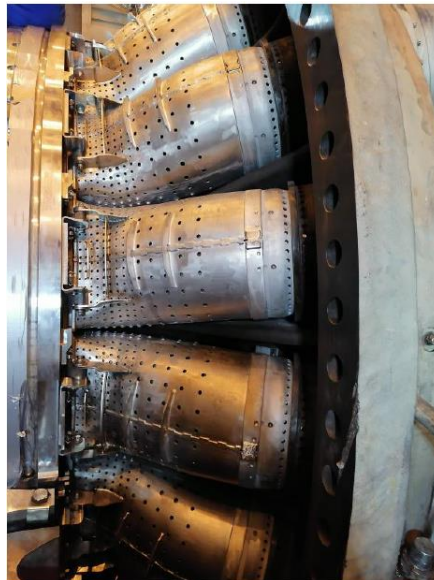


Figure II.4 : Disposition du système de combustion MS9001FA [3]

L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube de flamme vers le chapeau du tube de flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers un tabulateur et à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau et dans le tube lui-même.

Les gaz chauds, dégagés du combustible enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition.



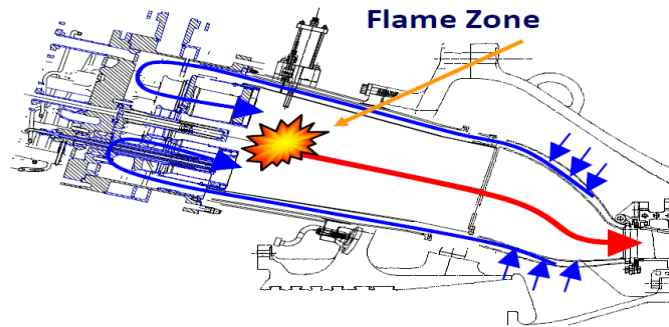


Figure II.5 : Schéma de l'écoulement d'air dans la chambre de combustion [3]

### II. 3. 3. Turbine

La turbine est la partie où le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique. Elle est constituée de trois étages dont chaque étage se compose d'une directrice (stator) avec des segments de protection; d'une roue (rotor) avec son aubage.

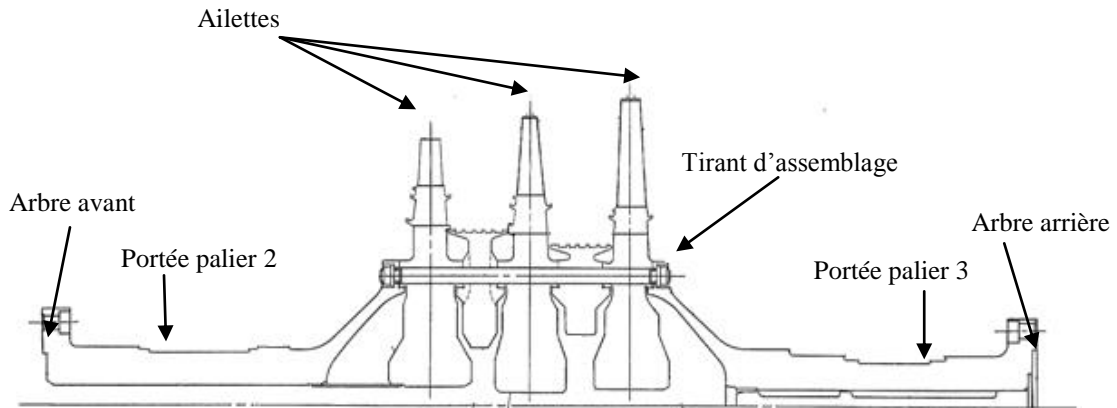


Figure II.6 : Ensemble du rotor de la turbine- vue en coupe [3]

La dimension des aubes turbine augmente en longueur du profil du 1<sup>er</sup> au 3<sup>ème</sup> étage. En raison de la réduction de pression engendrée par la détente dans chaque étage, une zone annulaire plus large (divergent) est nécessaire pour permettre l'écoulement des gaz ; d'où la dimension croissante des aubes (Figure II.7). L'extrémité de chaque aube est équipée d'un segment qui fait partie intégrant de l'aube elle-même. Ces segments s'encastrent entre eux selon un découpage en Z et sont utilisés pour amortir ou minimiser les vibrations lors d'un démarrage de la machine à froid.

L'étage du rotor assure la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et la suite de la conversion de l'énergie aura lieu dans l'étage du stator. Une fois cette conversion d'énergie est faite, on obtient ainsi la puissance requise pour entraîner le compresseur d'alimentations et pour mettre en marche la machine entraînée (générateur, compresseur, etc.) reliée à la TAG au moyen d'un accouplement.





**Figure II.7 :** Ailettes de la turbine MS 9001FA remontées (avant l'amélioration) [3]

L'énergie des gaz fournie par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation en combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaire pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement. Le travail utile fourni par le système est la différence des travaux de détente de la turbine et de compression du compresseur.

## **II. 4. Systèmes auxiliaires de la turbine à gaz**

### **II. 4. 1. Système d'admission d'air**

Le système d'aspiration est conçu pour répondre aux conditions de fonctionnement de la turbine et pour atténuer les bruits à haute fréquences dus à l'aubage du rotor du compresseur. Il comprend les composants suivants

- Carter d'admission avec échelles, plateformes et palan.
- Capot pare-pluie et grillage anti-volatile.
- Filtre à deux étages, c'est-à-dire pré-filtre (1<sup>er</sup> étage) et filtre fin (2<sup>ème</sup> étage).
- Portes d'admission de sécurité et portes d'accès pour l'inspection.
- Silencieux
- Coude d'admission d'air.
- Système antigivrage.

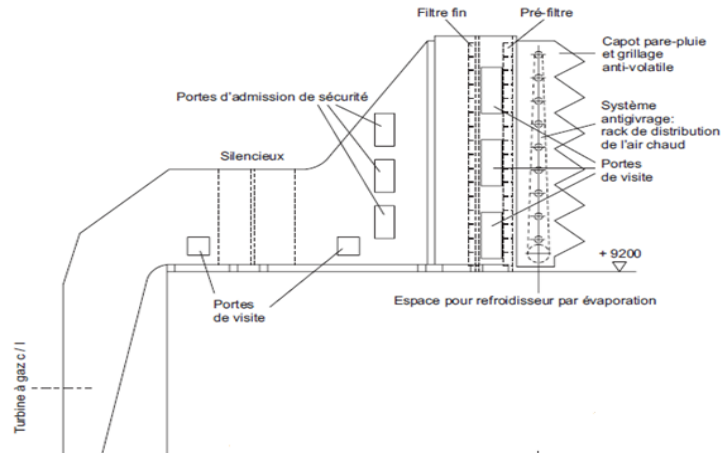


Figure II.8 : Admission d'air avec système de filtre à deux étages [3]

#### II. 4. 2. Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22% de la vitesse nominale pendant une minute, puis elle se stabilise à 20% pendant deux minutes. Le balayage et l'alimentation du circuit du gaz prend six minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt. La température à l'échappement est légèrement augmentée pendant que les aubes de la directrice présente une ouverture de 15%.

Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est amorcé. A ce moment-là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale dans l'intervalle de 50% à 60% de la vitesse nominale. L'arbre HP se découple du moteur de lancement et la turbine à gaz est auto maintenue.

#### II. 4. 3. Système des I.G.V

Les aubes directrices orientables appelées I.G.V. (Inlet Guide Vanes) sont montées dans la partie arrière du corps d'admission. La fermeture de ces aubes permette de contrôler le débit d'air admis dans le compresseur lors du démarrage ; et leurs ouverture croît progressivement avec l'accélération de la turbine jusqu'à atteindre l'ouverture complète qui correspond au maximum de débit et de vitesse de rotation. Le mouvement de ces aubes est commandé par un vérin hydraulique relié à l'anneau de vannage (Figure II.9).

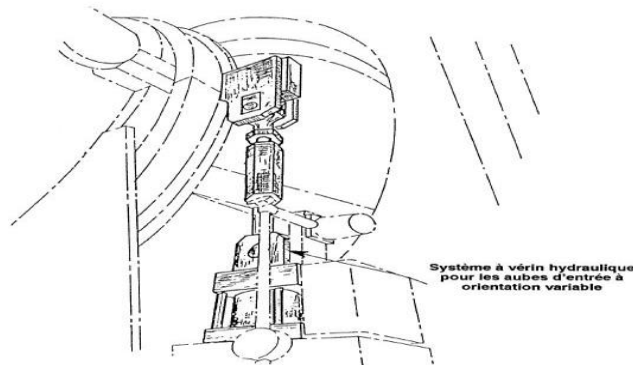


Figure II.9 : Vérin de commande des IGV [3]

#### II. 4. 4. Système anti-pompage

La décélération de l'air dans les aubes du stator compresseur, afin d'augmenter la pression, est le responsable d'instabilité du débit d'air durant les régimes transitoire, qui sont les séquences de démarrage et d'arrêt. C'est un phénomène de contre pression qui annule de manière cyclique, le débit d'air dans le compresseur : c'est le pompage.

Cette instabilité en régime transitoire apparait au niveau du 11<sup>ème</sup> étage du compresseur. De ce fait, un prélèvement d'air est aménagé au niveau de cet étage, sur lequel sont disposés des vannes anti-pompage. L'ouverture et la fermeture de ces vannes sont directement commandées par la pression de refoulement compresseur.

Les vannes anti-pompage ouvertes pendant la période d'accélération de la turbine, permettent au 11<sup>ème</sup> étage de se décharger partiellement, dans l'échappement de la turbine, ce qui évite les pulsations qui pourraient apparaitre. A 95% de la vitesse nominale, elles sont complètement fermées.

#### II. 4. 5. Système de l'huile de graissage

Il alimente les paliers, les auxiliaires intégrés (réducteur, accouplements, ... etc.) et les vérins hydraulique, avec de l'huile de graissage. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée. Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

- Réservoir d'huile
- Pompes d'huile de graissage

#### II. 4. 6. Système d'alimentation par le combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible qui est le gaz naturel, avec la pression et le débit appropriés, le long du cycle de fonctionnement de la turbine. L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz, situé dans la zone accessoire. En plus, on trouve aussi les vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

#### II. 4. 7. Cadre d'échappement et diffuseur

Le cadre d'échappement est lié à la face arrière du corps turbine. Il se compose de deux cylindres concentriques reliés par une série de 18 entretoises radiales qui doivent être maintenues à une température constante pour ne pas perturber le centrage du rotor par rapport au stator.

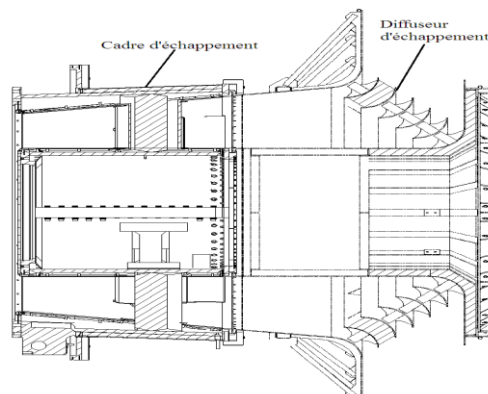


Figure II.10 : Cadre et diffuseur d'échappement [3]

La stabilisation en température se fait par l'air de refroidissement du corps turbine s'écoulant vers des orifices du cadre d'échappement qui font face à des orifices dans le corps turbine. Cet air s'écoule ensuite dans l'espace formé entre les entretoises et le carénage afin de maintenir la température de ces entretoises à une valeur correcte.

Le diffuseur d'échappement se situe entre les cylindres interne et externe du cadre. Les gaz s'échappant du 3<sup>ème</sup> étage turbine entrent dans le diffuseur où leur vitesse se réduit. A la sortie du diffuseur, une série d'aubes annulaire (déflecteurs) et fixes permettent de diriger les gaz radialement dont une partie travers des sections de tube où sont installés les thermocouples d'échappement.

#### **II. 4. 8. Chambre Paliers et butées**

La turbine à gaz de type MS9001FA comprend trois ensembles paliers servant de supports pour le rotor turbocompresseur. Ils sont répartis comme suit :

- Le premier au niveau du corps d'admission du compresseur. Il comprend, outre le palier, une butée et une contrebutée ;
- Le deuxième dans le corps d'échappement compresseur ;
- Le troisième dans le cadre d'échappement.

#### **II. 5. Principe de fonctionnement de la TG MS9001FA**

Dès que la ligne d'arbre est mise en mouvement par le moteur de lancement, l'air atmosphérique est aspiré, filtré et dirigé à travers la gaine d'admission vers l'entrée du compresseur.

A la sortie de compresseur, l'air pénètre dans un espace annulaire entourant les 18 chambres de combustion, puis dans l'espace situé entre l'enveloppe des chambres et les tubes de flamme. Les injecteurs introduisent le combustible dans chacune des chambres de combustion où il est mélangé à l'air de combustion venant du compresseur. La mise à feu est réalisée par deux bougies d'allumage. Chacune de ces deux bougies équipe une chambre de combustion déterminée. La combustion se propage dans les autres chambres à travers les tubes d'interconnexion qui les relient entre elles au niveau de la zone de combustion.

Quand la turbine a presque atteint sa vitesse nominale, la pression des gaz à l'intérieur des chambres est suffisante pour provoquer le retrait des électrodes rétractables équipant les bougies d'allumage. Les gaz chauds venant des chambres de combustion se propagent à travers les 18 pièces de transition placées à l'arrière des tubes de flamme pour traverser ensuite les trois étages de la turbine. Chaque étage est constitué d'un ensemble d'aubes fixes suivi d'une rangée d'aubes mobiles. Dans chaque rangée d'aubes fixes, l'énergie cinétique du jet de gaz augmente, parallèlement à la diminution de la pression. Dans la rangée adjacente d'aubes mobiles, une partie de l'énergie cinétique du jet est convertie en travail utile transmis au rotor de la turbine.

Après leur passage dans les trois étages de la turbine, les gaz d'échappement traversent le cadre d'échappement et le diffuseur, constitué d'une série de déflecteurs où aubes de guidage transformant la direction axiale des gaz en direction radiale tout en minimisant les pertes par frottement. Les gaz parviennent ensuite au caisson

d'échappement et sont évacués à l'atmosphère par le système d'échappement. Du travail fourni au rotor de la turbine, une partie est utilisée pour l'entraînement du compresseur et d'auxiliaires turbines qui sert à faire tourner l'alternateur.

## II. 6. Système de refroidissement à air et d'étanchéité

L'amélioration des performances et des rendements des turbines à gaz passe par l'augmentation de la température des gaz dans la chambre de combustion. Il est donc nécessaire de refroidir les pièces sollicitées thermiquement, telles que :

- les chambres de combustion ;
- les aubes des distributeurs turbines haute et basse pression ;
- les ailettes des turbines haute et basse pression ;
- la pressurisation des paliers des compresseurs et des turbines ;
- les carénages et les bras radiaux ;

Ces composants nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux exigences thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion. Il existe plusieurs techniques de refroidissement tels que : le refroidissement par convection interne forcée, le refroidissement par impact de jets, refroidissement par transpiration, multi-perforation (film cooling). Les deux dernières techniques ont subi ces dernières années de réelles évolutions. Elles s'attardent sur l'analyse et la conception d'un système de refroidissement dans le cas d'un aubage, système qu'il faut concilier les exigences liées au refroidissement de l'élément et celles imposées par le dimensionnement aérodynamique de l'étage de la turbine. Rappelons ci-dessous ces techniques.

### II. 6. 1. Techniques de refroidissement interne

#### a. Refroidissement par convection interne forcée

Le refroidissement par convection interne forcée est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Cette technique consiste à évacuer le flux de chaleur reçu par l'aube. Pour cela, on fait circuler l'air frais à travers des canaux judicieusement aménagés à l'intérieur de l'aubage.

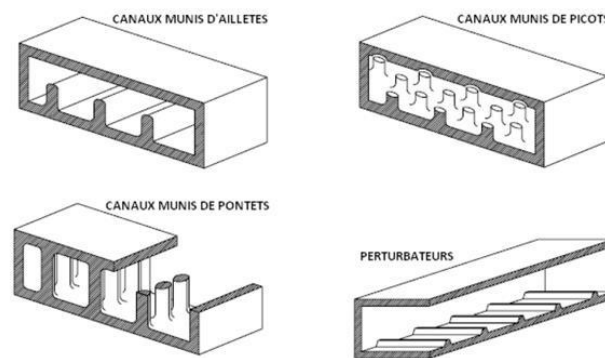


Figure II.11 : Refroidissement par convection [5]

### b. Impact de jets

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (figure II.12). Sa réalisation demande un aménagement spécial à l'intérieur des aubes de telle manière à créer des jets internes permettant un refroidissement plus efficace que par convection forcée.

L'air de refroidissement s'écoulant à travers les orifices d'impact vient frapper la paroi à refroidir. L'échange thermique est particulièrement important au point d'impact, ce qui permet d'atteindre localement les coefficients d'échange thermique les plus élevés.

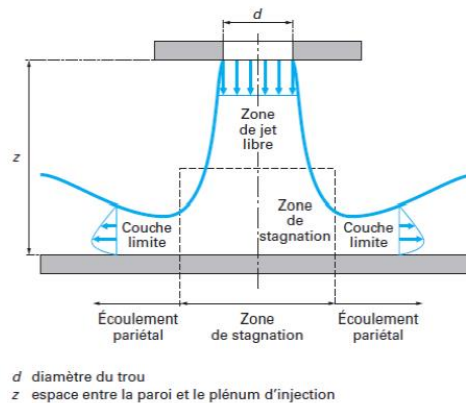


Figure II.12 : Impact d'un jet [6]

Il existe trois types d'orifices d'émission différents qui permettent d'injecter de l'air en direction de la paroi à refroidir : la fente, la buse et les orifices circulaires.

Ce type de refroidissement est généralement utilisé pour le refroidissement de la zone du bord d'attaque de l'aube, dans la turbine, exposée aux gaz à grandes températures, et des chambres de combustion.

### c. Refroidissement par film

Elle consiste à utiliser l'air de refroidissement à pression élevée et de l'émettre à travers les espaces creux, rangées de trous et fentes, de façon à engendrer une couche protectrice d'air froid entre les gaz chauds et la paroi (Figure II.14).

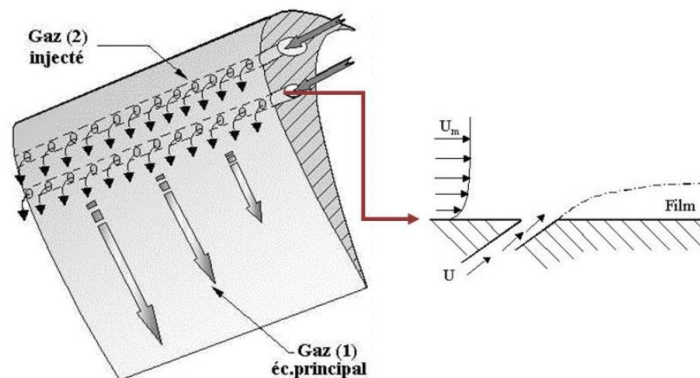


Figure II.14 : Refroidissement par film appliqué à l'aubage de la turbine [7]

Cette technique de refroidissement par film est aujourd'hui la protection thermique externe la plus largement utilisée dans la technologie des turbines à gaz grâce à son bon rapport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.

#### d. Transpiration

Cette méthode nécessite un matériau poreux permettant à l'air de refroidissement de s'infiltrer à travers plusieurs couches de parois à refroidir (Figure II.15).

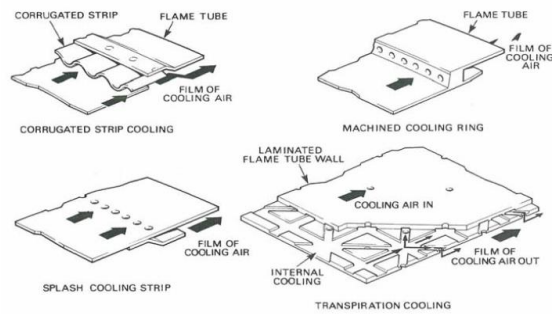


Figure II.15 : Refroidissement par transpiration [8]

Elle permet une distribution plus homogène du fluide refroidissant sur la surface comparant au refroidissement par film. Malgré son efficacité, elle reste réservée pour des applications très restreintes à cause des difficultés de construction.

### II. 6. 2. Système de refroidissement par air (interne) de la turbine

Les pièces les plus exposées sont en particulier les aubes du rotor, qui sont très difficiles à refroidir et, de plus, particulièrement sensibles à l'abrasion. Il importe donc d'utiliser un combustible très propre, et de limiter la température en fonction des caractéristiques mécaniques des aubes.

Ces dernières doivent être refroidies à l'air pour éviter que la température de leurs matériaux (alliages réfractaires à base de nickel ou de cobalt) n'excède les limites maximales autorisées. Il convient d'utiliser de l'air à forte pression pour combler les écarts et les espaces creux (former un film) de la turbine à gaz dus à sa conception mécanique. Par conséquent, il s'agit d'empêcher des gaz chauds de s'infiltrer dans ces espaces. L'air utilisé à ces fins est extrait du compresseur à divers étages (points d'extraction du compresseur) et fourni aux aubes de turbine, au rotor et au corps de la turbine comme air de refroidissement et d'étanchéité.

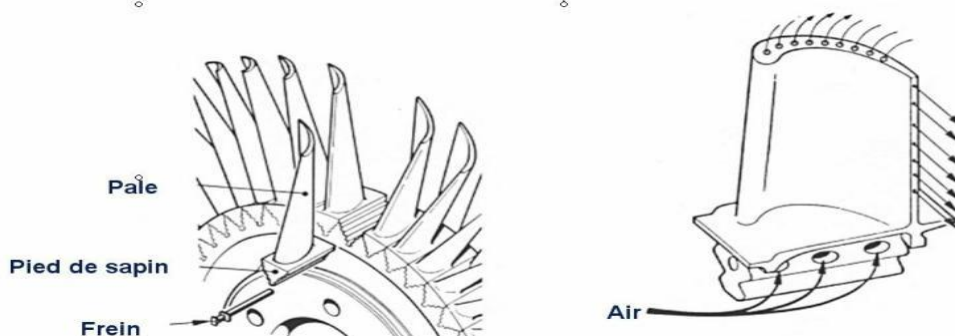
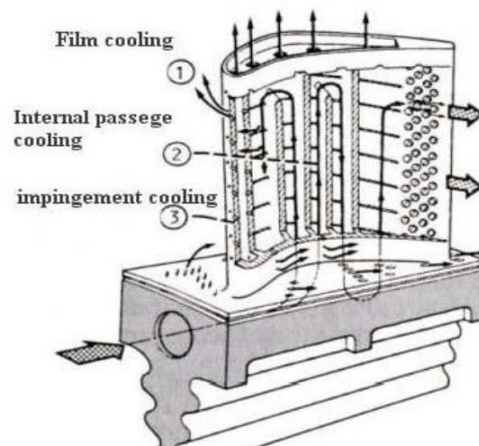


Figure II.16 : Système d'air de refroidissement des aubes de la turbine à gaz [6]



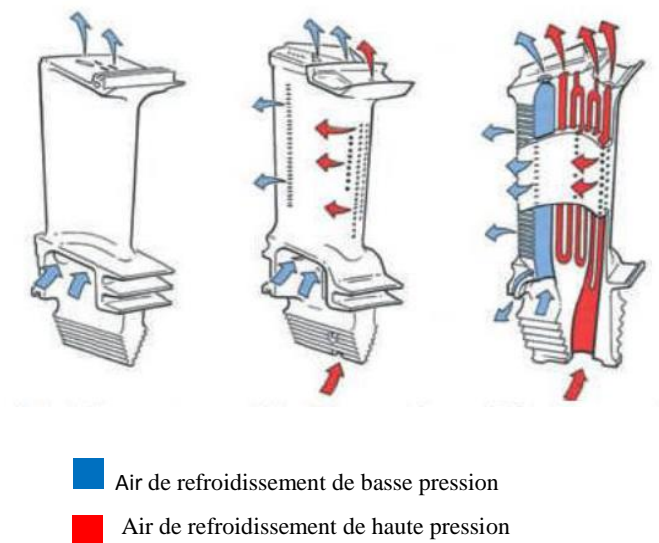
Le contrôle de l'air de refroidissement assure un refroidissement suffisant et constant des aubes et des ailettes tout en garantissant la fourniture de la quantité d'air de refroidissement adéquate.

Les aubes du premier étage représentent le premier ensemble mobile recevant directement les gaz chauds en provenance de la première directrice. L'aubage du premier étage est dotée d'une série de canaux internes et longitudinaux destinés au refroidissement. L'air pénètre chaque aubage à travers une cavité entre la roue et le pied du type "pied de sapin", et s'écoule à travers une série d'orifices au sommet. L'efficacité du circuit de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire s'accompagne d'une perte de charge.



**Figure II.17** : Séries d'orifices et des canaux internes d'air de refroidissement dans l'aubage [9]

De ce fait, l'espacement et la dimension des orifices sont conçus pour permettre un refroidissement optimum du profilé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur. Les économies d'air de refroidissement réalisées sont utilisées pour améliorer les conditions de combustion et le comportement de fonctionnement.



**Figure II.18** : Evolution des systèmes de refroidissement des aubes à partir des années 1960 [6]



Cette technique de refroidissement par multi-perforation est aujourd'hui la protection thermique la plus largement utilisée pour refroidir les aubes des turbines grâce à son bon apport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.



Modèle (1)

Modèle (2)

**Figure II.19** : Les aubes de la turbine 9FA modèles (1) et (2)

La figure (II.19) montre l'ancien modèle (1), déjà utilisé, et le nouveau modèle (2) en cours d'utilisation des aubes de la même turbine à gaz 9FA de la centrale de Bellara. La différence entre les aubes des deux modèles réside dans la perforation (nombre et espacement) et le revêtement de barrière thermique sur l'aube du nouveau modèle.

Concernant les perforations, la découpe transversale de la pale de l'ancien modèle contient cinq orifices tandis que dans le nouveau elle possède sept ; et sur le pied de pale du côté de l'intrados du nouveau modèle, près du bord de fuite dans la zone limitée entre les deux derniers orifices, il y a deux lignes supplémentaires perforées respectivement de quatre et six orifices. D'autre part, le revêtement de l'aube du nouveau modèle a un comportement thermique différent de celui du matériau de base de l'aube proprement dite. C'est un matériau céramique qui sert pour atténuer les contraintes thermiques et mécaniques au cours des démarrages et des arrêts de la turbine.

### II. 6. 3. Débit d'air de refroidissement pour les étages de turbine

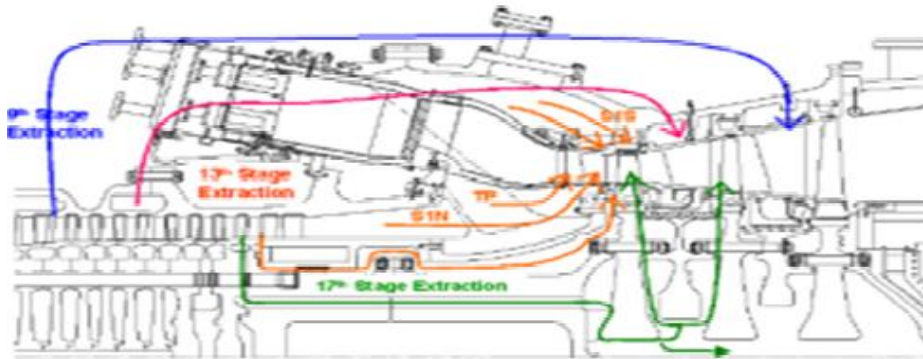
Afin d'éviter que la température des différentes parties de la turbine n'atteigne ses limites maximales, le refroidissement des ailettes mobiles et directrices est indispensable. Grâce à un contrôle de l'air froid assurant un refroidissement suffisant et constant des aubes, une fourniture de la quantité d'air de refroidissement adéquate est vérifiée.

#### 1<sup>er</sup> étage

Une portion du débit d'air de sortie du compresseur sert au refroidissement du premier étage de la turbine. Le premier lot d'aubes est alimenté en air provenant d'une région du corps de la turbine se trouvant en amont des brûleurs, et avec de l'air extrait de la sortie du compresseur par les tuyaux de guidage d'air de refroidissement disposés en cercle travers les canaux du rotor.

### ▪ 2<sup>ème</sup> étage

L'air de refroidissement est extrait à deux points situés en aval du 13<sup>ème</sup> étage du compresseur, puis fourni aux aubes directrices du 2<sup>ème</sup> étage de turbine. Ces points d'extraction sont séparés l'un de l'autre sur le corps du compresseur par une circonférence décalée. Chaque conduite d'extraction d'air de refroidissement est dotée d'un amortisseur de régulation qui régule l'écoulement de l'air. Quant au refroidissement des aubes mobiles du 2<sup>ème</sup> étage de turbine l'air est extrait en aval du 12<sup>ème</sup> étage du compresseur, puis fourni à ces aubes via les canaux du rotor [6].

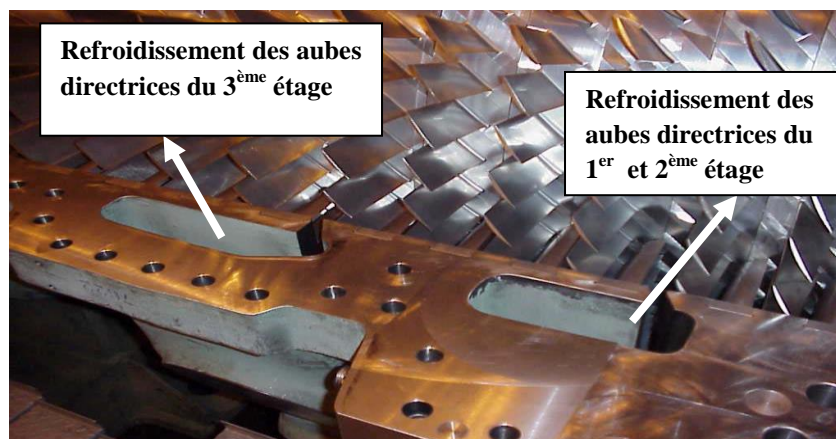


**Figure II.20:** Flux de refroidissement des aubes mobiles et des aubes directrices [2]

Une butée mécanique empêche la fermeture complète des registres de contrôle d'air de refroidissement, garantissant ainsi que le débit minimum d'air de refroidissement requis est constamment fourni aux profils.

### ▪ 3<sup>ème</sup> étage

L'air de refroidissement est extrait à deux points situés en aval du 9<sup>ème</sup> étage du compresseur, puis fourni aux aubes 3<sup>ème</sup> étage de turbine. Ces points d'extraction sont séparés l'un de l'autre sur le corps du compresseur par une circonférence décalée. Chaque conduite d'extraction d'air est dotée d'un amortisseur de régulation d'air de refroidissement qui régule l'écoulement de l'air [6].



**Figure II.21:** Les orifices et les espaces creux à travers lesquels se développe le film de refroidissement

L'air de refroidissement destiné aux aubes mobiles du 3<sup>ème</sup> étage de la turbine est extrait en aval du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur et fourni aux aubes par le biais des canaux internes du rotor. Le contrôle de l'air de refroidissement des ailettes du 3<sup>ème</sup> étage de la turbine est similaire à celui des ailettes de son 2<sup>ème</sup> étage.

## II. 7. Systèmes de refroidissement externe

La densité de l'air diminue avec l'augmentation de la température et de l'humidité ; et comme les turbines à gaz avalent de l'air, elles sont donc sensibles à la température et la pression ambiantes. Afin d'augmenter la puissance de sortie des turbines à gaz, dans les climats chauds et humides, l'injection d'eau est utilisée. Le lieu d'injection est dans l'admission d'air : juste après le filtre fin et en plus près de l'admission du compresseur comme indiqué sur la (Figure II.22).

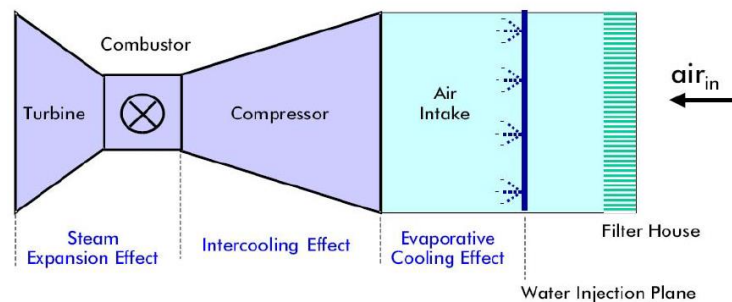


Figure II.22: Principe de refroidissement de l'air d'entrée [8]

Après le filtre, un refroidisseur par évaporation ou un support de buses de nébulisation sature l'air et près de l'admission du compresseur par injection de l'eau supplémentaire qui s'évapore à l'intérieur du compresseur. Le gain de puissance est obtenu grâce à trois facteurs :

- L'eau qui s'évapore dans l'entrée d'air augmente l'humidité relative de l'air des conditions ambiantes jusqu'à la quasi-saturation. L'évaporation de l'eau réduit la température de l'air donc la densité et la turbine à gaz avale un débit massique d'air plus important. De ce fait, une génération d'énergie plus élevée par unité de volume d'air avalé d'où une efficacité plus élevée.
- L'eau qui s'évapore à l'intérieur du compresseur réduit le travail du compresseur et augmente également la puissance de sortie et l'efficacité de la turbine à gaz.
- La puissance de sortie de la turbine est augmentée proportionnellement à l'augmentation du débit massique d'air et d'eau.

### II. 7. 1. Refroidisseur d'air

Ce système de refroidisseur d'air d'admission se compose d'un échangeur de chaleur, qui est situé dans l'admission d'air en aval du filtre à air avec un séparateur de gouttelettes. L'échangeur de chaleur refroidit le débit d'air d'entrée du compresseur par transfert d'énergie thermique vers un circuit d'eau de refroidissement fermé où l'eau est refroidie dans des échangeurs de chaleur à plaques par un ou plusieurs refroidisseurs. En boucle fermée, l'eau de refroidissement est acheminée par une ou plusieurs pompes à eau glacée.

## II. 7. 2. Refroidisseurs par évaporation

Le refroidisseur par évaporation (Figure II.23) augmente l'humidité de l'air jusqu'à une valeur proche de la saturation. La quantité d'eau évaporée dépend de la température ambiante et de l'humidité. L'eau s'évapore et l'air est refroidi avant l'entrée du compresseur. Ainsi, le débit massique d'air à travers la turbine à gaz est augmenté, ce qui améliore la puissance de sortie de l'unité. Le refroidisseur et le séparateur de gouttelettes produisent une chute de pression comprise entre 1,5 et 3 mbar et nécessitent une extension axiale du boîtier de filtre.

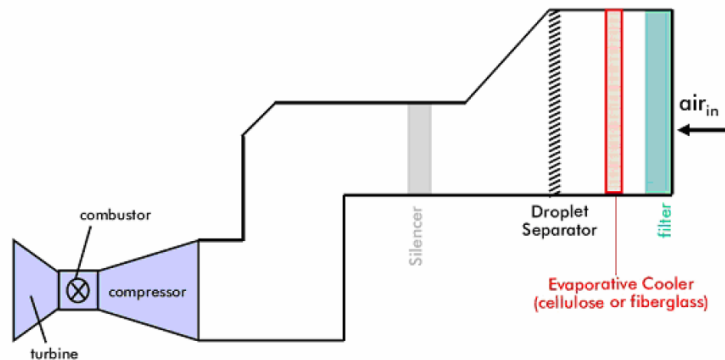


Figure II.23: Système de refroidissement par évaporation [8]

Les principaux composants d'un refroidisseur par évaporation sont :

- le refroidissement par évaporation,
- un collecteur de distribution d'eau,
- un réservoir d'eau avec une pompe de recyclage,
- un séparateur de gouttes.

## II. 7. 3. Système de brumisation d'entrée

Le système de brumisation (Figure II.24) injecte de petites gouttelettes d'eau dans l'air par des buses pour augmenter la perte d'humidité jusqu'à saturation (90-95%). La quantité d'eau injectée, qui dépend de la température et l'humidité ambiantes, est contrôlée par un logiciel. L'eau s'évapore et l'air est refroidi avant d'entrer dans le compresseur.

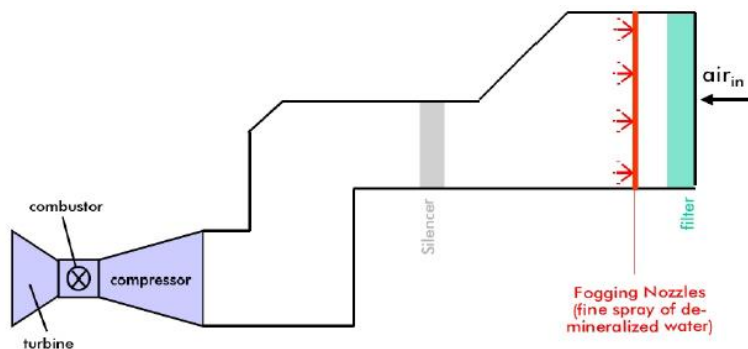


Figure II.24: Système de brumisation [8]

## **II. 8. Conclusion**

Dans ce chapitre, on a exposé les différentes parties constituant la turbine à gaz, centrale thermique de Bellara, en suivant le cheminement du fluide comburant et du carburant tout en passant par le compresseur axial, le système de combustion, la turbine de détente et l'échappement sans oublier les auxiliaires. On a présenté aussi les différentes méthodes d'amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement interne et externe. On a montré, de plus, la différence entre les deux modèles, de la turbine à gaz de série MS 9001FA, utilisés au niveau de la centrale thermique de Bellara.

### **CHAPITRE III.**

Etude thermodynamique de la  
turbine à gaz MS9001FA

### III. 1. Introduction

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards (ISO), mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions aux conditions climatiques différentes et non stables. Afin de mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz et des conditions opérationnelles tel que le taux de compression, on présente une étude énergétique, exergetique, économique et environnementale de la turbine à gaz.

On applique cette étude sur la configuration (cycle simple) de la turbine à gaz pour deux de turbine à gaz modèles MS9001FA qui diffèrent, uniquement, en leurs partie turbine (système de refroidissement interne) pour mener une comparaison entre leurs performances.

### III. 2. Cycle thermodynamique des turbines à gaz

#### III. 2. 1. Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz repose sur le cycle de Brayton. La figure ci-dessous (Figure III.1) montre le diagramme (T-S) approprié dans le cas idéal (noir) et réel (en bleu).

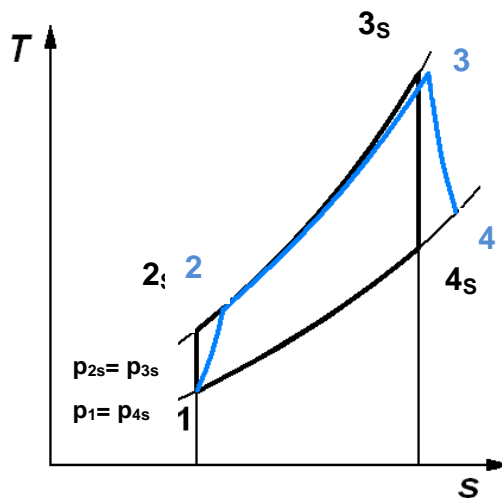


Figure III.1 : Diagramme (T, S) du cycle de Brayton [11]

#### III. 2. 2. Cycle de Brayton idéal (réversible)

Le cycle idéal de Brayton comprend quatre étapes de fonctionnement : une compression isentropique, un chauffage isobare, une détente isentropique et un échappement isobare (Figure III.1). Le cycle est parcouru par un débit d'air  $\dot{m}_a$  (kg/s) aspiré de l'atmosphère, celui-ci est comprimé au moyen d'un compresseur (1 → 2<sub>s</sub>). L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion (2<sub>s</sub> → 3<sub>s</sub>) pour être détendu dans la turbine (3<sub>s</sub> → 4<sub>s</sub>) qui entraîne le compresseur et l'alternateur. Compresseur, turbine et alternateur sont donc sur un même arbre. Les gaz brûlés sortent de la turbine et se refroidissent au contact de l'air ambiant. Ce refroidissement est supposé se faire à pression

constante et c'est bien le cas des turbines à cycle ouvert où le processus ( $4_S \rightarrow 1$ ) ne se produit pas au sein de l'unité.

Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de la turbine à gaz sont :

- La température minimale  $T_{1S}$  (Température ambiante) ;
- La température maximale (Température maximale admissible à l'entrée de la turbine) ;
- Le rapport de pression ou le taux de compression est :  $\tau_c = p_{2S}/p_1$ .

D'autres hypothèses pour le cycle idéal de joule à savoir :

- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleurs et les passages reliant les équipements sont négligeables ;
- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait ;
- La compression et la détente sont des transformations isentropiques.

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites, dont le rendement polytropique est égal à l'unité.

### III. 2. 3. Cycle de Brayton réel (irréversible)

Comme montré par la figure (Figure III.1), le cycle de Brayton réel (1, 2, 3, 4) diffère du cycle idéal (1, 2<sub>S</sub>, 3<sub>S</sub>, 4<sub>S</sub>) suite à l'irréversibilité de ses transformations réelles. Dû à l'existence des forces de frottement internes dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont plus isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés sont aussi accompagnés d'une légère chute de pression.

#### - Irréversibilité dans le compresseur et la turbine

Comme ces machines sont le siège de pertes par frottements, il s'ensuit que les températures réelles de sortie du compresseur  $T_2$  et de la turbine  $T_4$  seront plus élevées que prévu. L'écart par rapport à l'idéalité est quantifié par le rendement isentropique.

#### - Chutes de pression

La chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine  $p_3$  sera plus faible. De plus, la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée de pertes :  $p_4 < p_1$ .

#### - Débit non constant

Le débit d'air ( $\dot{m}_{air}$ ) qui traverse le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut tenir compte du débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour le refroidissement de la turbine.



### III.3. Modélisation mathématique de la turbine à gaz

Dans cette partie, on présente la configuration des deux turbines à gaz à étudier. Les deux modèles, l'ancien et le nouveau, de la turbine à gaz 9FA à un seul arbre, fonctionnant selon le cycle de Brayton simple diffèrent dans la section turbine plus précisément leurs systèmes de refroidissement interne et étanchéité.

De plus, on détermine les données de construction, les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine à gaz et les hypothèses apportées à notre étude.

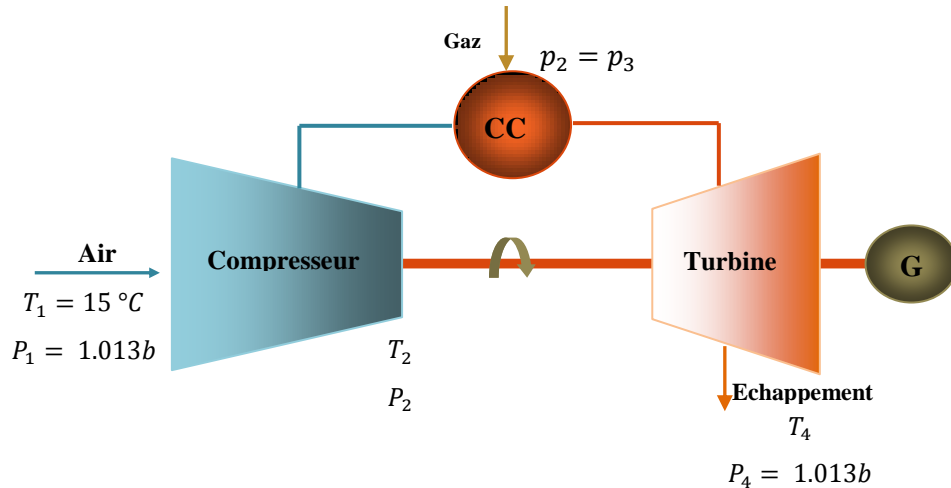


Figure III.2 : Présentation du cycle

#### III. 3. 1. Hypothèses

Afin de simplifier les équations représentant le phénomène étudié on doit adopter de quelques hypothèses simplificatrices qui décrivent la physique du problème. Ces hypothèses sont les suivantes :

- Tous les processus sont supposés être à l'état thermodynamique stable.
- La turbine à gaz est considérée comme un système adiabatique ouvert avec écoulement permanent.
- La compression d'air et la détente des gaz sont supposés être adiabatiques.
- La température de l'air à l'entrée du compresseur est la température ambiante.
- La réaction de combustion est stœchiométrique.
- Les énergies potentielle et cinétique sont négligées.
- Le débit du carburant est considéré négligeable par rapport au débit d'air.
- Les tables thermodynamiques sont utilisées pour extraire les propriétés thermophysiques de l'air.
- Le carburant utilisé est le méthane  $\text{CH}_4$  (gaz naturel).
- Le  $\text{CO}_2$  est le seul gaz émis par la centrale étudiée.
- L'air se compose de 20% d'oxygène ( $\text{O}_2$ ) et 80% d'azote ( $\text{N}_2$ ).

### III. 3. 2. Paramètres d'entrée

#### a. Données disponibles auprès du fabricant

Le modèle sélectionné de la turbine à gaz est le modèle 9FA de GE (général électrique). Les données disponibles auprès du constructeur ont été définies par les conditions de conception standard ou dites conditions ISO, et sous les conditions de travail de la centrale de Bellara, sont résumées dans le tableau ci-dessous :

**Tableau III.1** : Données disponibles auprès du fabricant de la TAG MS9001FA

| Paramètre                     | Unité     | Symbole     | Valeur    |
|-------------------------------|-----------|-------------|-----------|
| Puissance de charge           | [MW]      | $P$         | 258       |
| Débit massique d'air          | [kg /s]   | $\dot{m}_a$ | 630-640   |
| Température de combustion     | [K]       | $T_3$       | 1315-1350 |
| Masse molaire de l'air        | [gr/ mol] | $M_{air}$   | 28.02     |
| Pouvoir calorifique intérieur | [kJ/ kg]  | PCI         | 43346     |

#### b. Données utilisateur

Les conditions opératoires de fonctionnement des deux modèles (1) et (2) de la turbine à gaz, respectivement, avant l'amélioration et après l'amélioration sont citées dans le tableau ci-dessous

**Tableau III.2** : Données supplémentaires de la TAG MS9001FA

| Paramètre                                       | Symbole         | Modèle (1) | Modèle (2) |
|---|-----------------|------------|------------|
| Rendement isentropique compresseur              | $\eta_{sc}$     | 0.89       | 0.89       |
| Rendement isentropique turbine                  | $\eta_{sT}$     | 0.89       | 0.91       |
| Rendement mécanique de compresseur              | $\eta_{méc c}$  | 0.97       | 0.97       |
| Rendement mécanique de la turbine               | $\eta_{méc T}$  | 0.94       | 0.96       |
| Rendement de C.C.                               | $\eta_{cc}$     | 0.98       | 0.98       |
| Débit massique d'air l'entrée de la C.C. [Kg/s] | $\dot{m}_{air}$ | 630.23     | 630.23     |

### III. 4. Etude énergétique du cycle de la turbine à gaz

Une modélisation précise doit prendre en considération les travaux réels, les pertes de charge ainsi que le rendement de la chambre de combustion. En plus, les variations des chaleurs spécifiques en fonction de la température doivent être considérées. La composition du carburant ainsi que la composition de l'air en fonction de l'humidité doivent aussi être pris en compte.

#### a. Admission (0, 1)

Le système d'admission sert à filtrer l'air et à le canaliser vers l'entrée du compresseur, ceci induit des pertes de charges linéaires et singulières. Dans les installations des centrales à turbines à gaz, la pression ambiante et la pression à l'entrée du compresseur sont mesurées, alors la perte de charge à l'admission  $\Delta p_{adm}$  s'exprime par

$$\Delta p_{adm} = p_1 - p_0 \quad (\text{III. 1})$$

#### b. Section de compression (1, 2)

La figure ci-dessous (Fig. III.3) montre le processus de la compression dans le cas idéal, de 1 à 2s, et dans le cas réel de 1 à 2.

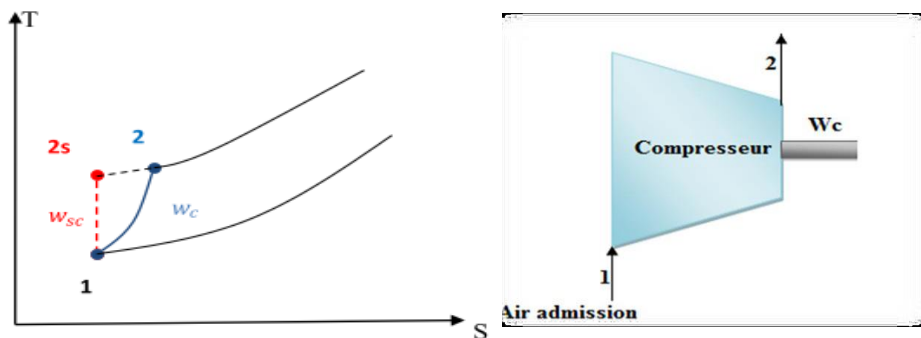


Figure III.3 :Présentation de la compression du compresseur [12]

Pour la transformation isentropique

$$T_{2s} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} T_1 = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} T_1 \quad (\text{III. 2})$$

où  $\tau$  est le taux de compression et  $\gamma_{air}$  est coefficient polytropique de l'air

$$\gamma_{air} = \frac{Cp_{air}}{Cv_{air}} \quad (\text{III. 3})$$

Le travail massique dans le cas idéal fourni à l'air par le compresseur  $W_{sc}$  est défini par

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 \quad (\text{III. 4})$$

Dans le cas réel, la température à la sortie de compresseur est égale à

$$T_2 = \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{sc} \cdot \eta_{mec}} + T_1 \quad (\text{III. 5})$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entrainer le compresseur  $W_{cr}$  est calculé par la formule suivante

$$W_{cr} = h_2 - h_1 \quad (\text{III. 6})$$

La puissance nécessaire pour entrainer le compresseur est définie par l'expression

$$\dot{P}_{cr} = \dot{m}_{air} C_{p\ air} (T_2 - T_1) \quad (\text{III. 7})$$

### c. Section de combustion(2, 3)

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, du débit massique de combustible  $\dot{m}_{GN}$  ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3, comme montrée dans la figure (Figure III.4), nous injectons à l'air comprimé un débit du carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

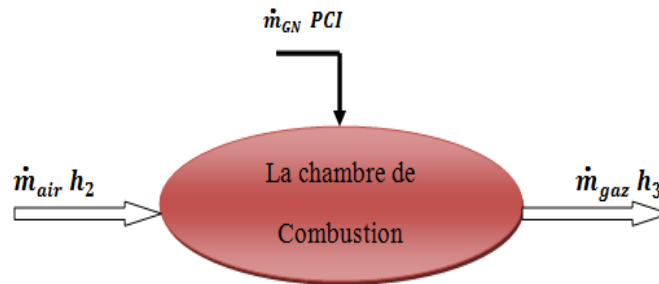


Figure III.4 : Présentation de la combustion

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est

$$q_{cc} = h_3 - h_2 \quad (\text{III. 8})$$

Donc, la quantité de chaleur de la combustion est

$$Q = \dot{m}_{air} \cdot (h_3 - h_2) \cdot \eta_{cc} \quad (\text{III. 9})$$

Ou bien

$$Q = \dot{m}_{GN} \cdot PCI \cdot \eta_{cc} \quad (\text{III. 10})$$

### d. Section de détente (3, 4)

La Figure (III.5) illustre le processus de détente du cycle de Brayton dans les cas idéal (3, 4s) et réel (3, 4).

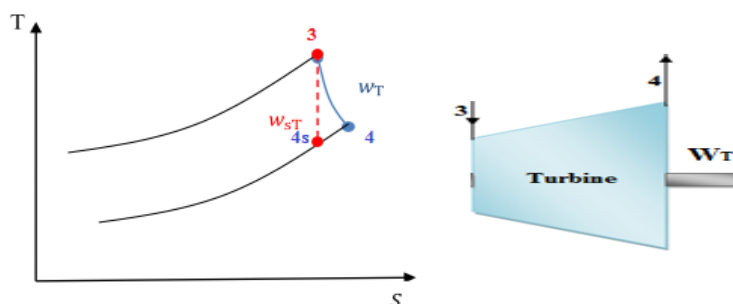


Figure III.5 : Présentation de la détente [12]

Pour la détente isentropique du point 3 au point 4s, on a

$$T_{4s} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_3 \quad (\text{III. 11})$$

Où  $\varepsilon$  représente le rapport de détente.

Le travail massique isentropique obtenu par la turbine  $W_{sT}$  est défini par l'expression

$$W_{sT} = h_3 - h_{4s} \quad (\text{III. 12})$$

Tandis que dans le cas réel, la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine s'écrit comme suit

$$T_4 = T_3 - \frac{T_3 - T_{4s}}{\eta_{sT} \cdot \eta_{méc T}} \quad (\text{III. 13})$$

Ainsi, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine  $W_{Tr}$  est

$$W_{Tr} = h_3 - h_4 = Cp_g \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{III. 14})$$

ou par la relation suivante

$$W_{Tr} = W_{sT} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{méc T} \quad (\text{III. 15})$$

La puissance produite par la turbine est calculée par

$$\dot{P}_{Tr} = \dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{III. 16})$$

#### e. Bilan global de la centrale

Le travail net du cycle  $W_{net}$  est estimé par

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{cr} \quad (\text{III. 17})$$

La puissance électrique nette produite par la centrale  $\dot{P}_{nette}$

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{cr}) \cdot \eta_{eng} \quad (\text{III. 18})$$

Tant que, le rendement énergétique global du cycle de Brayton  $\eta_{eng}$  est donné par

$$\eta_{eng} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (\text{III. 19})$$

Et aussi en fonction de la puissance

$$\eta_{eng} = \frac{\dot{P}_{nette}}{Q} \quad (\text{III. 20})$$

### III. 5. Etude exergétique du cycle de la turbine à gaz 9FA

Le but de l'analyse exergétique est de déterminer l'énergie utile disponible. Cette analyse repose sur la deuxième loi de la thermodynamique ; la loi qui signifie la qualité de l'énergie qu'estime la production d'entropie [13]. L'exergie est divisé en quatre parties: physique, chimique, cinétique et potentielle.

On a cité parmi les hypothèses, que les variations d'exergies cinétique et potentielle sont considérées comme négligeables. Donc, l'expression générale de l'exergie  $Ex$  est

$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (\text{III. 21})$$

L'expression générale de l'exergie physique  $Ex_{ph}$  s'écrit comme suit

$$Ex_{ph} = \Delta h - T_0 \Delta S \quad (\text{III. 22})$$

Comme l'exergie chimique est liée à la quantité de détournement de la composition chimique du système en équilibre chimique, elle est l'une des parties importantes de l'exergie dans le processus de combustion [14].

Afin de réaliser l'analyse exégétique d'une turbine à gaz, il faut écrire le bilan exégétique de chacun de ses composants.

- Dans le compresseur d'air, l'exergie est définie par la relation suivante

$$Ex_c = \Delta h - T_0 \Delta S = \dot{m}_{air} [ (h_2 - h_1) - T_0 (S_2 - S_1) ] \quad (\text{III. 23})$$

et le rendement exergétique comme suit

$$\eta_{ex_c} = \frac{Ex_c}{P_{cr}} \quad (\text{III. 24})$$

- Dans la chambre de combustion, la relation de l'exergie est donnée par [13]

$$Ex_{cc} = \left( 1 - \left( \frac{T_0}{T_3} \right) \right) \dot{Q}_{cc} \quad (\text{III. 25})$$

- Dans la turbine de détente, on calcule l'exergie à l'aide de la relation suivante

$$Ex_t = \dot{m}_{gaz} [ (h_3 - h_4) - T_0 (s_4 - s_3) ] \quad (\text{III. 26})$$

et le rendement exergétique par

$$\eta_{ex_t} = \frac{\dot{P}_{tr}}{Ex_t} \quad (\text{III. 27})$$

Ainsi, le rendement exergétique de la centrale  $\eta_{ex}$  de cycle de Brayton s'écrit par l'expression suivante

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{en}}{1 - \left( \frac{T_0}{T_3} \right)} \quad (\text{III. 28})$$

### III. 6. Etude économique du cycle de la turbine à gaz 9FA

L'analyse économique est une partie très importante dans l'étude des projets d'investissement et des installations industrielles. Le but de cette analyse est de déterminer la fiabilité économique de la centrale. Les équations illustrées dans le tableau ci-dessous (Tableau III.3) sont utilisées pour calculer les valeurs du coût d'investissement.

Chaque équation montre le coût d'un composant du système ; elles sont liées à des facteurs externes comme la température et la pression de travail, et les facteurs du constructeur comme le taux de compression, le débit massique et le rendement isentropique du compresseur et de la turbine.

**Tableau III.3 :** Fonctions des coûts en termes de paramètres thermodynamiques pour les composants de la turbine à gaz [12-14]

| Composants du système | Fonctions de coûts d'investissement  |
|-----------------------|--|
| Compresseur d'air     | $Z_{CA} = \left( \frac{C_{11} \dot{m}_{air}}{C_{12} \eta_C} \right) \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)$     |
| Chambre de Combustion | $Z_{CC} = \left( \frac{C_{21} \dot{m}_{air}}{C_{22} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)} \right) (1 + \exp(C_{23} T_3 - C_{24}))$             |
| Turbine               | $Z_{TG} = \left( \frac{C_{31} \dot{m}_{gaz}}{C_{32} \eta_{TG}} \right) \ln \left( \frac{p_3}{p_4} \right) (1 + \exp(C_{33} T_3 - C_{34}))$ |
| Préchauffeur d'air    | $Z_{PA} = C_{41} \left( \frac{\dot{m}_{gaz} (h_4 - h_6)}{U \Delta T_{LM}} \right)^{0.6}$   |

Le tableau ci-dessous (Tableau III.4) montre les constantes de chaque composant qui sont utilisées pour calculer le coût des éléments de la turbine à gaz par les corrélations empiriques illustrées dans le tableau précédent (Tableau III.3).

**Tableau III.4 :** Constantes utilisées dans les équations du tableau précédent [12-14]

| Composants du système | Constantes   |
|-----------------------|--|
| Compresseur d'Air     | $C_{11} = 39.5 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], C_{12} = 0.9$  |
| Chambre de Combustion | $C_{21} = 25.6 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], C_{22} = 0.995$<br>$C_{23} = 0.018 \left[ \frac{1}{\text{K}} \right], C_{24} = 26.4$ |
| Turbine à Gaz         | $C_{31} = 266.3 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], C_{32} = 0.92$<br>$C_{33} = 0.036 \left[ \frac{1}{\text{K}} \right], C_{34} = 54.4$ |
| Préchauffeur d'air    | $C_{41} = 2290 \left[ \frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right], U = 0.018 \left[ \frac{\text{Kw}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$                      |

Donc, l'expression de coût d'investissement total de la centrale est donnée par

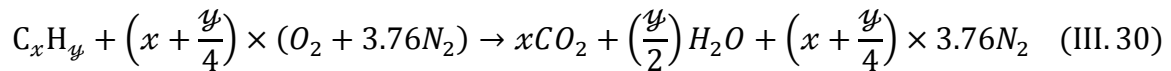
$$C_{Tot} = Z_{AC} + Z_{CC} + Z_{GT} \quad (\text{III. 29})$$

### III. 7. Etude environnementale du cycle de la turbine à gaz9FA

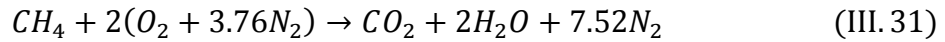
Au cours des dernières années, beaucoup d'études et des recherches ont été effectuées sur l'amélioration des performances des turbines à gaz que ce soit dans les côtés thermodynamique, économique, oùmême environnementale. Le but de l'analyse environnementale est la réduction de la consommation de carburant et des émissions des gaz polluants dans les réactions de combustion où les principaux polluants sontle CO<sub>2</sub>, le CO et le NO<sub>x</sub>.

Dans notre analyse, on considère le CO<sub>2</sub> comme le seul gaz émis par la centrale étudiée, et que la réaction de la combustion est considérée comme stœchiométrique.

L'expression générale de la combustion des hydrocarbures s'écrit comme suit



Le carburant utilisé dans les centrales électriques nationales est le gaz naturel, constitué principalement du méthane  $CH_4$  (hypothèse). Alors, la réaction de la combustion du gaz naturel s'écrit sous la forme



D'après la réaction chimique stœchiométrique de la combustion de méthane  $CH_4$  et les propriétés molaires de chaque composant affichées dans le tableau ci-dessous (Tableau III.5), les produits résultant d'après cette combustion sont

- le Dioxyde de Carbone ( $CO_2$ ),
- la vapeur d'eau ( $H_2O$ ),
- l'Azote ( $N_2$ ).

**Tableau III.5** : Les propriétés molaires des compositions de la combustion [12]

| Composant | Masse molaire [ $kg/kmol$ ] | Nombre de mol [ $kmol$ ] |
|-----------|-----------------------------|--------------------------|
|           | $M$                         | $N$                      |
| $CH_4$    | 16.04                       | 1                        |
| $O_2$     | 32.00                       | 2                        |
| $N_2$     | 28.01                       | 7.52                     |
| $CO_2$    | 44.01                       | 1                        |
| $H_2O$    | 18.01                       | 2                        |

A l'aide de la relation

$$m = N \cdot M \quad (\text{III. 32})$$

On calcule la masse du méthane brûlée

$$m_{CH_4} = N_{CH_4} M_{CH_4} \rightarrow m_{CH_4} = 16,04[kg] \quad (\text{III. 33})$$

Comme l'air est composé de 20% d'oxygène  $O_2$  et le reste est de l'azote  $N_2$  (hypothèse); la masse d'oxygène  $O_2$  est la suivante

$$m_{O_2} = N_{O_2} M_{O_2} \rightarrow m_{O_2} = 64,00[kg] \quad (\text{III. 34})$$

Alors, la masse d'air est donnée par

$$m_{air} = m_{O_2} (100/20) \rightarrow m_{air} = 319,9[kg] \quad (\text{III. 35})$$

D'où la masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de méthane  $CH_4$  est

$$AC = \frac{m_{air}}{m_{ch_4}} = 19,94 \left[ \frac{kg_{air}}{kg_{ch_4}} \right] \quad (\text{III. 36})$$



D'autre part, les masses des produits résultants de la réaction de combustion

$$m_{CO_2} = N_{CO_2} M_{CO_2} \rightarrow m_{CO_2} = 44.01 [kg] \quad (\text{III. 37})$$

$$m_{H_2O} = N_{H_2O} M_{H_2O} \rightarrow m_{H_2O} = 36,02 [kg] \quad (\text{III. 38})$$

$$m_{N_2} = N_{N_2} M_{N_2} \rightarrow m_{N_2} = 210,63 [kg] \quad (\text{III. 39})$$

D'après les résultats précédents, la masse de dioxyde de carbone  $CO_2$  émis de la combustion d'un 1 kg de méthane  $CH_4$  est obtenue par la relation suivante

$$AC_{\text{émission}} = \frac{m_{CO_2}}{m_{CH_4}} = 2.74 [kg_{\text{air}}/kg_{CH_4}] \quad (\text{III. 40})$$



**CHAPITRE IV.**

**Résultats et discussions**

## IV. 1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les données numériques (data) prises de la turbine à gaz 9FA, avant (modèle 1) et après (modèle 2) l'adaptation, installée au niveau de la centrale électrique de Bellara. Une étude comparative entre les performances (4E), énergétique, exergetique, économique et environnementale, de ces deux modèles de la turbine à gaz est réalisée. Afin d'expliquer l'effet des variations apportées au modèle (1) de la turbine à gaz, une analyse variationnelle est adoptée, à travers une visualisation graphique des effets de certains paramètres, externe comme la température ambiante et opérationnel comme le taux de compression, sur le comportement et les performances 4E des deux modèles, modèle (1) et modèle (2), de la turbine à gaz (9FA).

## VI.2. Mesures et résultats

Dans cette partie, on présente les données prises et les résultats équivalents obtenus des études thermodynamiques, environnementales et économiques pour déterminer l'influence des paramètres opérationnels sur les performances de la turbine à gaz : la puissance électrique nette  $\dot{P}$ , le rendement énergétique  $\eta_{eng}$ , le rendement exergetique  $\eta_{exg}$  ; et sur le débit de dioxyde de carbone  $\dot{m}_{CO_2}$  et le coût d'investissement  $C$ . Les paramètres opérationnels sont

- la température d'admission (condition ambiante),
- le rapport de compression (conception).

### IV. 2. 1. Effet de la température d'admission

On récapitule dans le tableau ci-dessous, pour un taux de compression fixe ( $\tau=16.2$ ), les différentes données numériques (data de la salle de contrôle) prises par la turbine à gaz 9FA (modèles (1) et (2)) au cours de la période limitée entre l'hiver et l'été.

**Tableau IV.1** : Mesures pour une température d'admission variable

| Les points                            | 1 <sup>*</sup> | 2 <sup>**</sup> | 3 <sup>***</sup> | 4 <sup>****</sup> | 5 <sup>*****</sup> |
|---------------------------------------|----------------|-----------------|------------------|-------------------|--------------------|
| Température admission $T_1$ [C°]      | 13             | 18.9            | 24.1             | 26.5              | 31.8               |
| Pression admission $p_1$ [ $10^5$ Pa] | 0.92           | 0.911           | 1.004            | 1.012             | 1.006              |
| Taux de compression ( $\tau$ )        | 16.2           | 16.2            | 16.2             | 16.2              | 16.2               |
| Température C.C. $T_3$ [C°]           | 1318           | 1318            | 1320             | 1320              | 1320               |

1<sup>\*</sup> : le point a été prise le 23/02/2021; 2<sup>\*\*</sup> : a été prise le 16/03/2021; 3<sup>\*\*\*</sup> : a été prise le 21/04/2021 ;

4<sup>\*\*\*\*</sup> : a été prise le 09/05/2021 ; 5<sup>\*\*\*\*\*</sup> : a été prise le 05/06/2021

A partir des conditions opératoires (température ambiante variable et taux de compression fixe) et des valeurs de données prises par les modèles (1) et (2) de la turbine à gaz 9FA, on a obtenu les résultats de calculs, thermodynamiques et économique, et on a déterminé, ainsi, les performances de ces turbines récapitulées dans les tableaux ci-dessous.

➤ **La turbine à gaz 9FA modèle (1)**

Dans le tableau ci-dessous, on résume l'ensemble des résultats équivalents aux données (data) prises par la turbine à gaz 9FA modèle (1) :

**Tableau IV.2** : Variation des performances de la turbine modèle (1) avec la température  $T_1$

| Les points   | 1*       | 2**      | 3***     | 4****    | 5*****   |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|
| $T_1$ [C°]   | 13       | 18.9     | 24.1     | 26.5     | 31.8     |
| $T_2$ [C°]   | 415.85   | 430.06   | 440.90   | 448.37   | 461.13   |
| $T_4$ [C°]   | 643.56   | 643.56   | 644.71   | 644.71   | 644.71   |
| $\dot{P}$ [MW]                                     | 251.34   | 245.44   | 242.11   | 238.56   | 23.18    |
| $\eta_{eng}$ (%)                                   | 30.10    | 29.65    | 29.32    | 29.07    | 28.64    |
| $\eta_{exg}$ (%)                                   | 36.70    | 36.31    | 36.03    | 35.81    | 35.41    |
| $\dot{m}_{GN}$                                     | 14.97    | 14.97    | 14.98    | 14.99    | 15.02    |
| $C \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{kg/s}} \right]$ | 167.2367 | 171.2104 | 182.9269 | 185.6206 | 189.9476 |

➤ **La turbine à gaz 9FA modèle (2)**

Dans le tableau ci-dessous, on récapitule l'ensemble des résultats équivalents aux données (data) prises par la turbine à gaz 9FA modèle (2) :

**Tableau IV.3** : Variation des performances de la turbine modèle (2) avec la température  $T_1$

| Les points          | 1*     | 2**    | 3***   | 4****  | 5***** |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $T_1$ [C°]          | 13     | 18.9   | 24.1   | 26.5   | 31.8   |
| $T_{2a}$ [C°]       | 415.85 | 430.06 | 440.90 | 448.37 | 461.13 |
| $T_{4a}$ [C°]       | 613.73 | 613.73 | 614.85 | 614.85 | 614.85 |
| $\dot{P}_{am}$ [MW] | 272.71 | 266.83 | 263.53 | 260.10 | 254.62 |

|   |          |          |          |          |          |
|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| $\eta_{eng_{am}}$ (%)                     | 33.41    | 33.01    | 32.72    | 32.50    | 32.11    |
| $\eta_{exg_{am}}$ (%)                     | 40.73    | 40.43    | 40.20    | 40.03    | 39.71    |
| $\dot{m}_{GN_{am}}$                       | 14.73    | 14.75    | 14.77    | 14.80    | 14.82    |
| $C_{am} \left[ \frac{US\$}{kg/s} \right]$ | 154.1316 | 157.4875 | 168.0535 | 170.3167 | 173.9554 |

Tableau IV.4 : Composition des fumées de la turbine à gaz

|                       | modèle (1)   | modèle (2)   |
|-----------------------|--------------|--------------|
| <i>Air</i>            | 0.83 % vol   | 0.85 % vol   |
| <i>CO<sub>2</sub></i> | 5.22 % vol   | 3.95 % vol   |
| <i>H<sub>2</sub>O</i> | 13.43 % vol  | 12.29 % vol  |
| <i>N<sub>2</sub></i>  | 69.56 % vol  | 71.35 % vol  |
| <i>O<sub>2</sub></i>  | 10.96 % vol  | 11.56 % vol  |
| 1Mole                 | 28.04 L/mole | 27.98 L/mole |

#### IV. 2. 2. Effet du taux de compression

On récapitule dans le tableau ci-dessous, pour un taux de compression variable, les différentes données (data) prises par la turbine à gaz 9FA (modèles (1) et (2)) au cours de la période d'hiver à une température ambiante de  $T_1=286K^\circ$ .

Tableau IV.5 : Mesures pour un taux de compression variable et à  $T_1=286K^\circ$ 

| Les points                           | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|
| Température admission $T_1[C^\circ]$ | 13   | 13   | 13   | 13   | 13   |
| Pression admission $p_1 [10^5 Pa]$   | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 | 0.92 |
| Taux de compression ( $\tau$ )       | 15.8 | 16.0 | 16.2 | 16.4 | 16.6 |
| Température C.C. $T_3[C^\circ]$      | 1318 | 1318 | 1320 | 1320 | 1320 |

1 : a été prise le 18/01/2021 ; 2 : a été prise le 23/02/2021 ; 3 : a été prise le 16/03/2021 ;

4 : a été prise le 21/04/2021 aux environ à 01h.00 ; 5 : a été prise le 18/05/2021 aux environ à 3h.30

A partir des conditions opératoires (température ambiante fixe et taux de compression variable) et des valeurs de mesures prises par les modèles (1) et (2) de la turbine à gaz 9FA, on a obtenu les résultats de calculs, thermodynamiques et économique,

et on a déterminé, ainsi, les performances de ces turbines récapitulées dans les tableaux ci-dessous.

➤ **La turbine à gaz 9FA modèle (1)**

Dans le tableau ci-dessous, on résume l'ensemble des résultats équivalents aux différentes mesures prises par la turbine à gaz 9FA modèle (1) :

**Tableau IV.6 :** Variation des performances de la turbine modèle (1) avec  $\tau$  et à  $T_1=286K^\circ$

| Les points              | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        |
|-------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $T_1[C^\circ]$          | 13       | 13       | 13       | 13       | 13       |
| $T_2[C^\circ]$          | 410.63   | 413.25   | 415.86   | 418.43   | 420.99   |
| $T_4 [C^\circ]$         | 591.91   | 589.74   | 588.69   | 586.58   | 584.51   |
| $\dot{P}$ [MW]          | 292.13   | 291.45   | 292.62   | 292.18   | 292.16   |
| $\eta_{eng}$ (%)        | 36.20    | 36.25    | 36.33    | 36.3     | 36.43    |
| $\eta_{exg}$ (%)        | 44.13    | 44.20    | 44.28    | 44.34    | 44.40    |
| $\dot{m}_{GN}$          | 14.97    | 14.97    | 14.98    | 14.99    | 15.02    |
| $C_{\frac{US\$}{kg/s}}$ | 141.5812 | 143.0683 | 150.9663 | 152.3754 | 153.6650 |

➤ **La turbine à gaz 9FA modèle (2)**

Le tableau ci-dessous résume l'ensemble des résultats équivalents aux différentes mesures prises par la turbine à gaz 9FA modèle (2) :

**Tableau IV.7 :** Variation des performances de la turbine modèle (2) avec  $\tau$  et à  $T_1=286K^\circ$

| Les points                  | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        |
|-----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $T_1[C^\circ]$              | 13       | 13       | 13       | 13       | 13       |
| $T_{2a}[C^\circ]$           | 410.63   | 413.25   | 415.86   | 418.43   | 420.99   |
| $T_{4a}[C^\circ]$           | 559.80   | 557.53   | 556.35   | 554.15   | 551.98   |
| $\dot{P}_{am}$ [MW]         | 314.91   | 314.16   | 315.74   | 315.31   | 315.16   |
| $\eta_{eng_{am}}$ (%)       | 39.74    | 39.81    | 39.91    | 39.98    | 40.05    |
| $\eta_{exg_{am}}$ (%)       | 48.45    | 48.54    | 48.64    | 48.72    | 48.81    |
| $\dot{m}_{GN_{am}}$         | 14.73    | 14.75    | 14.77    | 14.80    | 14.82    |
| $C_{am}[\frac{US\$}{kg/s}]$ | 131.3417 | 132.7241 | 139.9133 | 141.1812 | 142.0438 |

On récapitule dans le tableau ci-dessous, pour un taux de compression variable, les différentes mesures prises par la turbine à gaz 9FA (modèles (1) et (2)) au cours de la période d'été à une température ambiante de  $T_1=304.8K^\circ$ .

**Tableau IV.8** : Mesures pour un taux de compression variable et à  $T_1=304.8K^\circ$

| Les points                           | 1*    | 2**   | 3***  | 4**** | 5***** |
|--------------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Température admission $T_1[C^\circ]$ | 31.8  | 31.8  | 31.8  | 31.8  | 31.8   |
| Pression admission $p_1 [10^5Pa]$    | 1.006 | 1.006 | 1.006 | 1.006 | 1.006  |
| Taux de compression ( $\tau$ )       | 15.8  | 16.0  | 16.2  | 16.4  | 16.6   |
| Température C.C. $T_3[C^\circ]$      | 1318  | 1318  | 1320  | 1320  | 1320   |

1\* : a été prise le 29/04/2021 aux environ à 13h.30 ; 2\*\* : a été prise le 16/05/2021 ; 3\*\*\* : a été prise le 18/05/2021 ; 4\*\*\*\* : a été prise le 24/05/2021 ; 5\*\*\*\*\* : a été prise le 05/06/2021

A l'aide des conditions opératoires (température ambiante fixe et taux de compression variable) et des valeurs de mesures prises par les modèles (1) et (2) de la turbine à gaz 9FA, on a obtenu les résultats de calculs, thermodynamiques et économique, et on a déterminé, ainsi, les performances de ces turbines récapitulées dans les tableaux ci-dessous.

#### ➤ La turbine à gaz 9FA modèle (1)

Dans le tableau ci-dessous, on résume l'ensemble des résultats équivalents aux différentes mesures prises par la turbine à gaz 9FA modèle (1) :

**Tableau IV.9** : Variation des performances de la turbine modèle (1) avec  $\tau$  et à  $T_1=304.8K^\circ$

| Les points              | 1*       | 2**      | 3***     | 4****    | 5*****   |
|-------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $T_1[C^\circ]$          | 31.8     | 31.8     | 31.8     | 31.8     | 31.8     |
| $T_2[C^\circ]$          | 455.56   | 458.35   | 461.13   | 463.88   | 466.61   |
| $T_4 [C^\circ]$         | 591.91   | 589.74   | 588.69   | 586.58   | 584.51   |
| $\dot{P}$ [MW]          | 273.47   | 273.12   | 273.58   | 273.23   | 272.88   |
| $\eta_{eng}$ (%)        | 35.05    | 35.10    | 35.16    | 35.20    | 35.23    |
| $\eta_{exg}$ (%)        | 43.36    | 43.41    | 43.48    | 43.53    | 43.57    |
| $\dot{m}_{GN}$          | 14.97    | 14.97    | 14.98    | 14.99    | 15.02    |
| $C_{\frac{US\$}{kg/s}}$ | 151.2493 | 152.6263 | 161.8725 | 163.4182 | 164.8543 |

### ➤ La turbine à gaz 9FA modèle (2)

Le tableau ci-dessous résume l'ensemble des résultats équivalents aux différentes mesures prises par la turbine à gaz 9FA modèle (2) :

**Tableau IV.10** : Variation des performances de la turbine modèle (2) avec  $\tau$  et à  $T_1=304.8K^\circ$

| Les points                                | 1*       | 2**      | 3***     | 4****    | 5*****   |
|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| $T_1[C^\circ]$                            | 31.8     | 31.8     | 31.8     | 31.8     | 31.8     |
| $T_{2a}[C^\circ]$                         | 455.56   | 458.35   | 461.13   | 463.88   | 466.61   |
| $T_{4a}[C^\circ]$                         | 559.80   | 557.53   | 556.35   | 554.15   | 551.98   |
| $\dot{P}_{am}$ [MW]                       | 296.18   | 295.16   | 296.09   | 296.43   | 295.94   |
| $\eta_{eng_{am}}$ (%)                     | 38.78    | 38.84    | 38.93    | 38.99    | 39.05    |
| $\eta_{exg_{am}}$ (%)                     | 47.97    | 48.05    | 48.14    | 48.21    | 48.28    |
| $\dot{m}_{GN_{am}}$                       | 14.73    | 14.75    | 14.77    | 14.80    | 14.82    |
| $C_{am} \left[ \frac{US\$}{kg/s} \right]$ | 139.6430 | 140.9669 | 149.1672 | 150.7187 | 152.0075 |

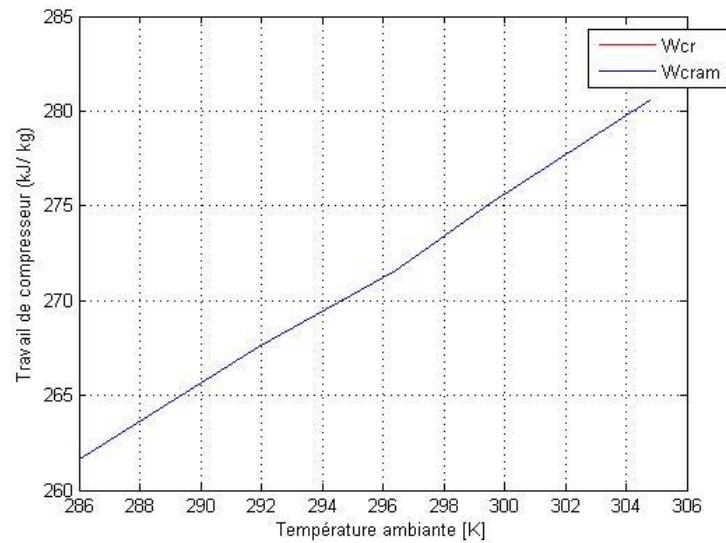
## IV. 3. Influence de la température ambiante sur la performance de TAG

Dans cette partie, on présente, à partir des résultats expérimentaux, l'influence du paramètre externe qui est la température ambiante sur les caractéristiques et les performances des deux modèles de turbine à gaz : le travail de la turbine, la puissance utile, la consommation du combustible, le rendement énergétique, le rendement exergetique, le coût d'investissement et le taux d'émission du  $CO_2$ .

### IV. 3. 1. Travail du compresseur

L'effet de la variation de la température ambiante sur le travail fourni au compresseur est illustré par la figure (IV.1). On observe un accroissement du travail de compresseur avec l'augmentation de la température ambiante. En effet l'augmentation de la température d'admission réduit la masse volumique et, en conséquence, le débit massique de l'air dans le compresseur, ce qui accroît le travail spécifique de compression du débit massique d'air aspiré.





**Figure IV.1** : Variation du travail du compresseur avec la température ambiante

### IV. 3. 2. Travail de la turbine

La variation du travail fourni par la turbine avec la température ambiante est illustrée sur la figure (IV.2). On observe un très faible accroît du travail de la turbine avec l'augmentation de la température ambiante. Cette variation linéaire de pente très petite, comparant à celle du compresseur, est due à la limitation des températures de combustion et celle d'échappement fixées par le constructeur. De plus, ce faible accroît est due à l'augmentation de l'énergie consommée pour l'entraînement du compresseur, fournie parla turbine, avec l'augmentation de la température ambiante.

On remarque aussi, que la quantité de l'énergie fournie par turbine du nouveau modèle (2) est supérieure que celle fournie par la turbine de l'ancien modèle (1). Cela est dû au refroidissement interne, par multi-perforation, qui est meilleur au niveau des aubes de la turbine du nouveau model (2) contenant sept orifices comparant à l'ancien qui contient que cinq. Ce refroidissement interne, réalisé par un prélèvement du débit d'air du compresseur, s'accompagne d'une perte de charge. Améliorer le refroidissement, à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur (turbine (2)), accroît l'énergie reçue au niveau de la turbine de détente.

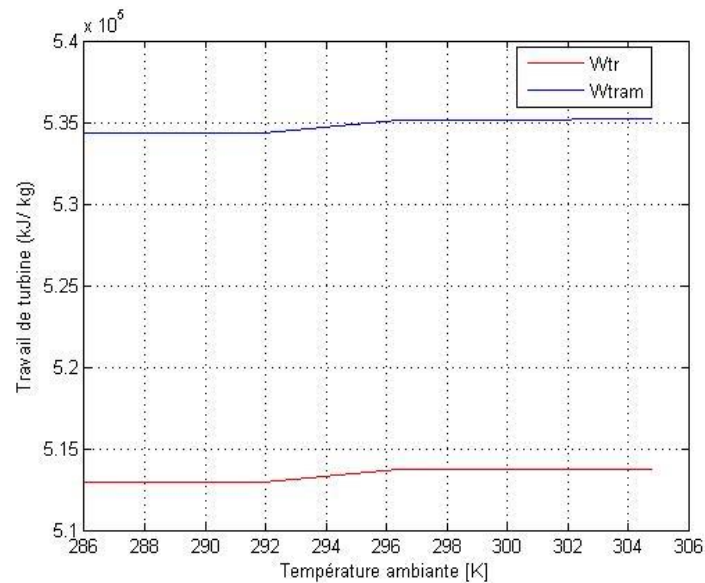


Figure IV.2 : Variation du travail de la turbine avec la température ambiante

### IV. 3. 3. Puissance utile

La figure (IV.3) montre l'effet de la température ambiante sur la puissance utile de la turbine à gaz. On remarque une diminution de cette puissance avec l'augmentation de la température ambiante et que la température au voisinage des conditions ISO donnera les meilleurs résultats de la puissance électrique. En effet, l'augmentation de température ambiante accroît la puissance absorbée par le compresseur, de façon plus importante, que la puissance fournie par la turbine ce qui entraîne une diminution de la puissance utile de la turbine à gaz.

De plus, on constate que la nouvelle turbine à gaz (2) fournit une puissance plus élevée (différence de 23MW) par rapport à l'ancienne (1) grâce à l'amélioration de son système de refroidissement au niveau des aubages de la turbine.

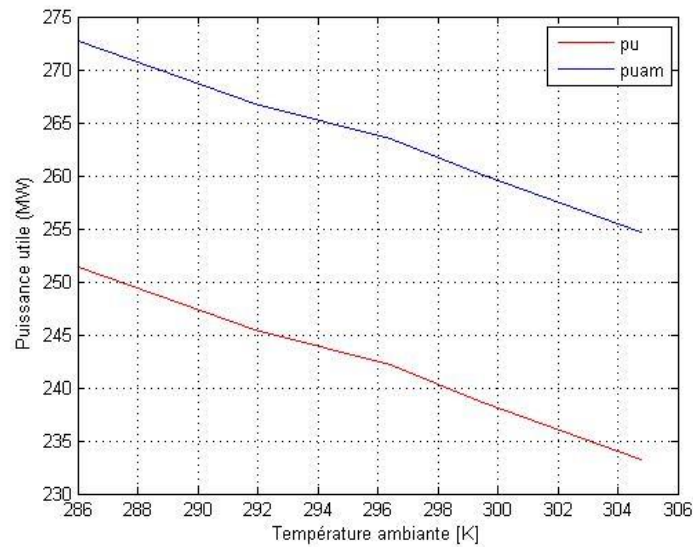


Figure IV.3 : Variation de la puissance utile avec la température ambiante

#### IV. 3. 4. Rendement énergétique et exergetique

Les figures (IV.4) et (IV.5) illustrent l'effet de la température ambiante sur les rendements énergétique et exergetique des deux turbines. On observe une variation décroissante des deux rendements avec l'augmentation de la température de l'ambiance. Cela est justifié par l'augmentation de l'énergie consommée au niveau du compresseur, due à la réduction significative du débit massique de l'air ambiant, et à la stabilisation de l'énergie fournie par la turbine ; ce qui réduit, ainsi, l'énergie utile disponible au niveau de la turbine à gaz.

D'autre part, on constate que le modèle (2) de la turbine à gaz est plus performant que l'ancien modèle (1) car il a donné, respectivement, les augmentations de 3,5% et 4% des rendements énergétique et exergetique. Ainsi, l'amélioration apportée dans la conception de refroidissement de l'aubage de la turbine (2<sup>ème</sup> modèle) a réduit la quantité d'air nécessaire et a augmenté, en conséquence, la puissance disponible au niveau de l'arbre de la turbine.

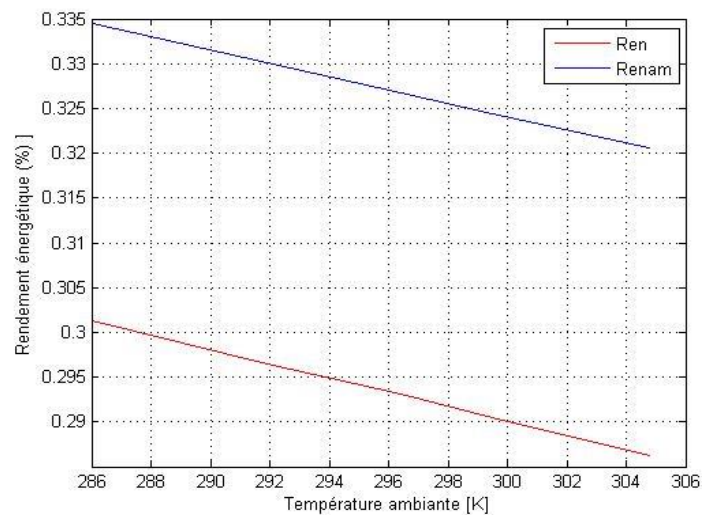


Figure IV.4 : Variation du rendement énergétique avec température ambiante

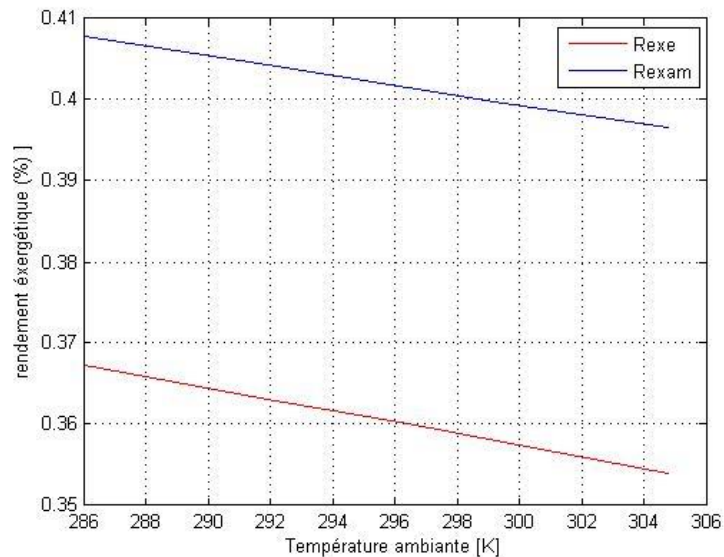
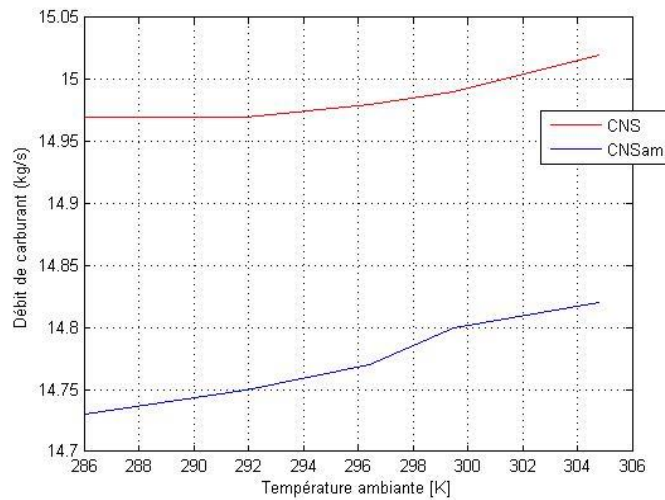


Figure IV.5 : Variation du rendement exergetique avec la température ambiante

### IV.3.5 . Consommation du combustible

La figure (IV.6) illustre l'effet de la température ambiante sur le débit massique du carburant. On observe une variation croissante de la consommation du gaz avec l'augmentation de la température d'ambiance. Cela s'explique par la réduction de la masse volumique d'air ambiant qui augmente l'exigence de puissance au niveau du compresseur et accroît, par conséquent, la demande de combustible.



**Figure IV.6 :** Variation de la consommation du combustible avec la température ambiante

De plus, on remarque une réduction de la consommation de carburant (720kg/h) dans la turbine à gaz du modèle (2) comparé à la consommation de l'ancien modèle. Cela est dû au meilleur refroidissement au niveau de la turbine du nouveau modèle (2) réalisé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur, d'où une quantité d'air plus élevée est exploitée pour la combustion et la production d'électricité.

### IV.3.6. Emission du CO<sub>2</sub>

La figure (IV.7) montre l'effet de la température ambiante sur l'émission de dioxyde de carbone. On observe que l'augmentation de la température ambiante accroît l'émission du CO<sub>2</sub>. En effet, l'augmentation de consommation du combustible à cause de l'accroissement du besoin de puissance au niveau du compresseur, créé par l'accroissement de température ambiante, augmente, en conséquence, le rejet du dioxyde carbone CO<sub>2</sub> par la centrale.

D'autre part, une diminution remarquable (180kg/h) du taux d'émission du CO<sub>2</sub> est enregistrée au niveau du 2<sup>ème</sup> modèle amélioré de la turbine à gaz. Cette réduction a un impact positif sur l'environnement en diminuant l'effet de serre.

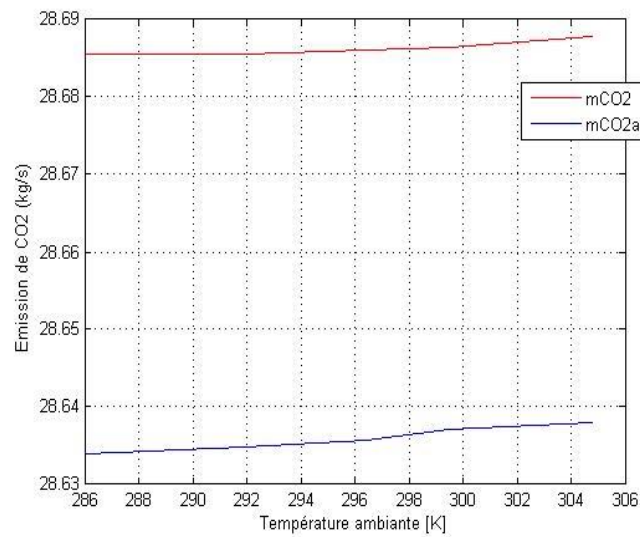


Figure IV.7 : Variation d'émission du CO<sub>2</sub> avec la température ambiante

### IV.3. 6. Coût total d'investissement

L'influence de la température ambiante sur le coût total d'investissement de la centrale est illustrée sur la figure (IV.8). On remarque une augmentation du coût d'investissement avec la variation croissante de la température ambiante. Cela est dû à l'accroît du travail de compression d'air aspiré nécessitant plus de carburant et à la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz.

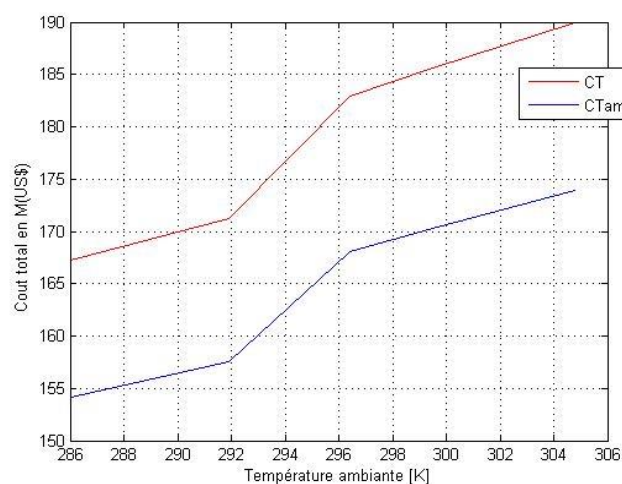


Figure IV.8 :Variation du coût d'investissement avec la température ambiante

De plus, une diminution importante du coût d'investissement total est enregistrée au niveau du 2<sup>ème</sup> modèle amélioré de la turbine à gaz. Cette réduction est due à l'amélioration

du refroidissement interne de la turbine nécessitant moins d'extrait d'air au compresseur et, en conséquence, plus d'air exploité pour la combustion et la production d'électricité.

#### IV. 4. Influence du taux de compression sur la performance de TAG

Dans ce qui suit, on va exploiter les résultats expérimentaux, des deux modèles de turbines, pour étudier l'influence du paramètre opérationnel qui est le taux de compression sur les performances de la turbine à gaz.

##### IV. 4. 1. Puissance utile

La variation de la puissance utile en fonction du taux de compression pour les températures d'admission  $13^{\circ}\text{C}$  et  $31,8^{\circ}\text{C}$  est illustrée par la figure (IV.9). On remarque une légère augmentation suivit d'une diminution de la puissance utile avec l'accroît du taux de compression. Pour les deux températures d'admission, la puissance utile de la turbine atteint sa valeur maximale pour un coefficient de compression égal à  $\tau=16,2$ .

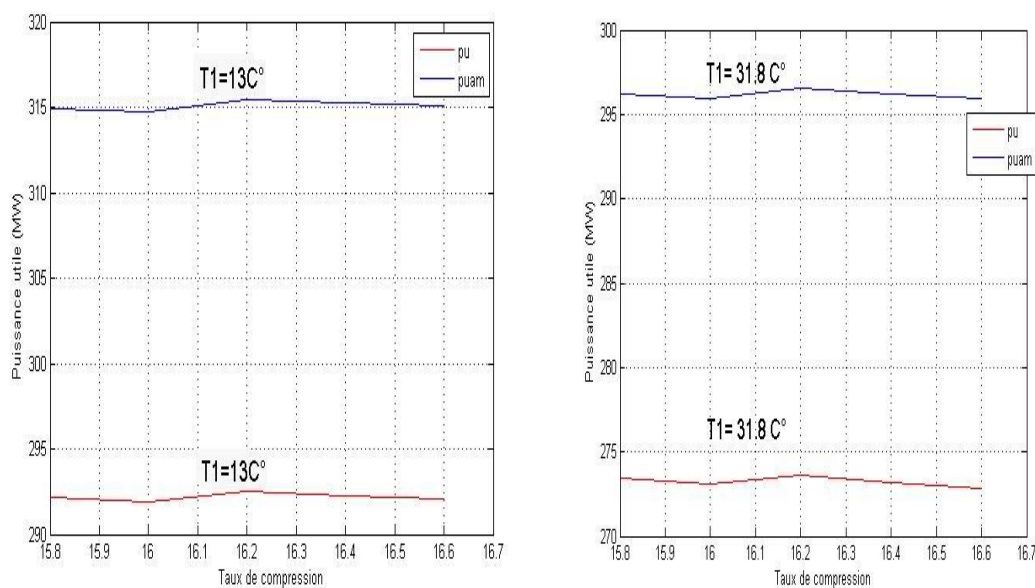


Figure IV.9 : Variation de la puissance utile avec le taux de compression

On peut justifier la diminution apportée à la puissance utile pour les valeurs supérieures à 16,2 du taux de compression par l'existence des forces de frottement et l'augmentation de la puissance absorbée au niveau du compresseur ce qui réduit, respectivement, son efficacité et l'énergie utile disponible de la turbine. Par ailleurs, la valeur de température d'admission  $T_1=13^{\circ}\text{C}$  donne une puissance plus élevée (écart de 20MW) que celle relative à  $T_1=31,8^{\circ}\text{C}$ . Ces résultats confirment le mode de



fonctionnement optimale de la turbine dans les conditions ISO vérifiée par la température d'ambiance  $T_1=13^\circ\text{C}$ .

D'autre part, on remarque que la puissance utile dans la turbine modèle (2) dépasse celle fournie par la turbine de l'ancien modèle (1) d'un écart de 23MW. Cela est dû à l'économie d'air de refroidissement réalisée, grâce à la conception de refroidissement des aubes de la turbine (2<sup>ème</sup> modèle), à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur ce qui a augmenté, en conséquence, la puissance disponible au niveau de l'arbre de la turbine.

#### IV. 4. 2. Consommation du combustible

L'influence du taux de compression sur le débit du carburant est illustrée sur la figure (III.10). On remarque que l'augmentation du facteur de compression entraîne une augmentation de la consommation du carburant. En effet, l'accroît du taux compression augmente la nécessité de puissance au niveau du compresseur et accroît, par conséquent, la demande de combustible.

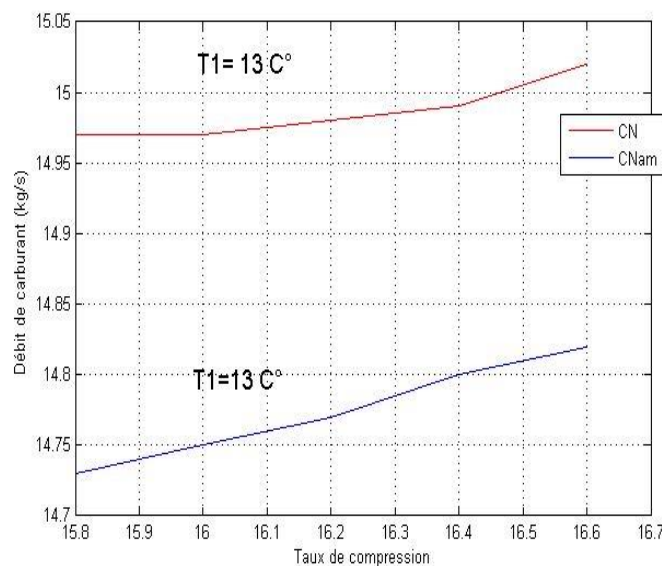


Figure IV.10 :Variation du débit de carburant avec le taux de compression

De plus, on remarque que le débit du carburant consommé au niveau de la turbine à gaz modèle (2) est inférieur de 0,2 kg/s à sa consommation dans l'ancien modèle. Cela est grâce à son système de refroidissement interne amélioré au niveau de la turbine qui nécessite moins d'air d'où une quantité plus grande d'air est ainsi délivrée à la chambre combustion pour l'extraction de puissance.

#### IV. 4. 3. Rendements énergétique et exergétiques



L'effet du coefficient de compression sur les rendements énergétique et exergetique des deux modèles de turbine à gaz, pour les températures d'admission 13°C et 31,8°C, est illustré par les figures (VI.11) et (VI.12). On observe une légère augmentation (0,2%) des rendements, pour les deux modèles de turbine, lorsque le taux de compression augmente de 15,8 à 16,6. Cette compression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance car la combustion du mélange gaz/air se fait dans un volume plus petit que celui du compresseur. Ainsi l'augmentation du taux de compression (de 15,8 à 16,6) entraîne une augmentation d'efficacité thermique.

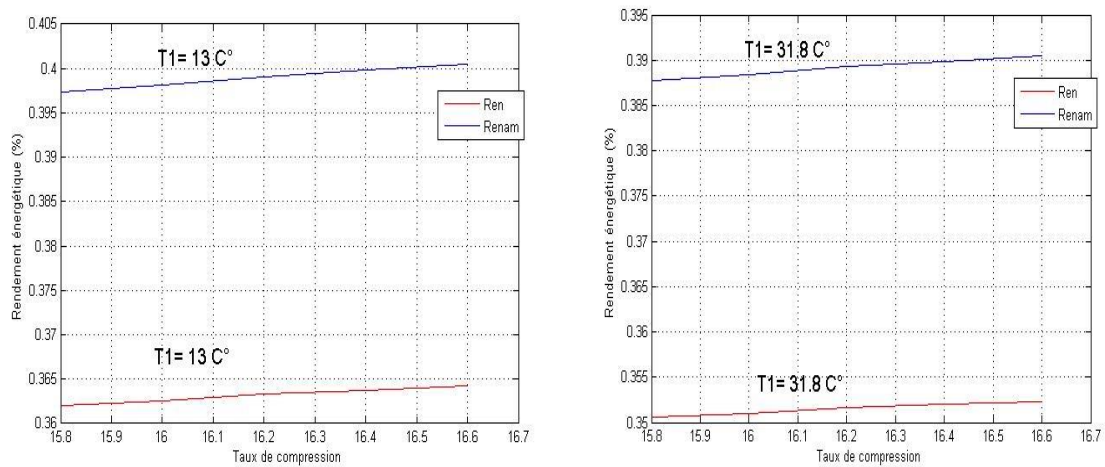


Figure IV.11 : Variation du rendement énergétique avec le taux de compression

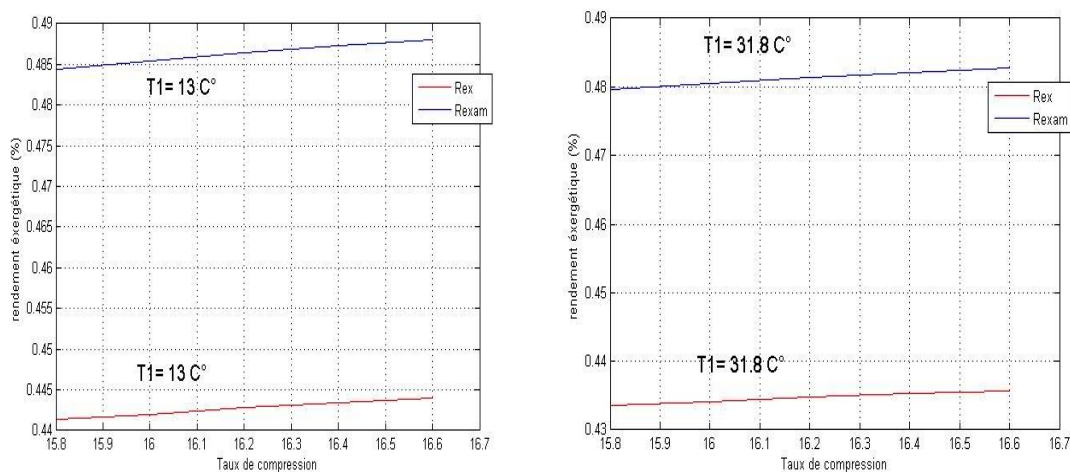


Figure IV.12 : Variation du rendement exergetique avec le taux de compression

D'autre part, on constate que le modèle (2) de la turbine à gaz est plus performant que l'ancien modèle (1) parce qu'il a donné une augmentation de 4% des rendements

énergétique et exergétique grâce à la l'amélioration de l'efficacité de son refroidissement interne.

#### IV. 4. 4. Emission du dioxyde de carbone CO<sub>2</sub>

La figure (IV.13) montre l'effet du taux de compression sur l'émission de dioxyde de carbone. On observe que l'augmentation du taux de compression, dans l'intervalle 15,8-16,7 accroît l'émission du CO<sub>2</sub>. En effet, l'augmentation du taux de compression favorise l'évolution complète de combustion ce qui augmente, en conséquence, l'évacuation du dioxyde carbone CO<sub>2</sub> par la turbine à gaz. Ce dioxyde de carbone bien qu'il soit non toxique mais préoccupant par l'effet de serre qu'il le développe.

D'autre part, on remarque que le taux d'émission du CO<sub>2</sub> au niveau du 2<sup>ème</sup> modèle amélioré de la turbine à gaz est inférieur comparant au 1<sup>er</sup> modèle. On constate que le modèle (2) de la turbine à gaz est plus performant que l'ancien modèle (1) vue la diminution remarquable de 5%, équivalent de 120kg/h, des émissions de CO<sub>2</sub>.

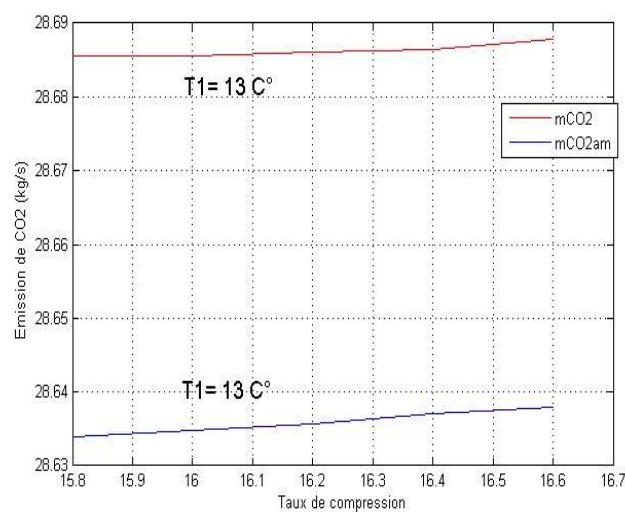


Figure IV.13 : Variation d'émission de CO<sub>2</sub> avec le taux de compression

#### IV. 4. 5. Coût total d'investissement

L'influence du taux de compression sur le coût total d'investissement de la centrale est illustrée par la figure (IV.14). On remarque une augmentation du coût d'investissement avec la variation croissante du taux de compression. Cela est dû à l'accroît du travail de compression d'air aspiré nécessitant plus de carburant et à la diminution apportée à la

puissance utile, pour les valeurs supérieures à 16,2 du taux de compression, liée à la création des forces de frottement au niveau du compresseur de la turbine à gaz.

D'autre part, on remarque que le 2<sup>ème</sup> modèle de turbine à gaz est moins coûteux que l'ancien 1<sup>er</sup> modèle. On constate que ce 2<sup>ème</sup> modèle, à refroidissement interne amélioré, consomme moins d'air de refroidissement ce qui met plus d'air disponible pour la combustion et la production d'électricité et diminue, en conséquence, son coût total d'investissement.

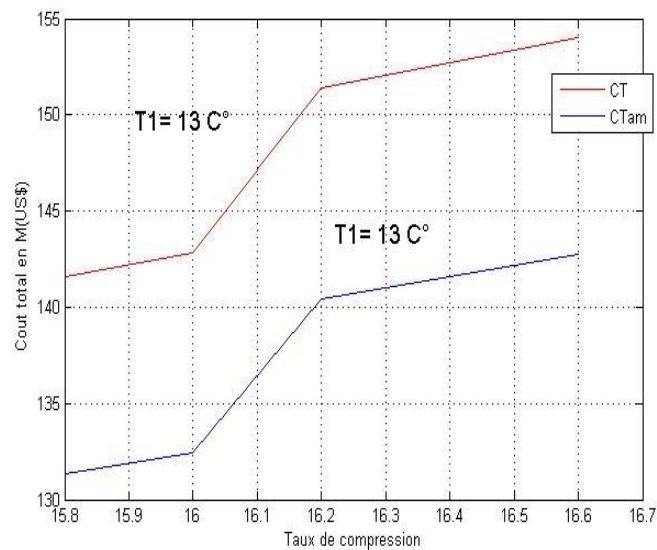


Figure IV.14 : Variation du coût d'investissement avec le taux de compression

## IV. 5. Conclusion

Dans ce chapitre, on a réalisé une étude comparative de deux modèles, ancien (1) et nouveau (2), de la turbine à gaz 9FA installée au niveau de la centrale électrique de Bellara de Jijel. On a présenté une comparaison entre ces deux modèles, à travers une visualisation graphique de deux paramètres, externe (température ambiante) et interne (taux de compression), et leurs effets sur le comportement et les performances, énergétique, exergétique, économique et environnementale, de la turbine à gaz. A l'aide de cette analyse variationnelle adoptée, on a expliqué l'effet des variations apportées à l'ancien modèle (1) pour l'amélioration de ses performances et obtenir le nouveau modèle (2) de turbine à gaz (9FA).

A travers les résultats obtenus, on constate que le modèle (2) de la turbine à gaz est plus performant que l'ancien modèle (1) car il a donné, respectivement, les augmentations de 3,5% et 4% des rendements énergétique et exergétique ; une réduction de la

consommation de carburant (720kg/h) et une diminution remarquable de 5%, équivalent de 120kg/h, des émissions de CO<sub>2</sub> ; une diminution du coût total d'investissement.

Cela est dû au meilleur refroidissement interne, au niveau des aubages de la turbine du nouveau modèle (2). La différence entre les aubages des deux modèles réside dans la perforation (nombre et espacement) et le revêtement (matériau céramique) de barrière, thermique et mécanique, sur l'aubage du nouveau modèle. A l'aide de cette différence un refroidissement amélioré est réalisé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur, d'où une quantité d'air plus élevée est exploitée pour la combustion et la production d'électricité.



## **Conclusion générale**

Les turbines à gaz sont utilisées au monde entier pour la génération de l'électricité des centrales thermiques dans différentes régions géographiques avec des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité. De ce fait, adapter les turbines avec les conditions climatiques de l'Algérie pour atteindre les meilleures performances représente un défi et revête un caractère urgent. Pour ce faire, nous avons commencé par exposer la structure d'accueil de la centrale thermique de production d'électricité de Bellara ; présenter les différentes parties de la turbine à gaz, les méthodes de refroidissement interne et externe et les modifications d'adaptations apportées à la turbine de série MS 9001FA de Bellara.

Nous avons, d'autre part, présenté l'étude énergétique, exergetique, économique et environnementale de la turbine à gaz. A travers une présentation du cycle réel de la turbine à gaz et des lois thermodynamiques fondamentales une analyse énergétique et une autre exergetique ont été démontrées. De plus, à l'aide de la réaction stœchiométrique de la combustion et de certaines corrélations des coûts d'investissement, les deux analyses environnementale et économique ont été respectivement établies. Cette étude a été réalisée à partir des données prises (data) des deux modèles de la turbine à gaz MS9001FA de Bellara (cycle simple) qui diffèrent en leurs systèmes de refroidissement interne de la partie turbine.

Une étude comparative entre ces deux modèles de turbine à gaz a été réalisée, à travers l'étude de l'influence de certains facteurs externe comme la température ambiante et opérationnelle comme le taux de compression, sur le comportement et les performances 4E des deux modèles, l'ancien (1) et le nouveau (2), de la turbine à gaz (MS 9001FA).

Nous avons constaté que l'augmentation de température ambiante accroît la puissance absorbée par le compresseur, de façon plus importante, que la puissance fournie par la turbine ce qui entraîne une diminution de la puissance utile et des rendements, énergétique et exergetique, de la turbine à gaz. De plus, cet accroissement de température a augmenté le rejet du dioxyde carbone  $\text{CO}_2$  et le coût d'investissement de la centrale. Quant au facteur de compression une légère augmentation (0,2%) des rendements, pour les deux modèles de turbine, a été remarquée lorsque le taux de compression augmente de 15,8 à 16,6. Cette compression a permis d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance et d'entraîner une augmentation d'efficacité thermique de la turbine. Cependant, l'accroît du taux de compression a augmenté l'évacuation du dioxyde carbone  $\text{CO}_2$  et le coût d'investissement des deux modèles de la turbine à gaz.

D'autre part, la comparaison des résultats obtenus des deux turbines à gaz nous ont permis de constater que le modèle (2) de la turbine à gaz est plus performant que l'ancien modèle (1) et de noter les écarts suivant :

- augmentation de la puissance utile de 23MW,
- des augmentations de 3,5% et 4% des rendements énergétique et exergetique,
- une réduction de la consommation de carburant (720kg/h),
- une diminution remarquable de 5%, équivalent de 180kg/h, des émissions de CO<sub>2</sub>,
- une diminution du coût total d'investissement de  $10\left[\frac{\text{US\$}}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}\right]$ .

Cela est dû au meilleur refroidissement interne, par multi-perforation (par film), au niveau des aubages de la turbine du nouveau modèle (2). La différence entre les aubages des deux modèles réside dans la perforation (nombre et espacement) et le revêtement (matériau céramique) de barrière, thermique et mécanique, sur l'aubage du nouveau modèle. De ce fait, un refroidissement amélioré est réalisé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur, d'où une quantité d'air plus élevée est exploitée pour la combustion et la production d'électricité. On constate que l'étude de conception idéale du refroidissement par film des aubages est de réduire le débit d'air froid tout en maintenant des pertes aérodynamiques minimales et une protection thermique élevée.



## **Bibliographie**



- [1] <https://openinframap.org/stats/area/Algeria/plants/459831980>(Consulté le 10/04/2022).
- [2] *Manuel d'Opération de la Turbine à Gaz-9F.03*, Société Algérienne de Production de l'électricité (SPE) Centrale Cycle Combiné de Bellara.
- [3] Manuel de formation professionnel relative au projet Centrale Cycle Combiné de Bellara «9001FA - MechanicalReview», GE Power & Water 2013 (GE Power & Water).
- [4] <https://www.mogas.com/en-us/industries/power-generation/combined-cycle> (Consulté le 10/04/2022).
- [5] Nguyen, M. N. (2012). *Étude expérimentale des échanges convectifs dus au développement d'un film d'air froid*. (Doctoral dissertation, ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique-Poitiers).
- [6] Facchini, B., & Innocenti, L. (2005). *Refroidissement des turbines à gaz: Techniques et efficacité*. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4566).
- [7] AZZI ABBES, *Investigation numérique appliqué aux aubes des turbines à gaz*, thèse de doctorat d'état, Faculté de génie mécanique, département de génie maritime, USTOMB, Algérie.
- [8] H. Bloch and C. Soares, "Process Plant Machinery" 2nd Edition, 1998.
- [9] M. B. Jovanovic, "Film cooling through imperfect holes", PhD thesis, Eindhoven University of Technology, the Netherlands, 2007.
- [10] V. Shelke, C.Patil, *Analyze the Effect of Variations In Shape of Tubes for Flat Plate Solar Water Heater*, International Journal of Scientific Engineering and Research (IJSER), vol. 3, No. 4, 118-124, 2015.
- [11] M. Laissaoui, *Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission*, mémoire de fin d'étude de Magister en génie mécanique, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [12] S. Bouchebout, C. Deffas, *Analyse 4E (Energie – Exergie – Economique - Environnementale) d'une centrale à turbine à gaz*, mémoire de fin d'étude de Master, Université de jijel, 2019.
- [13] Y. A. Çengel, Boles M.A, *Thermodynamics an Engineering Approach*, 5<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, New York USA, 2004.
- [14] M. Shamoushaki, et al.: *Exergy, Economic, and Environmental (3E) Analysis of a Gas Turbine power plant and optimization by mopso algorithm*. Thermal Science, 2018, Vol. 22, No. 6A, pp. 2641-2651.

- [15] H.O. Egware, A.I. Obanor, *Energy Analysis of Omotosho Phase 1 Gas Thermal Power Plant*, International Journal of Engineering & Technology Sciences (IJETS), 2013, Vol. 1, No. 4, pp. 206-217.
- [16] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. *Machines Tournantes : turbines à gaz technologie et fonctionnement*, 2005.
- [17] F. Meunier, *Aide-mémoire de Thermodynamique de l'ingénieur*, Dunod, 2005.
- [18] B. Lakshminarayana, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, 1995 .
- [19] M. De. Paepe and E. Dick, *Technological and Economical Analysis of water recovery in steam injected gas turbine*, Applied Thermal Engineering, 2001.
- [20] A. Moussoui, A. Zoubir, *Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C*, mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [21] ISO 3977-2 : *Turbines à gaz - Spécifications pour l'acquisition - Partie 2: Conditions normales de référence et caractéristiques*



## Résumé

## Abstract

Considering the important role that gas turbines play for the generation of electricity from thermal power plants and in different geographical regions with variable climatic conditions of temperature, pressure and humidity, the adaptation of the turbine with the climatic conditions of Algeria to achieve the best performance is essential.

Within this framework of this study, we presented a comparative study of two models (before and after the improvement) of the gas turbine MS9001FA (simple cycle) of the thermal power plant of electricity production of Bellara in Jijel. An energetic, exergetic, economic and environmental study of the gas turbine was carried out using data (control room data) taken from the gas turbine. By mean of the real cycle of the gas turbine and the fundamental thermodynamic laws an energy analysis and another exergy have been presented. In addition, using the stoichiometric reaction of combustion and some correlations of investment costs, the environmental and economic analyzes were respectively established.

A comparison between these two models of gas turbine was carried out, through the study of the influence of the ambient temperature the rate of compression on the behavior and the performances 4E of the two models of gas turbine (MS 9001FA).

**Keywords:** Analysis, Configuration, Performance, Gas Turbine MS9001FA.

## Résumé

Vu le rôle important que joue les turbines à gaz pour la génération de l'électricité des centrales thermiques et dans différentes régions géographiques avec des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité, l'adaptation de la turbine avec les conditions climatiques de l'Algérie pour atteindre les meilleures performances est indispensable.

Dans le cadre de notre travail, nous avons présenté une étude comparative de deux modèles (avant et après l'amélioration) de la turbine à gaz MS9001FA (cycle simple) de la centrale thermique de production d'électricité de Bellara à Jijel. Une étude énergétique, exergetique, économique et environnementale de la turbine à gaz a été réalisée à partir des données (data de la salle de contrôle) prises de la turbine à gaz. A partir du cycle réel de la turbine à gaz et des lois thermodynamiques fondamentales une analyse énergétique et une autre exergetique ont été présentée. De plus, à l'aide de la réaction stœchiométrique de la combustion et de certaines corrélations des coûts d'investissement, les deux analyses environnementale et économique ont été respectivement établies.

Une comparaison entre ces deux modèles de turbine à gaz a été réalisée, à travers l'étude de l'influence de la température ambiante le taux de compression sur le comportement et les performances 4E des deux modèles, l'ancien (1) et le nouveau (2), de la turbine à gaz (MS 9001FA).

**Mots clés :** Analyse, Configuration, Performance, Turbine à gaz MS9001FA.

## المخلص

بالنظر إلى الدور المهم الذي تلعبه التوربينات الغازية في توليد الكهرباء من محطات الطاقة الحرارية وفي مختلف المناطق الجغرافية ذات الظروف المناخية المتغيرة من درجات الحرارة والضغط والرطوبة ، فإن تكييف التوربين مع الظروف المناخية للجزائر لتحقيق أفضل أداء هو ضروري. في إطار عملنا، قدمنا دراسة لنموذجين MS9001FA (قبل وبعد التحسين) من التوربينات الغازية (دورة بسيطة) لمحطة الطاقة الحرارية لإنتاج الكهرباء في بلارة في جيجل. تم تنفيذ الطاقة ، والطاقة ، والدراسة الاقتصادية والبيئية لتوربينات الغاز من البيانات الرقمية (داتا غرفة التحكم). من خلال عرض للدورة الحقيقية لتوربين الغاز والقوانين الأساسية لديناميكا الحرارية ، تم إثبات تحيل للطاقة وطاقة أخرى. بالإضافة إلى ذلك، باستخدام تفاعل القياس المتكافئ للاحتراق وبعض ارتباطات تكاليف الاستثمار، تم إنشاء التحليل البيئي والاقتصادي على التوالي. تم إجراء مقارنة بين هذين النموذجين من التوربينات الغازية، من خلال دراسة تأثير درجة الحرارة المحيطة ومعدل الضغط على السلوك والأداء 4E للنموذجين القديم (1) والجديد (2).

**الكلمات المفتاحية :** التحليل ، التكوين ، الفعالية ، التوربينات الغازية MS9001FA .