

SOMMAIRE

| | |
|----------------------------|--|
| REMERCIEMENTS..... | |
| DEDICACES..... | |
| RESUMES..... | |
| LISTE DES FIGURES..... | |
| LISTE DES TABLEAUX..... | |
| NOMENCLATURE..... | |
| INTRODUCTION GENERALE..... | |

CHAPITRE I : DESCRIPTION DE LA REGION DE RHOURE NOUSS

| | |
|--|----|
| I.1 Introduction | 1 |
| I.2 Présentation de la société SONATRACH..... | 1 |
| I.3 Répartition géographique des réserves en hydrocarbures | 2 |
| I.4 Situation géographique du site de Rhourde Nouss..... | 3 |
| I.5 Différents pôles du champ de Rhourde Nouss | 4 |
| I.6 Historique | 5 |
| I.7 Organigramme du site de Rhourde Nouss..... | 7 |
| I.8 Description des usines du site de Rhourde Nouss..... | 7 |
| I.8.1 Usines de traitement de gaz | 8 |
| I.8.2 Central électrique du site | 8 |
| I.8.3 Centre de Séparation et de Compression (CSC)..... | 8 |
| I.8.4 Centre processing and facility (CPF)..... | 8 |
| I.9 Production du site de Rhourde Nouss | 9 |
| I.9.1. Charge et produits..... | 9 |
| I.9.2. Réseaux collectes..... | 10 |
| I.10 Conclusion..... | 10 |

CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

| | |
|--------------------------------------|----|
| II .1. Introduction..... | 11 |
| II .2. Autres types de turbines..... | 11 |

| | |
|--|----|
| II.2.1 Turbine à vapeur..... | 11 |
| II.2.2 Turbine hydraulique | 11 |
| II.3 Historique sur les turbines à gaz | 12 |
| II .4 Généralités sur les turbines à gaz..... | 12 |
| II .5 Composants de la turbine à gaz | 13 |
| II.6 Catégories des turbines à gaz | 14 |
| II.7 Classifications des turbines à gaz | 15 |
| II .7.1 Par mode de construction | 16 |
| II .7.2 Par mode de travail :..... | 16 |
| II .7.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique..... | 17 |
| II.8 Domaine d'utilisation | 17 |
| II.8.1 Production d'électricité | 17 |
| II.8.2 Production combinée chaleur-force..... | 18 |
| II.8.3 Pompage et compression | 18 |
| II.8.4 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion | 18 |
| II.9 Combustibles utilisés pour les TAG [14]..... | 18 |
| II.10 Généralité sur le turbocompresseur | 19 |
| II.10.1 Définition d'un Turbocompresseur | 19 |
| II.10.2 Composition d'un Turbocompresseur | 19 |
| II.11 Conclusion..... | 21 |

CHAPITRE III : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ SIEMENS SGT-400

| | |
|--|----|
| III.1 Introduction | 22 |
| III.2 SIEMENS en Algérie | 22 |
| III.3 Les turbines à gaz SIEMENS | 22 |
| III .4 Présentation de la TAG SGT-400 | 23 |
| III.5 Principe de fonctionnement..... | 23 |
| III.6 Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400 | 24 |
| III.7 Principaux composants de la TAG SGT-400 | 25 |
| III.7.1 Section admission | 25 |
| III.7.2 Section compression | 26 |
| III.7.3 Section combustion..... | 26 |
| III.7.4 Section détente (turbine) | 28 |
| III.7.5 Section échappement..... | 30 |
| III.8 Partie auxiliaires | 31 |
| III.8.1 Système-de-démarrage..... | 31 |

| | | |
|----------|---|----|
| III.8.2 | Système de lubrification et graissage d'huile | 32 |
| III.8.3 | Système d'alimentation du combustible..... | 32 |
| III.8.4 | Systèmes de contrôle..... | 32 |
| III.8.5 | Système de refroidissement et d'étanchéité..... | 32 |
| III.9 | Dimensionnements de la TAG SGT-400..... | 34 |
| III.10 | Situation de la TAG SGT-400 dans le processus du site de RN | 35 |
| III.11 | Entrainement mécanique | 35 |
| III.11.1 | Compresseur centrifuge booster Siemens STC-SV | 35 |
| III.11.2 | données techniques du compresseur Siemens STC-SV..... | 36 |
| III.11.3 | Domaines d'application | 36 |
| III.12 | Impacte sur l'environnement | 36 |
| III.13 | Conclusion..... | 36 |

CHAPITRE IV :ETUDE THERMODYNAMIQUE DE LA TAG SIEMENS SGT-400

| | | |
|--------|---|----|
| IV.1 | Introduction | 37 |
| IV.2 | Etude thermodynamique de la SGT-400 | 37 |
| IV.2.1 | Diagramme T S..... | 37 |
| IV.2.2 | Caractéristiques de la SGT-400 d'après les données du constructeur SIEMENS . | 39 |
| IV.2.3 | Caractéristiques de fonctionnement d'après les condition réels relevés sur l'usin | 40 |
| IV.3 | Rendements thermique de la turbines à gaz SGT-400 | 48 |
| IV.3.1 | Travail utile du compresseur axiale et de la turbine | 48 |
| IV.3.2 | Quantité de chaleur fournit dans la chambre de combustion..... | 49 |
| IV.4 | Calculs de la consommation spécifique du fuel gaz..... | 49 |
| IV.5 | Puissance utile de la TAG SGT-400 | 49 |
| IV.6 | Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la SGT-400 | 50 |
| IV.7 | Manque à gagner engendré..... | 53 |
| IV.8 | Conclusion..... | 54 |

CHAPITRE V : AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TAG SIEMENS SGT-400

| | | |
|--------|--|----|
| V.1. | Introduction..... | 55 |
| V.2. | Analyse thermodynamique | 56 |
| V.2.1 | Description générale et diagramme TS | 56 |
| V.2.2. | Cycle proposé..... | 56 |
| V.3. | Choix et calculs de l'échangeur de chaleur | 57 |
| V.3.1 | Solutions proposées..... | 57 |
| V.3.1 | Caractéristiques techniques et dimensionnement de l'changeur de chaleur choisit. | 58 |

| | |
|---|----|
| V.3.3 Calculs des paramètres de l'échangeur de chaleur | 58 |
| V.4 Rendement de la turbine à gaz SGT-400 après régénération | 62 |
| V.4.1 quantité de chaleur fournit après régénération dans la chambre de combustion..... | 62 |
| V.4.2 Rendement thermique de la TAG SGT-400 après régénération | 63 |
| V.5. Consommation spécifique du fuel gaz après régénération | 63 |
| V.6. Gains en consommation..... | 63 |
| V.7 Etude comparative | 64 |
| V.8 Interprétation des résultats | 66 |
| V.9 Gains apporté par la mise en place du système de régénération..... | 66 |
| V.10 Conclusion | 67 |
| CONCLUSION GENERALE..... | |
| ANNEXES..... | |
| REFERENCES BIBLIOGRAPHIES..... | |

LISTE DES FIGURES

| | |
|---|----|
| Figure I.1: Répartition géographique des réserves des hydrocarbures | 2 |
| Figure I.2: Situation géographique de la région de Rhourde Nous | 3 |
| Figure I.3: Localisation structurés et accumulations étudiées de la région de Rhourde Nous..... | 5 |
| Figure I.4: l'emplacement des différents gisements dans la région de RN | 6 |
| Figure I.5 :Organigramme du site de Rhourde Nous | 7 |
| Figure I.6 :Unité boosting du CPF de la région de Rhourde Nous | 9 |
| Figure I.7 : Usine CPF de la région de Rhourde Nous | 10 |
| | |
| Figur II.1: Turbine à vapeur (ALSTOM) | 11 |
| Figure II.2: Turbine hydraulique | 12 |
| Figure II.3 :Cycle de joule d'une turbine à gaz..... | 13 |
| Figure II.4 : Schéma d'une turbine à gaz | 14 |
| Figure II.5:Modèle d'une turbine à gaz industriel | 14 |
| Figure II.6 : Modèle turbine à gaz (Aérodérivées) | 14 |
| Figure II.7: Schéma montrant la Classification des turbines à gaz | 15 |
| Figure II.8: Classification des turbines suivant le mode construction..... | 16 |
| Figure II.9 : Schéma d'une coupe longitudinale d'un turboréacteur | 18 |
| Figure II.10 : schéma d'un Turbocompresseur..... | 19 |
| Figure II.11 : Compresseur centrifuge..... | 20 |
| Figure II.12: Schéma d'un compresseur centrifuge | 20 |
| Figure II.13 : Différents composants d'un compresseur centrifuge..... | 21 |
| | |
| Figure III.1: différentes turbines à gaz de marque SIEMENS | 22 |
| Figure III.2: Turbine à gaz SIEMENS type SGT-400 | 23 |
| Figure III.3: Section d'admission TAG SGT-400 | 25 |
| Figure III.4: compresseur axial de la TAG SGT-400 | 26 |
| Figure III.5 :chambre de combustion de la TAG SGT-400 | 27 |
| Figure III.6 : Système de combustion DLE d'une SGT-400 | 27 |
| Figure III.7: Roue turbine haute pression (HP) | 28 |

| | |
|---|----|
| Figure III.8: Roue BP de la turbine à gaz SGT-400 | 29 |
| Figure III.9: Type paliers TAG SGT-400 | 29 |
| Figure III.10: Rotor de la TAG SGT 400 | 30 |
| Figure III.11 : Diffuseur d'échappements SGT-400 | 30 |
| Figure III.12: Moteurs de démarrage de la SGT-400 | 31 |
| Figure III.13: Schéma de circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement | 32 |
| Figure III.14 Dimensionnement de l'ensemble d'installation de la TAG SGT-400 | 33 |
| Figure III.15: Emplacement de la TAG SGT-400 dans l'usine CPF de RN..... | 34 |
| Figure III.16 Compresseur centrifuge (modèle siemens STC-SV) | 35 |
| Figure III.17: Compresseur Siemens STC-SV | 35 |
| | |
| Figure IV.1: Diagramme TS de la turbine à gaz SGT-400..... | 37 |
| Figure IV.2: Evolution du rendement de la SGT-400 en fonction de la température ambiante..... | 52 |
| Figure IV.3: Evolution de la puissance utile de la SGT-400 en fonction de la température | 52 |
| Figure IV.4: Evolution de la consommation spécifique en fonction de la Temperature..... | 54 |
| | |
| Figure V.1: Schéma TAG SIEMEN SGT-400 avec récupération de chaleur | 55 |
| Figure V.2: Diagramme TS de la turbine à gaz SGT-400 avec régénération | 56 |
| Figure V.3: Cycle avec régénération des gaz d'échappements de la SGT-400 | 56 |
| Figure V.4: Dispositif de régénération des gaz d'échappements de la SGT-400 utilisé pour de l'huile..... | 57 |
| Figure V.5: Rendements thermique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante..... | 64 |
| Figure V.6: consommations spécifique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiantes | 65 |
| Figure V.7: Gains en consommation sans et avec régénération en fonction de Différentes températures ambiante..... | 66 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|----|
| Tableau I.1: Capacité globale de production de la région de Rhourde Nousss..... | 9 |
| Tableau IV.1: Paramètres de la turbine SIEMENS SG-400 selon le constructeur..... | 39 |
| Tableau IV.2: Vitesses de l'air dans les différents diffuseurs..... | 40 |
| Tableau IV.3: Paramètres de la turbine Siemens SGT-400 selon les conditions réelle50 | |
| Tableau IV.4: Tableau comparatif des rendements obtenus (données constructeur / réelles)50 | |
| Tableau IV.5: Evolution de la puissance utile, du rendement et de la masse volumique de la SGT-400 en fonction de la température ambiante..... | 51 |
| Tableau IV.6: Tableau comparatif de la consommation spécifique en fonction de la température..... | 53 |
| Tableau V.1: Tableau comparatif des rendements obtenue sans et avec régénération..... | 64 |
| Tableau V.2: Tableau comparatif de la consommation spécifique sans et avec régénération et les gains en consommation en fonction des températures ambiantes | 65 |

NOMENCLATURE

| <u>S</u>ymboles | <u>S</u>ignification | <u>U</u>nités |
|-------------------------------------|--|--|
| C : | Vitesse de l'air | m/s |
| C_{min} : | Débit thermique minimal | J/ K.s |
| C_{max} : | Débit thermique maximal | J/ K.s |
| C_s : | Consommation spécifique | Kg/KWh |
| C_{SS} : | Consommation spécifique sans régénération | Kg/KWh |
| C_{sa} : | Consommation spécifique avec régénération | Kg/KWh |
| D_{ext} : | Diamètre extérieur du tube | m |
| D_{int} : | Diamètre intérieur du tube | m |
| DLE : | Dry Low Emissions (basses émissions à sec) | - |
| D_h : | Diamètre hydraulique | m |
| e : | Epaisseur de tube | m |
| E : | Efficacité de l'échangeur | - |
| G : | Gain en consommation | - |
| H : | Hauteur de la calandre | m |
| hc : | Coefficient d'échange coté calandre | W/m²K |
| hf : | Coefficient d'échange coté tubes | W/m²K |
| K : | Coefficient global d'échange | W/m²K |
| l : | Largeur de la calandre | m |
| L : | Longueur de la calandre | m |
| \dot{M}_{air} : | Débit massique de l'air | Kg/s |
| \dot{M}_{ac} | Debit massique d'air injecté dans la CC | Kg/s |
| \dot{M}_c : | Débit massique du combustible | Kg/s |
| M_c : | Masse du combustible | Kg_{com}/Kg_{mel} |

| | | |
|-------------------|---|----------------|
| \dot{M}_{ech} : | Débit massique des gaz d'échappement | Kg/s |
| \dot{M}_{gaz} : | Débit massique du gaz dans la turbine HP | Kg/s |
| Nt : | Nombre de tubes | - |
| Np : | Nombre de passes | - |
| NUT : | Nombre d'unité de transfert | - |
| Nu : | Nombre de Nusselt | - |
| P : | Puissance | KW |
| Pci : | Pouvoir calorifique inferieur du combustible | KJ/Kg |
| P_u : | Puissance utile | KW |
| P_m : | Périmètre mouille | m |
| Pr : | Nombre de Prandtl | - |
| Q_f : | Quantité de chaleur fournie | J/Kg |
| Q_{fr} : | Quantité de chaleur régénérée | J/kg |
| Re : | Nombre de Reynolds | - |
| S : | Surface global d'échange | m ² |
| S_p : | Section de passage | m ² |
| T : | Température | K |
| U : | Vitesse de l'air | m/s |
| T' : | Température isentropique | K |
| W_{CA} : | Travail du compresseur axial | J/Kg |
| W_{THP} : | Travail de la turbine HP | J/Kg |
| W_{TBP} : | Travail de la turbine BP | J/Kg |
| W_u : | Travail utile | J/Kg |
| W_T : | Travail de la turbine | J/Kg |
| Z : | Rapport des deux débits thermiques des 2 fluides | - |
| ϵc : | Taux de compression | - |



| | | |
|--------------------|--|-------------------|
| ϵ_{THP} : | Taux de détente de la turbine HP | - |
| ϵ_{TBP} : | Taux de détente de la turbine BP | - |
| η_{di} : | Rendement du diffuseur | - |
| η_{isc} : | Rendement isentropique du compresseur axial | - |
| η_{mc} : | Rendement mécanique du compresseur axial | - |
| η_{isTHP} : | Rendement isentropique de la turbine HP | - |
| η_{isBP} : | Rendement isentropique de la turbine BP | - |
| η_{mBP} : | Rendement mécanique de la turbine BP | - |
| η_{mHP} : | Rendement mécanique de la turbine HP | - |
| η_{th} : | Rendement thermique | - |
| ρ : | Masse volumique | Kg/m ³ |
| γ : | Exposant isentropique | - |
| λ : | Conductivité thermique | W/m.K |

Introduction Générale

L'industrie des hydrocarbures en Algérie utilise des turbines à gaz pour la génération de la puissance électrique et mécanique. Ces machines demeurent l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires. L'invention de cette machine a permis d'atteindre un niveau de puissance très élevé.

La turbine à gaz est aussi utilisée dans plusieurs domaines comme la propulsion aéronautique et ceci est due à sa grande souplesse d'exploitation et son rendement élevé. En conditions ISO, les rendements énergétiques des turbines à gaz varient entre 30% et 40%, cependant, ces rendements sont compromis dans des conditions de température et d'hygrométrie ambiantes élevées compte tenu de la variation considérable de la température d'admission entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver qui fait que le rendement thermique se trouve affecté.

Actuellement beaucoup de méthodes sont utilisées pour trouver une solution à ce problème, (régénération, injection de la vapeur d'eau, le refroidissement intermédiaire ...). Le but principal de toutes ces méthodes est l'augmentation des performances de la machine.

L'objectif principal de notre travail, consiste à l'amélioration des performances de la turbine à gaz de type SIEMENS SGT-400 utilisés dans des conditions climatiques rudes du sud Algérien, dans la région de Rhourde Nouss par la méthode de récupération de chaleur d'échappement. La méthode de récupération de chaleur consiste à faire chauffer de l'air qui sort du dernier étage du compresseur axial, pour être réinjecté dans la chambre de combustion.

Le présent travail est réparti en cinq chapitres :

- Le premier chapitre décrit le lieu de notre stage de fin d'étude, la localisation géographique de la région ainsi que les différentes usines et installations.
- Le deuxième chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leur principe de fonctionnement ainsi que leur domaine d'applications.
- Dans le troisième chapitre, on présente une description technologique détaillée de la turbine à gaz SGT-400 ainsi que ses différents composants.
- Dans le quatrième chapitre, une étude thermodynamique est entamée sur la SGT-400 ainsi que l'influence de la température ambiante sur cette machine.
- Le dernier chapitre, est dédié à l'effet de la méthode de récupération de chaleur d'échappement, l'amélioration du rendement ainsi que le gain apporté par cette méthode.
- Enfin, notre travail est achevé par une conclusion générale ainsi que les différentes perspectives qui peuvent être tirées de ce travail.

Chapitre I

Description de la région de Rhourde Nous

I.1 Introduction

L'Algérie est le plus grand pays d'Afrique et du monde arabe par sa superficie de 2 381 741 km². Il existe plus de 15 gisements de gaz naturel en Algérie, dont dix ont été développés à grande échelle et sont les principaux producteurs de gaz du pays.

On va voir à travers ce chapitre une présentation générale du site de Rhourde Nous ainsi que les différentes installations. Cette présentation nous fait découvrir aussi la description géographique du lieu, et les différentes structures et compartiments de la région. [1]

I.2 Présentation de la société SONATRACH [2]

SONATRACH est la plus importante compagnie d'hydrocarbures en Algérie et en Afrique. Elle intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisations, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés.

Adoptant une stratégie de diversification, SONATRACH se développe dans les activités de génération électrique, d'énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer, de recherche et d'exploitation minière. Poursuivant sa stratégie d'internationalisation, SONATRACH opère en Algérie et dans plusieurs régions du monde : en Afrique (Mali, Niger, Libye, Egypte), en Europe (Espagne, Italie, Portugal, Grande Bretagne), en Amérique Latine (Pérou) et aux USA.

Avec un chiffre d'affaires à l'exportation de près de 56,1 milliards de US\$ réalisé en 2010, SONATRACH est classée :

- 1^{ère} Compagnie Africaine,
- 12^{ème} Compagnie pétrolière Mondiale,
- 13^{ème} Compagnie Mondiale concernant les hydrocarbures liquides
- 6^{ème} Compagnie Mondiale en matière de Gaz Naturel (réserves et production)
- 25^{ème} Compagnie pétrolière sur le plan des effectifs.
- 5^{ème} exportateur mondial de Gaz Naturel
- 4^{ème} exportateur mondial de GNL
- 3^{ème} exportateur mondial de GPL

Les hydrocarbures représentent la richesse la plus stratégique au monde, considéré comme moteur de l'industrie par leurs conséquences et leurs importantes influences sur tous les plans économiques.

La demande du gaz naturel vient en second plan après le pétrole et son importance s'accroît car c'est une source d'énergie propre qui n'altère pas l'environnement.

I.3 Répartition géographique des réserves en hydrocarbures [5]

Presque la totalité des réserves découvertes à ce jour se situe dans la partie est du Sahara . Si nous analysons cette répartition géographique sur la base d'un découpage du domaine minier en plusieurs provinces pétrolières plus ou moins homogènes, nous constatons ce qui suit : (*Figure I.1*)

- Plus de 67% des réserves initiales en place en huile et en gaz sont renfermées dans les provinces de Oued Mya et de Hassi Messaoud, où sont situés les deux gisements géants de Hassi Rmel (gaz) et Hassi Messaoud (pétrole) .
- Le bassin d'Illizi occupe la 3ème position avec 14% des réserves initiales en place .
- Puis viennent les bassins de Rhourde Nouss (9%), Ahnet Timimoun (4%), et enfin de Ghadamès qui ne contiennent pour le moment que 3% des réserves. [5]

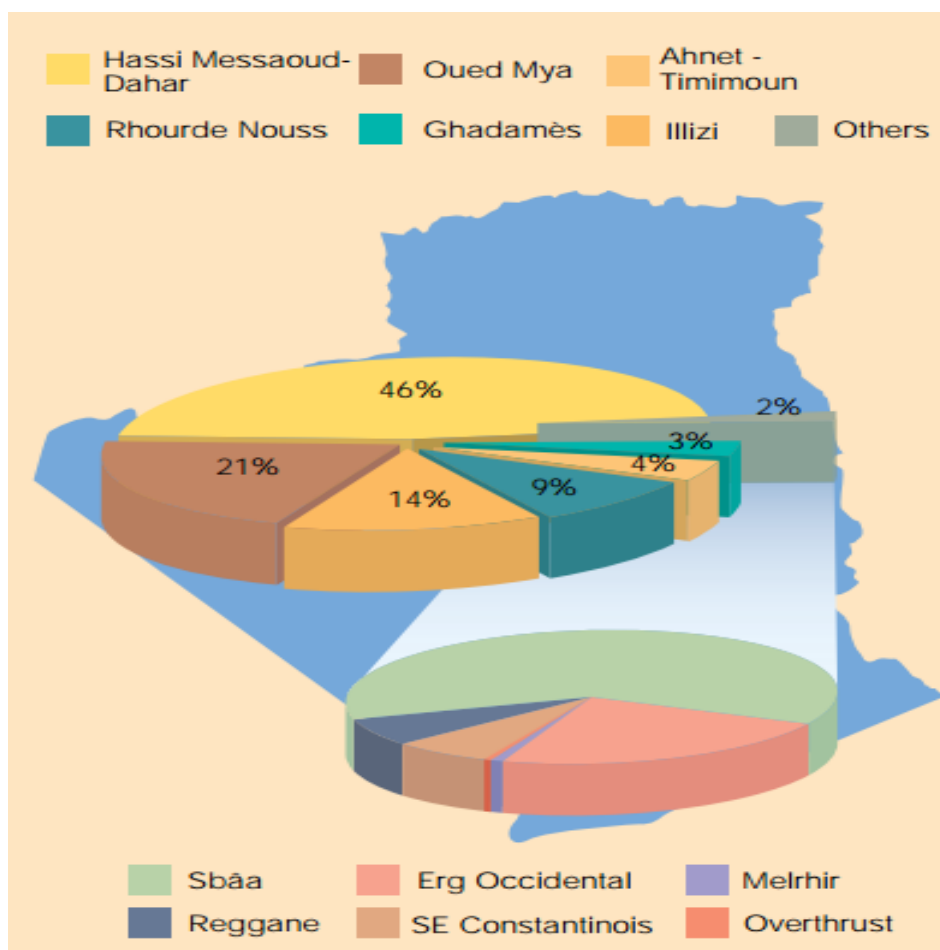


Figure I.1: Répartition géographique des réserves des hydrocarbures [5]

I.4 Situation géographique du site de Rhourde Nous [3]

La région de Rhourde Nous est un territoire du Sahara Algérien qui fait partie de la daïra de Bordj Omar Driss et de la willaya d'Illizi. Elle se situe à 1200 km au sud-est d' Alger et à 270 km au sud-est de Hassi Messaoud.

A une altitude moyenne de 275 m, la région se trouve à la lisière de l'ERG ORIENTAL qui est considéré comme le plus grand ERG du Sahara Algérien. Vue du ciel le paysage donne l'impression d'une étendu mer de sable doré .Avec une fréquence impotente du vents de sable, son climat est désertique (climat sec faible taux d'humidité).

Le champ s'étend sur un rayon de 100 Km. Il est reliée à la route nationale N3 (OUARGLA-ILLIZI) par une bretelle de 30km.

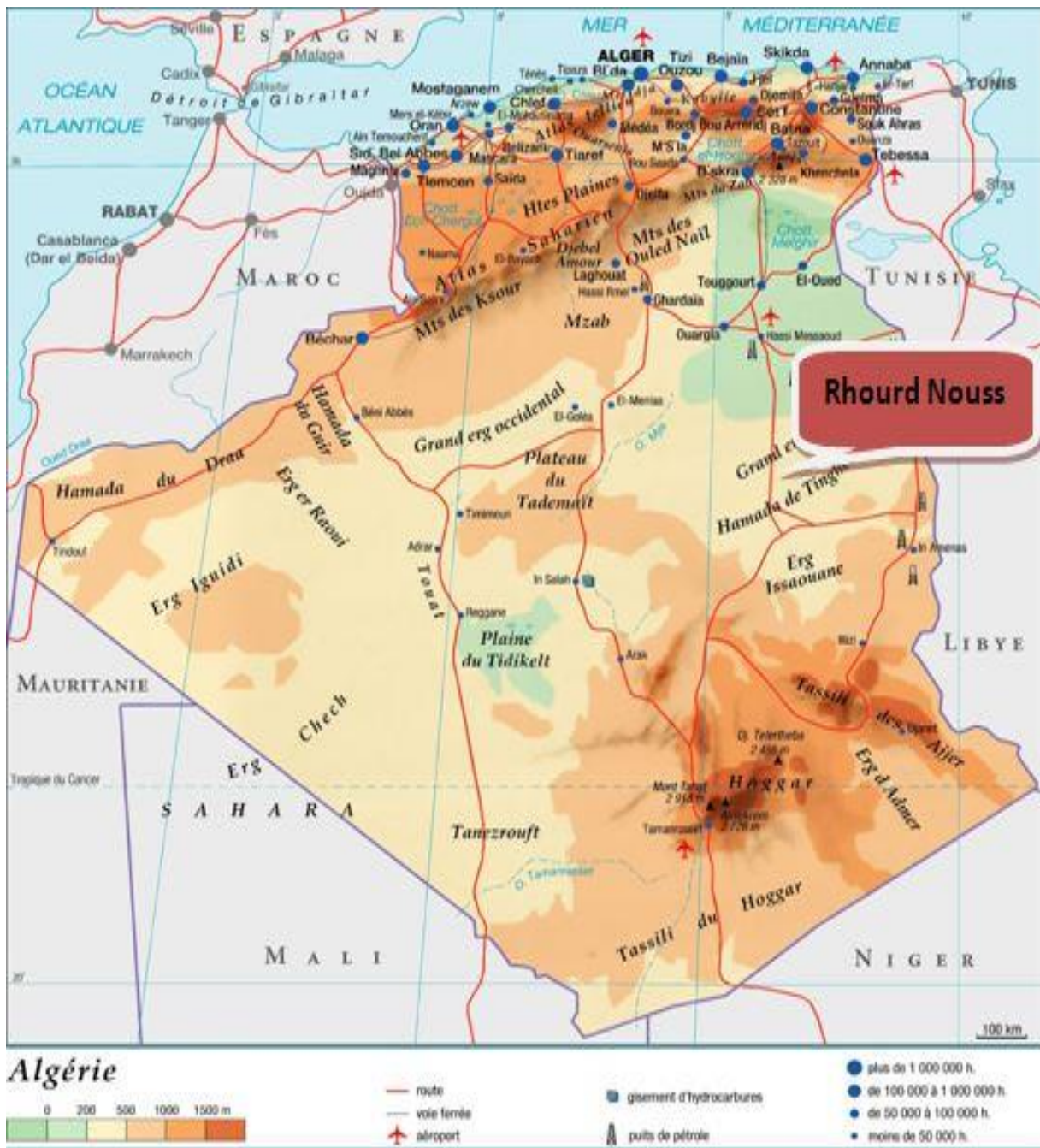


Figure I.2: Situation géographique de la région de Rhourde Nous [3]

I.5 Différents pôles du champ de Rhourde Nouss [4]

Les champs sont repartie sur un rayon de 100 Km par rapport au siège de la région ,par ailleurs la région est composée de plusieurs structures principale à savoir: (*Figure I.3*)

- **Rhourde Nouss Central (RNC)** : Cette structure est alignée Nord-Sud et s'étend sur environ de 16 x 8 km² avec une petite structure au Nord-est de 4 x 2,5 km². Le réservoir contient du gaz avec un anneau d'huile d'une trentaine de mètres dans lequel on a foré 64 puits.

- **Rhourde Nouss Sud -Ouest (RNSW)** :

Elle est alignée S-SW, N-NE sur une surface de 16 x 3,5 km². Le réservoir est à gaz avec un anneau d'huile d'une vingtaine de mètres, le nombre de puits forés dans le réservoir est de 17 puits.

- **Rhourde Nouss Sud -Est (RNSE)** :

Cette structure est alignée Nord-Sud sur une surface de 8,5 x 4 km². Le nombre de puits forés dans le réservoir est de 18 puits, dont 11 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Supérieur (TAGS), qui est producteur de gaz, avec un anneau d'huile d'une dizaine de mètres, et 7 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Inférieur (TAGI), qui est producteur d'huile. \

- **Rhourde Adra (RA)** :

Elle est alignée SW-NE sur une surface de 23 x 2,5 Km², le réservoir contient du gaz et le nombre de puits foré est égal à 17 puits.

En plus il existe d'autre champs inexploité actuellement mais qui seront développés dans le futur , parmi :

- Champ de Rhourde-Hamra sud-est.
- Champ de Rhourde-Nouss 3.
- Champ de Mouilah.
- Champ de Meksem.
- Champ de Draa Allal.
- Champ d 'Elketaia.
- Champ de Rhourde Adra sud-est.

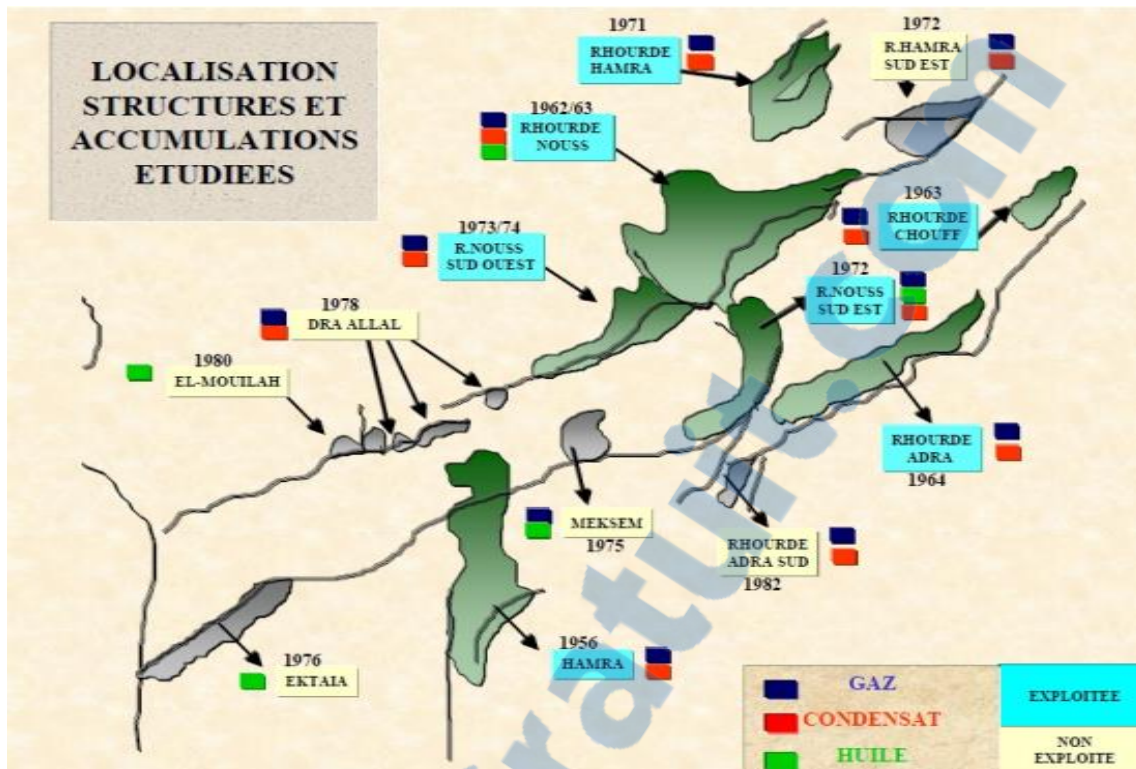


Figure I.3: Localisation structurés et accumulations étudiées de la région de Rhourde Nous [3]

I.6 Historique [3]

C'est vers la fin du 19ème siècle qu'ont commencé les premiers travaux d'exploration en Algérie . Les premiers puits sont peu profonds et certains indices ont même été exploités par simple creusement de galeries. Ce n'est qu'en 1948 que la première découverte commerciale fut faite à Oued Guétérini, à 150 kilomètres au sud d'Alger.

La deuxième découverte significative fut enregistrée en 1953 à l'extrême sud du Sahara avec un débit de gaz sec à partir d'un forage implanté sur une structure de surface Berga. Une autre structure de surface fut forée plus tard en 1956 à Edjeleh où l'on obtint un débit d'huile. Au cours de la même année, fut réalisée la plus importante découverte d'huile en Algérie, à Hassi Messaoud.

Les efforts de recherche se sont alors accrus très rapidement. Les concepts, les méthodes et les moyens ont évolué au fur et à mesure pour permettre la découverte de plus de 16 milliards de mètres cube équivalent pétrole en place. Mais le sous-sol algérien, peu exploré, est loin d'avoir révélé tous ses secrets ou toutes ses richesses. Les récentes découvertes d'huile dans le bassin de l'Erg oriental (Ghadamès) et de gaz dans le bassin de Timimoun le prouvent.

Première découverte de gaz à Rhourde Nous en 1956. Le premier puits RN1, foré en 1962, a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât au niveau de plusieurs

réservoirs. Après la découverte de l'huile sur les puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966. L'ordre chronologique de la mise en service des champs de la région.

- 10-Mai-1966 : Mise en service du centre de traitement d'huile.
- 28-Jan-1988 : Démarrage de l'usine (phase A).
- 14-Juin-1989 : Mise en service de **Rhourde Adra**.
- 24-Avril-1992 : Mise en service de **Rhourde Hamra**.
- 29-Mai-1992 : Mise en service de **Rhourde Chouff**.
- 16-Juin-1995 : Démarrage de l'usine de Hamra
- 23-Mai-1996 : Première expédition de GPL (Hamra). **Rhourde Nous**
- 13-Août-1999 : Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de 10.250 millions m³/j de gaz.
- Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48 millions de m³/j pour la production de 3800 T/j du GPL.
- 06-Mars-2000 : Première expédition de GPL (**Rhourde Nous**).
- 2009 : Accident dans GPL (éclatement d'un train 200).
- 2011 : Installer une nouvelle unité de compression ou niveau de la phase A (U59)
- 2011 : Démarrage de l'unité CSC (centre de séparation et compression) a pour but de séparer l'huile.
- 2014 : Le lancement de l'usine CPF.

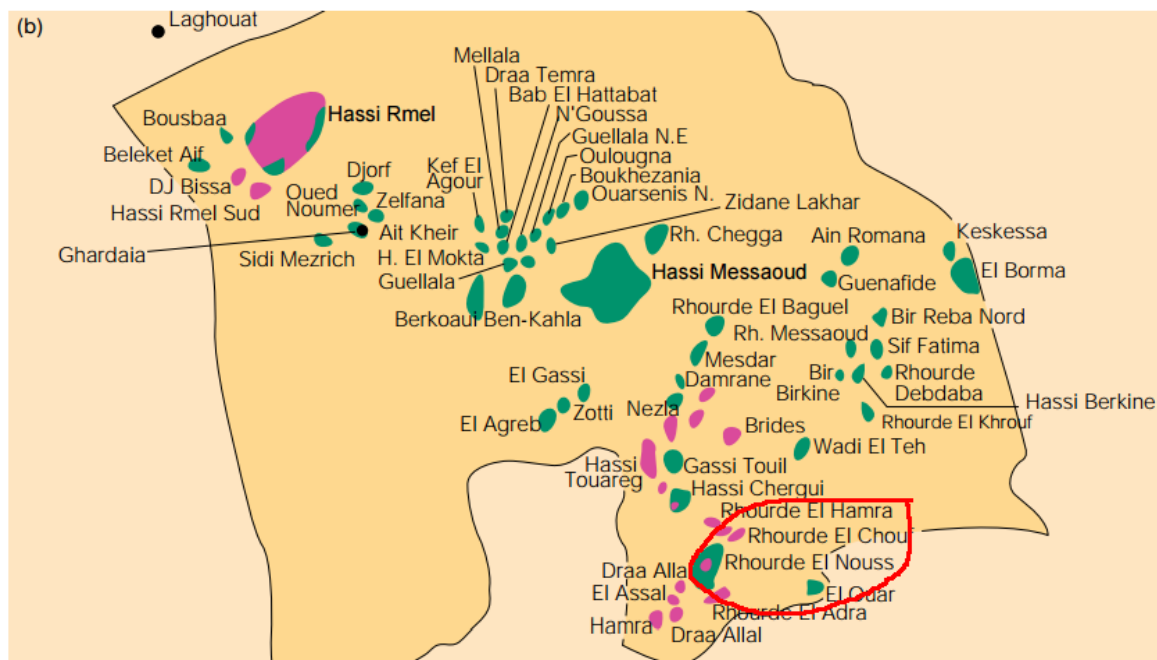


Figure I.4: l'emplacement des différents gisements dans la région de RN [5]

I.7 Organigramme du site de Rhourde Nouss

Le site de Rhourde Nouss est composé de 9 divisions dirigées par la direction régional, aussi ce site comporte d'autres unités, comme l'unité de sureté interne et administrations. La structure du site est schématisée par l'organigramme ci dessous :

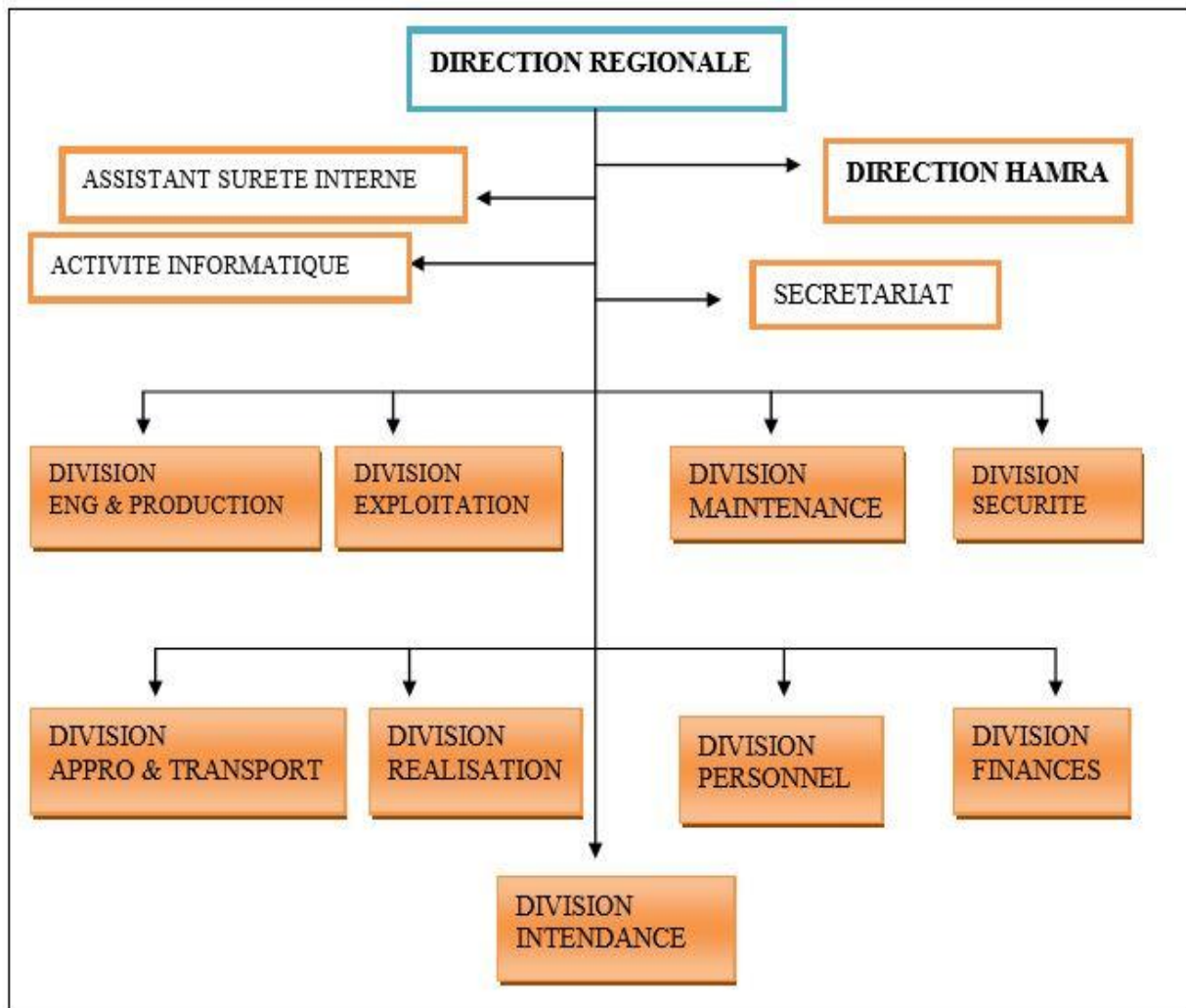


Figure I.5 :Organigramme du site de Rhourde Nouss [3]

I.8 Description des usines du site de Rhourde Nouss [4]

Le site comporte cinq usines :

- Deux usines de traitement du gaz humide. PHASE A et PHASE B
- Une centrale électrique du site.
- Un centre de compression et de séparation (CSC).
- Un centre de processing and facility (CPF).

I.8.1 Usines de traitement de gaz

- **Phase A** : L'objectif principale de cette installation est de faire une bonne séparation du gaz venu des différents puits, afin de récupérer le maximum de condensât. Elle assure aussi la compression du gaz qui est renvoyé vers Phase B . L'usine a une capacité de traitement de 51 million m³/j de gaz brut, 32 millions de m³/j de gaz de réinjection et 7200 T/j de condensat, elle comprend aussi une unité de boosting pour la compression de 20 millions m³/jour de gaz .
- **Phase B** : Avec une capacité de traitement de 48 millions de m³/j, le gaz extrait venue de Phase A est stocké au niveau de Haoudh El Hamra (HEH) pour être dirigé vers la vente ou la réinjection dans les puits . De plus une production de 3800 T/j de GPL est aussi assuré par cette dernière .

I.8.2 Central électrique du site

La centrale fournit de l'énergie électrique pour tout le site avec une puissance de 21MW.

I.8.3 Centre de Séparation et de Compression (CSC)

Mis en service en 2012, cette installation comprend une unité de séparation et de traitement d'huile de 1000 m³/jour et la compression de 8 millions m³/jour de gaz naturel . [6]

I.8.4 Centre processing and facility (CPF)

Cette récente installation construite par le groupe SNC Lavalin a été mis en service en 2014 pour le traitement 11 millions m³/j de gaz provenant de 33 puits de production dans quatre (4) champs, dans la région.

Elle est équipée de plusieurs unités :

- Unité décarbonation
- Unité déshydratation du gaz
- Unité boosting qui comporte les installations suivantes :
 - 02 Compresseurs boosters Siemens de type STC-SV.
 - 02 Turbines à gaz des compresseurs booster Siemens de type SGT-400.
 - 02 Turbines à gaz des compresseurs booster Siemens de type SGT-100.
 - 02 Aéro-refroidisseurs des Compresseurs.
 - 02 Unités de récupération de chaleur des compresseurs Booster.
 - 02 Ballons d'aspiration des compresseurs boosters.
 - 01 Collecteurs d'aspiration des Compresseurs Boosters

Le gaz qui alimente l'usine contient des constituants hydrocarbures ainsi que des constituants indésirables tels que l'eau et le CO₂ . A fin de ramener le gaz au normes requises par le traitement aval.

La mise en œuvre de cette installation a de nombreux buts parmi :

- La production d'un gaz ayant un pouvoir calorifique supérieur entre 9800 et 9900 kcal/m³
- Un gaz ayant une teneur en CO₂ inférieure à 2 % après séparation
- La compression du CO₂ jusqu'à 200 bars afin de le réinjecter dans les puits
- Construire une usine pouvant traiter 10 millions m³/j de gaz brut
- Un gaz ayant une teneur en eau inférieure à 1 ppmv



Figure I.6 : Unité boosting du CPF de la région de Rhourde Nouss [25]

I.9 Production du site de Rhourde Nouss [3]

I.9.1. Charge et produits

La capacité globale de Rhourde Nouss est portée à :

| | |
|-------------------|---|
| Gaz brut | 51 millions SM ³ /J |
| Réinjection | 75% environ, soit environ 32 millions SM ³ /J de gaz sec |
| Commercialisation | 20 millions SM ³ /J |
| GPL | 3900T/J |
| Condensât | 3600T/J |
| Pétrole brut | 500T/J |

Tableau I.1: Capacité globale de production de la région de Rhourde Nouss

I.9.2. Réseaux collectes

Cette production est assurée par un certain nombre de puits producteurs et injecteurs de gaz, un ensemble de collectes et manifolds:

- Puits producteurs de gaz : 83
- Puits injecteurs de gaz : 21
- Puits d'huile : 37
- Manifolds : Gaz : 24
- Huile : 14
- Injection : 10



Figure I.7 : Usine CPF de la région de Rhourde Nouss [25]

I.10 Conclusion

Nous avons vu à travers ce chapitre la description du site de Rhourde Nouss ainsi que l'importance de ce site dans l'industrie et la production gazière de notre pays, on a aussi cité les différentes usines et constituants de cette région.

II .1. Introduction

La turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion, demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels, L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activités , en passant par la production de l'électricité ,la propulsion aéronautique, la pétrochimie, jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière , compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développé et une large gamme de régimes de fonctionnement.

II .2. Autres types de turbines

II.2.1 Turbine à vapeur [9]

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entraîner un dispositif mécanique tournant.



Figure II.1: Turbine à vapeur (ALSTOM) [9]

II.2.2 Turbine hydraulique

La turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir de l'énergie potentielle de l'eau lors de l'écoulement d'un réservoir supérieur à un réservoir inférieur. Cette dernière constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau.



Figure II.2: Turbine hydraulique [28]

II.3 Historique sur les turbines à gaz [23]

L'idée d'une turbine à gaz ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Des 1731 l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz se développe pour être mise en service .

Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1),réalisé par l'allemand Hans Joachim Pabst von Ohain.

La période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire. Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

II .4 Généralités sur les turbines à gaz [12]

La turbine à gaz est une machine thermique à flux continu appartenant aux moteurs à combustion interne, réalisant différentes transformations thermodynamiques, dans une succession d'organes comportant un compresseur, une turbine couplée mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre ces deux derniers .Ceci permet de transformer l'énergie contenue dans le combustible en une énergie mécanique dont on peut l'utiliser sur l'arbre de la turbine (machine industrielles) ou sous forme d'énergie propulsive dans un jet (turboréacteurs).

La turbine à gaz est considérée comme un système autosuffisant, car grâce à son compresseur la turbine prend l'air atmosphérique et le comprime, ensuite elle augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en

énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Les turbines à gaz fonctionnent suivant le cycle thermodynamique le plus simple : cycle de Joule (voir la figure II.3).

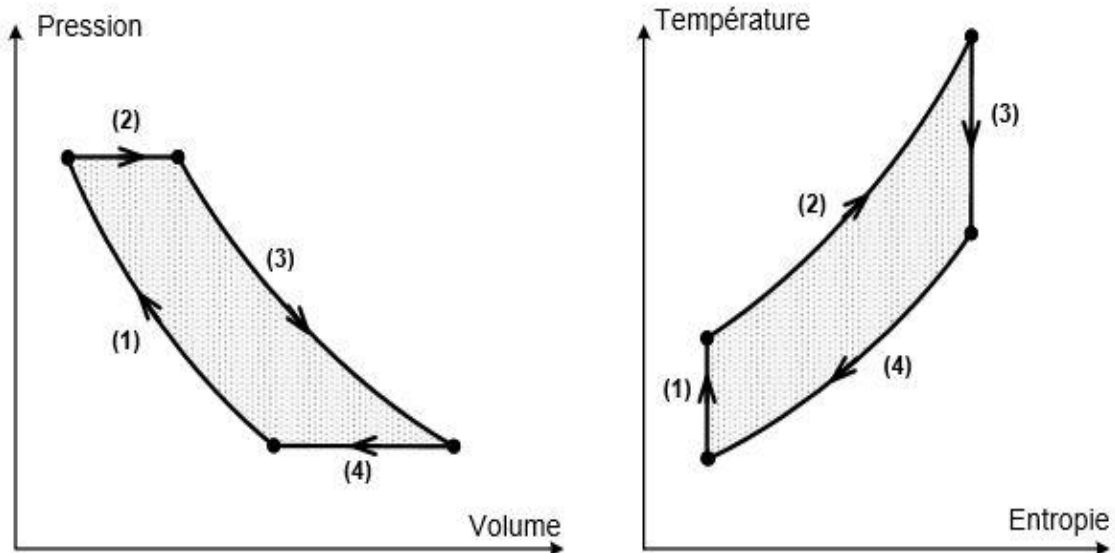


Figure II.3 : Cycle de Joule d'une turbine à gaz

II .5 Composants de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments essentiels :

- **Un compresseur**, généralement centrifuge ou axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ et cela pour fournir la quantité nécessaire pour la combustion .
- **Une chambre de combustion**, dans laquelle le combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air comprimé, et par la suite délivre la pression de ces gaz issus de cette combustion vers la turbine
- **Une turbine de puissance**, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

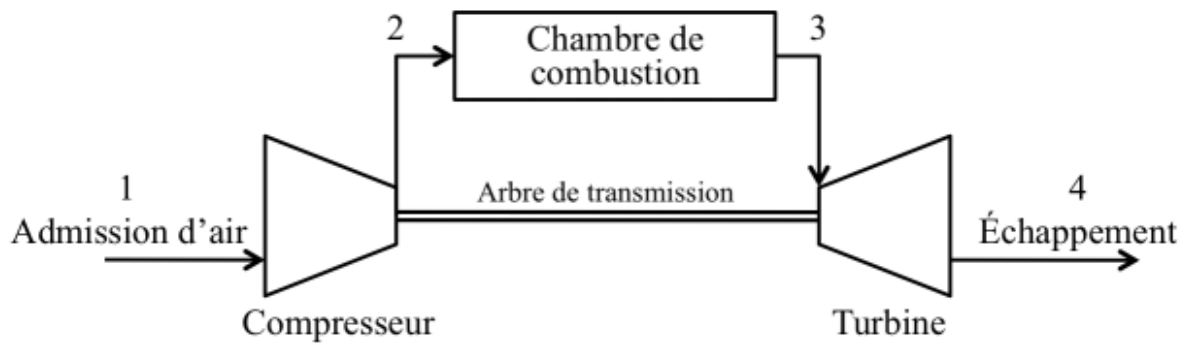


Figure II.4 : Schéma d'une turbine à gaz

II.6 Catégories des turbines à gaz [7]

Deux grandes catégories de turbines à gaz sont généralement distinguées :

- les turbines à gaz industrielles, lourdes et robustes, mais de performances moyennes (rendement η entre 28 et 38 %). (fig II.5)



Figure II.5: Modèle d'une turbine à gaz industriel [24]

- les turbines à gaz "dérivées de l'aviation" ou "aérodérivées", beaucoup plus légères et performantes (η entre 35 et 42 %), mais aussi plus chères. (fig II.6)



Figure II.6 : Modèle turbine à gaz (Aérodérivées) [24]

Les puissances des premières vont de quelques dizaines de KW à quelques centaines de MW, alors que celles des machines aéro-drivées sont généralement comprises entre quelques centaines de KW et quelques dizaines de MW.

En effet la plupart des turboréacteurs utilisés aujourd'hui dans l'aviation ne sont en fait que des variantes de la turbine à gaz à cycle ouvert.

Le marché de l'aviation a ainsi permis de financer d'importants programmes de développement technologique sur ces moteurs, qui ont abouti à la mise au point de turbines à gaz extrêmement performantes, susceptibles de supplanter les turbines à gaz industrielles, ou de permettre la conception de turbines composées, de rendements améliorés et à faible coût, comprenant des composants de turboréacteurs existants pour les sections haute pression du compresseur et de la turbine, et des pièces industrielles pour les sections basse pression. [13]

II.7 Classifications des turbines à gaz [9]

Pour ce qui est la classification des turbines à gaz on peut les classer suivant le schéma ci-dessous :

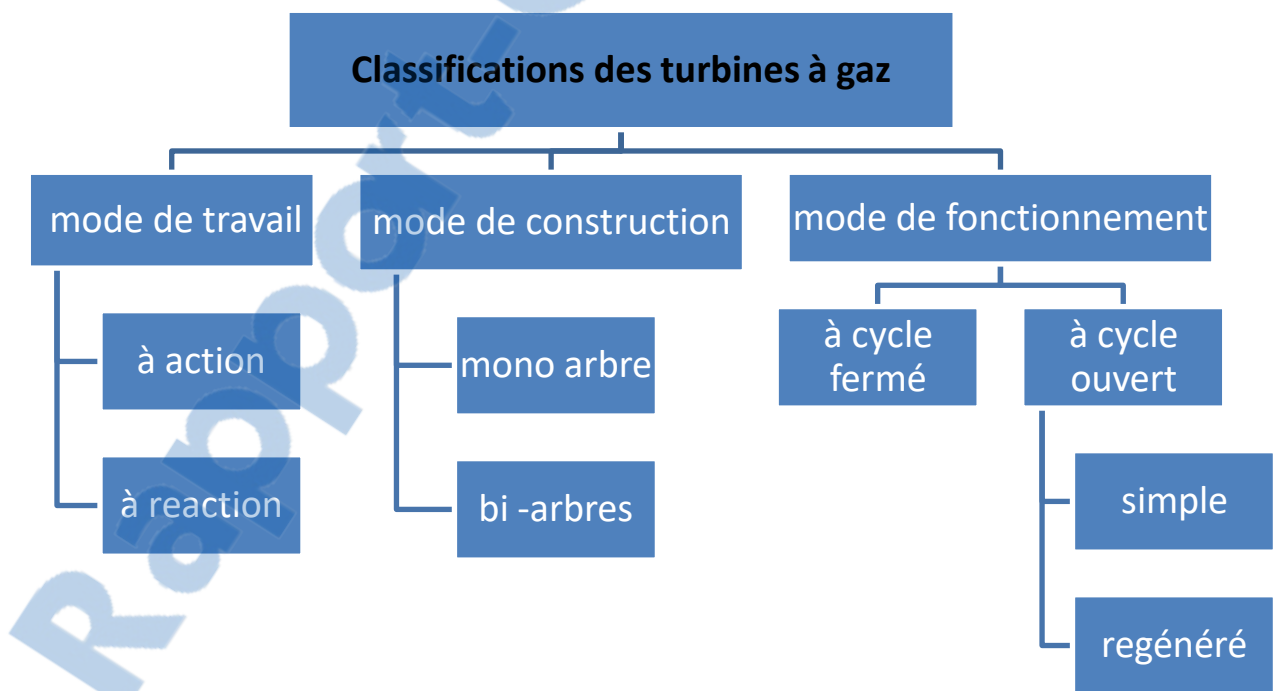
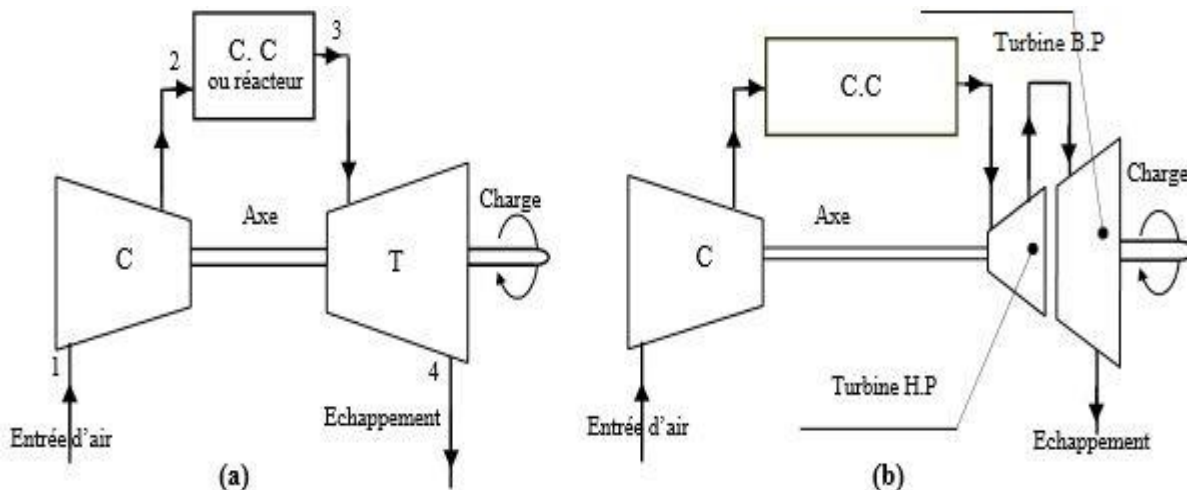


Figure II.7: Schéma montrant la Classification des turbines à gaz

II .7.1 Par mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité par exemple).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres ou bi-arbres, elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.



a : TAG mono-arbre

b: TAG bi-arbres

Figure II.8: Classification des turbines suivant le mode construction

II .7.2 Par mode de travail :

On distingue deux types de turbine pour ce mode :

- **Turbine à action**

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

- **Turbine à réaction**

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

II.7.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- **Turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

II.8 Domaine d'utilisation [14]

Aujourd'hui, la turbine à gaz trouve deux principaux domaines d'application. Elle est d'abord très employée dans le domaine de la motorisation, en particulier pour la motorisation des avions, étant assez légère : elle est alors associée au principe de la réaction, et prend la dénomination de « turboréacteur ». Dans une autre mesure, elle est également utilisée dans la production d'électricité, où la rapidité de son installation est très appréciée.

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définition spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. Étudions tout d'abord les utilisations principales des TAG :

II.8.1 Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

II.8.2 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application est le plus courant car il permet :

- sur le plan national, d'économiser l'énergie fossile, gazeuse ou liquide,
- sur le plan industriel, d'économiser sur les dépenses énergies.

II.8.3 Pompage et compression

Dans tous les types d'application étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du mode d'exploitation envisagé.

II.8.4 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

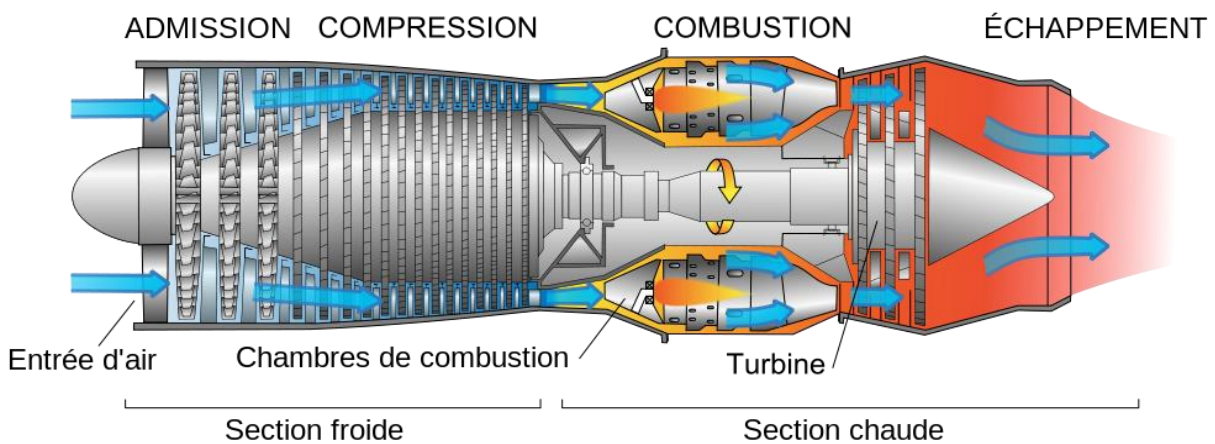


Figure II.9 : Schéma d'une coupe longitudinale d'un turboréacteur [8]

II.9 Combustibles utilisés pour les TAG [14]

Comme pour un moteur à combustion interne, la turbine à gaz consomme un combustible. ce dernier est injecter dans la chambre de combustion.

Les différents combustibles utilisés sont :

- Gaz naturel
- Fuels légers

- Fuels lourds
- Gaz de pétrole liquéfié (GPL) ou gaz naturel liquéfié (GNL)
- Biogaz

A noter que le combustible le mieux adapté pour une TAG reste le gaz naturel.

II.10 Généralités sur le turbocompresseur [15]

II.10.1 Définition d'un Turbocompresseur

Un turbocompresseur est une machine dans laquelle a lieu un transfert d'énergie entre une partie solide tournante (un rotor) et un fluide. On distingue généralement les machines suivantes pour la transformation d'énergie du fluide vers le rotor ou du rotor vers le fluide.

Dans le premier cas, ce sont des machines motrices comme les turbines à gaz et les turbines hydrauliques et les éoliennes pour la production de l'énergie électrique .

Alors que dans le second cas, ce sont des machines réceptrices parmi lesquelles on retrouve les pompes, les compresseurs, les ventilateurs.

II.10.2 Composition d'un Turbocompresseur

C'est un ensemble de dispositif qui fait augmenter la pression, composé de 3 parties essentielles :

- **Partie auxiliaire:** Les pompes (mécanique, électrique), moteur de lancement, réservoir des huiles, filtres
- **Partie turbine :** Un compresseur axial, une chambre de combustion et une turbine de puissance
- **Parti compresseur:** compresseur centrifuge

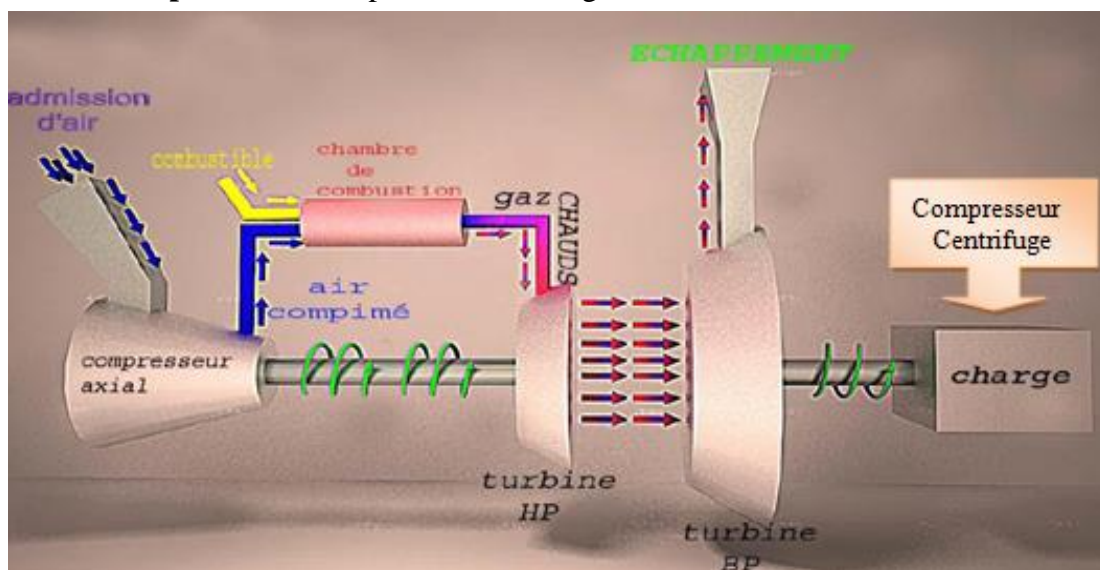


Figure II.10 : schéma d'un Turbocompresseur [15]

II.10.2.1 Compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement continu de fluide; des roues solidaires à l'arbre, fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste de cette énergie est transformée dans la partie stator.

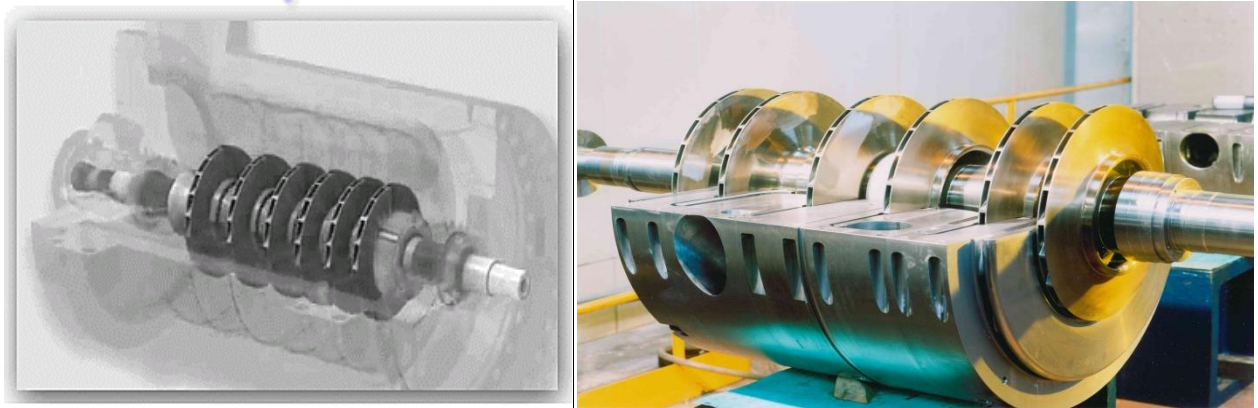


Figure II.11 : Compresseur centrifuge [15]

II.10.2.2 Principaux composants du compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est constitué par un corps extérieur contenant la partie du stator où est introduit un rotor formé par l'arbre, les six roues, le piston d'équilibrage, le palier de butée (gardé dans sa position axiale), des paliers porteurs sur laquelle la machine motrice tourne plus des dispositifs d'étanchéité à huile d'extrémité agissent sur le rotor.

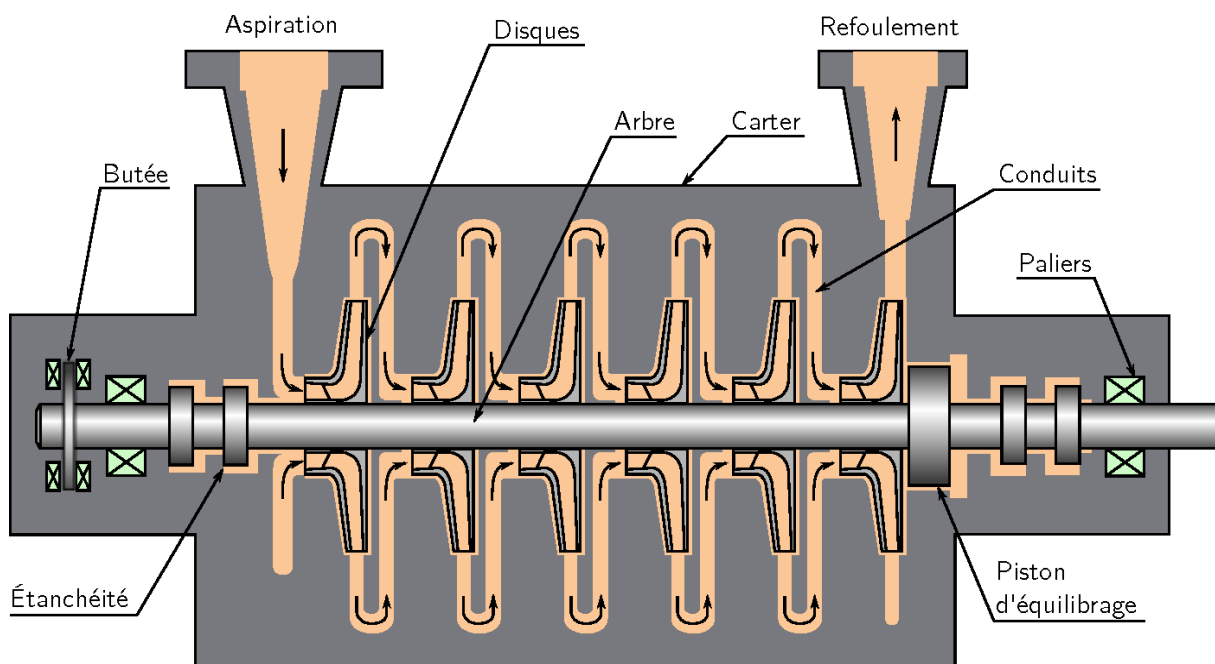


Figure II.12: Schéma d'un compresseur centrifuge [2]

II.10.2.3 Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge

Le gaz est aspiré par le compresseur et entre dans une chambre annulaire, puis il se dirige vers la première roue. La roue pousse le gaz vers le périphérique en augmentant sa vitesse et sa pression.

A la sortie de la roue, le gaz parcourt une chambre circulaire où la vitesse est réduite et la pression augmente. Puis il est aspiré par la deuxième roue à travers un canal de retour et cet action est répété jusqu'à la dernière roue.



Figure II.13 : Différents composants d'un compresseur centrifuge

II.10.2.4 Dispositifs anti-pompage

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

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

II.11 Conclusion

A travers ce chapitre on a pu constater que les domaines d'utilisations des TAG restent multiples et variés, néanmoins nous allons nous intéresser particulièrement à ceux utilisés dans l'industrie des hydrocarbures .

III.1 Introduction

SIEMENS est un groupe international d'origine allemande spécialisé dans les hautes technologies et présent dans les secteurs de l'industrie, de l'énergie et de la santé. Il a été fondé en 1847 par Werner von Siemens.

III.2 SIEMENS en Algérie [17]

L'histoire de Siemens en Algérie remonte à 1857 quand Werner von Siemens participa à l'installation du premier câble télégraphique transocéanique entre l'Europe et l'Afrique plus précisément entre Cagliari, la capitale de la Sardaigne, et Annaba en Algérie.

C'est en 1962, l'année de l'indépendance du pays, que Siemens ouvrit son premier Bureau de représentation en Algérie. Aujourd'hui, la société emploie plus de 460 personnes et joue un rôle actif dans les secteurs de l'énergie, des transports, de l'eau, de l'industrie et de la santé du pays.

Le groupe a construit la toute première centrale électrique de 700 MW ainsi que la première ligne de métro ,enregistrant 663 millions d'euros d'entrées de commandes dans le secteur de l'énergie.

III.3 Les turbines à gaz SIEMENS

SIEMENS possède une large gamme de turbines à gaz soit pour les turbine industrielles, aéro-dérivées ou bien utilitaires (Figure III.2)

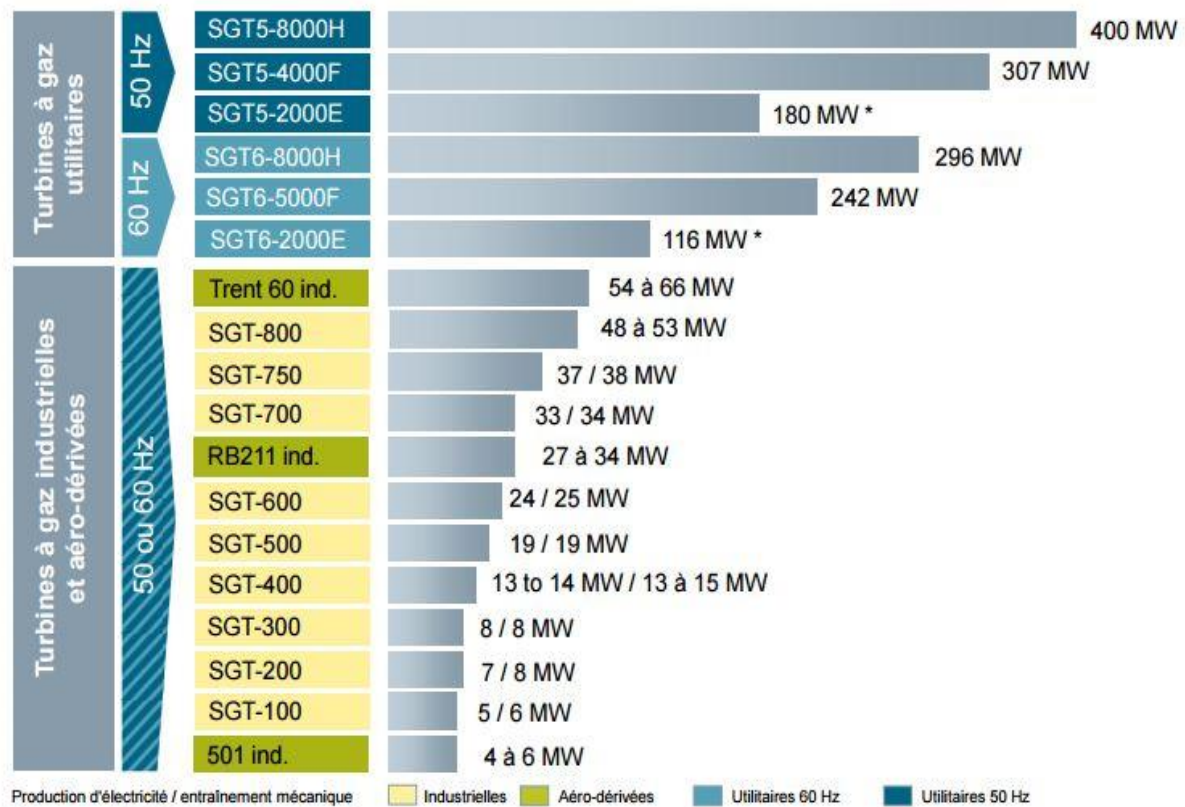


Figure III.1 Différentes turbines à gaz de marque SIEMENS [18]

III.4 Présentation de la TAG SGT-400 [18]

La turbine à gaz SGT-400 combine 25 années d'expériences dans le domaine de l'industrie et de l'énergie. Cette machine est réputé pour son rendement élevés et sa performance en matière d'émission, car elle utilise les dernières technologies de combustion, tous cela dans un design industriel robuste.

Cette dernière atteint une puissance utile de 12,9 MW jusqu'a 14,3 MW pour la production d'électricité et de 13,4 MW ou 14,9 MW pour la transmission mécanique.

La turbine à gaz SGT-400 se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP (haut pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle même, tandis que la roue BP (basse pression) du deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice .

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable .



Figure III.2 : Turbine à gaz SIEMENS type SGT-400 [26]

III.5 Principe de fonctionnement

La turbine SGT-400 fonctionne comme les autres turbines à gaz :

- Extraction de l'air du milieu environnant.
- Compression à une pression plus élevée.
- Augmentation du niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.

- Acheminement de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Evacuation des gaz d'échappement à basse pression et température résultant de la transformation vers le milieu extérieur.

III.6 Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400 [18]

- **Vue d'ensemble:**

- Deux-arbre, industrielle.
- Transmission mécanique : 13.40 MW.
- Rendement de l'arbre : 36,2%.
- Le taux de chaleur : 9,943 kJ / kWh
- La vitesse de la turbine de puissance : 8000 -10 000 tr/min.
- Taux de compression du compresseur : 16,8
- Débit de gaz d'échappement : 39,4 kg / s
- La température d'échappement : 555 ° C

- **Compresseur Axial :**

- 11 Étages -flux axial
- Aubes directrices variables
- Rapport de pression: (ISO) 16,7
- Débit d'air: (ISO) 38,9 kg / s.
- Vitesse nominale: 14 100 tr / min.

- **Combustion :**

- 6 chambres de combustion concentriquement autour du compresseur
- 6 bougies type électrode à ressort auto rétractile
- combustible gaz naturel

- **Turbine :**

- 2 roues HP
- 2 roues BP
- Vitesse arbre HP : 9500 tr/min
- Vitesse arbre BP: 5700 tr/min

- **Autres caractéristiques :**

- Nombre de paliers : 4
- Dispositif de démarrage : pompe hydraulique
- Protection : Survitesse, température excessive, détecteur de vibration/flamme

III.7 Principaux composants de la TAG SGT-400

Les principaux composants de la turbine à gaz SGT-400 sont :

- a. Section d'admission.
- b. Section de compression.
- c. Section de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- d. Section turbine (HP et BP).
- e. Section échappement.
- f. Parties auxiliaires.

III.7.1 Section admission

Le dispositif d'admission d'air se trouve à l'avant de la TAG, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur axial. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du dispositif d'admission tandis que le boîtier d'admission d'air est fixé au boîtier de palier d'entrée, tous deux conçus et en forme pour fournir un chemin lisse pour l'air entrant dans le compresseur axiale.

La filtration d'air dans la turbine à gaz est nécessaire à la combustion et au refroidissement des parties chaudes. Une faible quantité de cet air est également dirigée vers les labyrinthes qui servent à l'étanchéité des paliers afin d'éviter les fuites d'huile .



Figure III.3 :Section d'admission TAG SGT-400 [16]

III.7.2 Section compression

La turbine à gaz SGT-400 comporte un compresseur axiale pour assurer le débit requis, sert à alimenter la chambre de combustion avec un fluide suffisamment ralenti stable et le plus homogène possible .

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique ; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage.

Après l'étape d'admission, l'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du compresseur.

Le compresseur de la TAG SGT-400 comprend 11 étages dont le rôle est :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour la combustion
- Assurer un débit et une pression élevée pour avoir une grande puissance utile.
- Utiliser l'air d'admission pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques et assurer l'étanchéité des paliers.

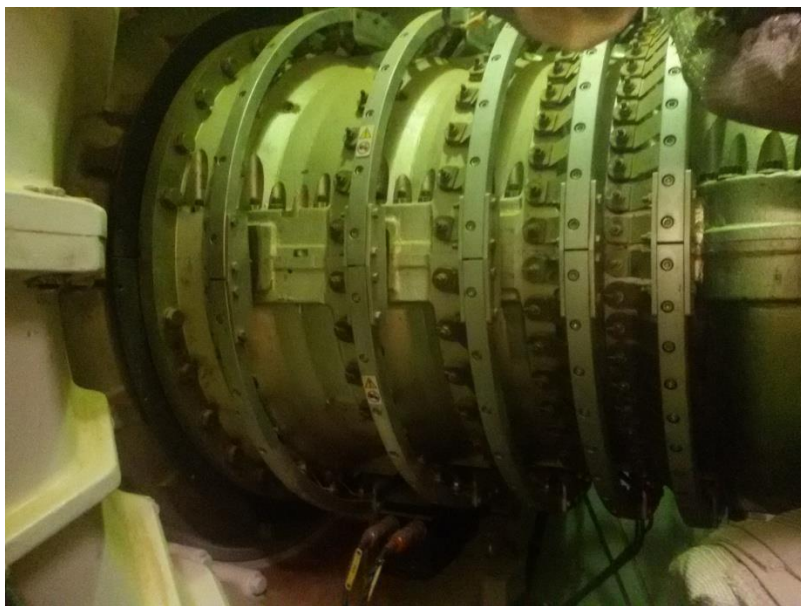


Figure III.4 : compresseur axial de la TAG SGT-400 [25]

III.7.3 Section combustion

Le système de combustion de la SGT-400 comporte l'enveloppe de combustion, six corps de combustion extérieurs, six chemises de combustion, six injecteurs de combustible, six bougies ainsi que six détecteurs de flamme. (figure III.4)

Les brûleurs sont montés à la partie supérieure et les chambres de combustion sont à l'intérieur. La partie supérieure de la chambre de combustion est fixé sur le brûleur principal et la partie inférieure porte le segment de piston qui est situé dans la conduite de transition.

Le brûleur assure une alimentation contrôlée en carburant sous une forme appropriée pour le bon fonctionnement du système de combustion. L'accès est assuré à travers le col de la chambre à combustion pour l'injection du carburant dans le brûleur.

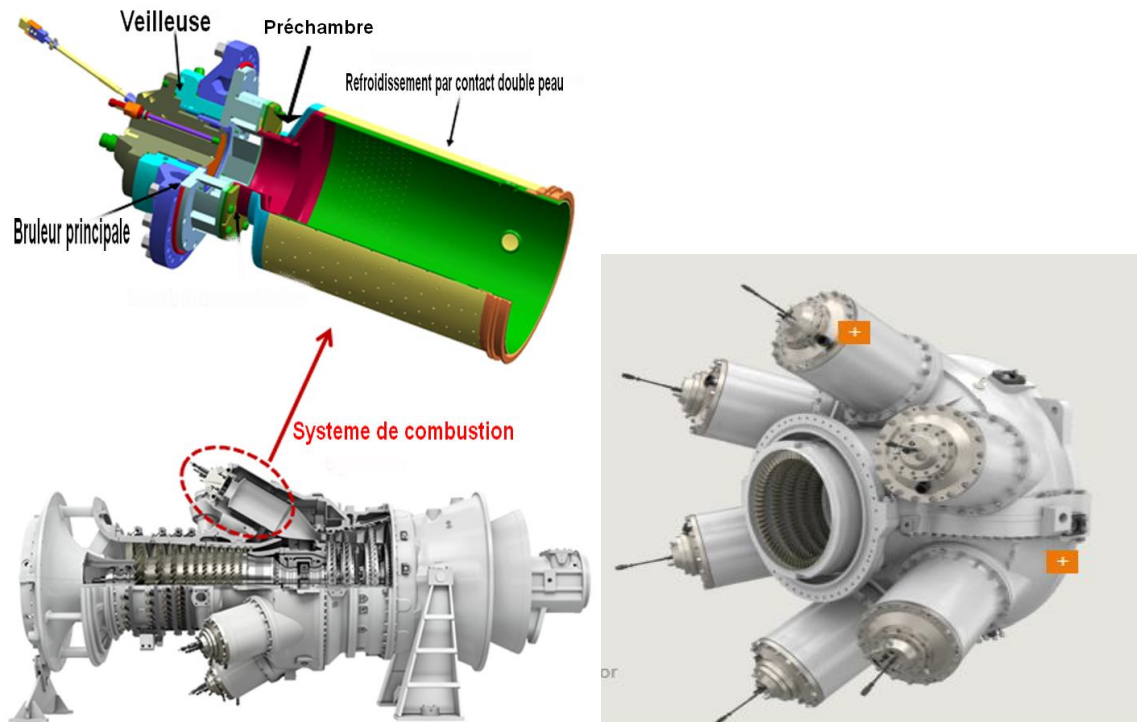


Figure III.5 : chambre de combustion de la TAG SGT-400 [16]

Brûleurs de combustible :

Brûleurs DLE

Le système DLE a été conçu pour réduire les émissions sans avoir recours à l'injection d'eau. D'où le nom de Dry Low Emissions (basses émissions à sec), DLE. Constitués de deux composants principaux : le brûleur pilote et le brûleur principal. [19]



Figure III.6 : Système de combustion DLE d'une SGT-400 [19]

III.7.4 Section détente (turbine) []

Les gaz chauds comprimés qui sortent de la chambre de combustion à haute pression et température, entrent dans la section de turbine dite aussi section de détente, ils trouvent dans leur trajectoire le premier étage (première distributeur annulaire), son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la première roue HP.

Les gaz chauds passent vers le deuxième distributeur annulaire, son rôle est de les diriger vers les aubes de la deuxième roue HP.

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

Les roues HP sont liées directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor (**Figure III.10**), la détente des gaz dans la roue HP fait tourner le compresseur axial, ce rotor est supporté par deux paliers, palier de butée avant le compresseur et palier porteur avant la roue HP.

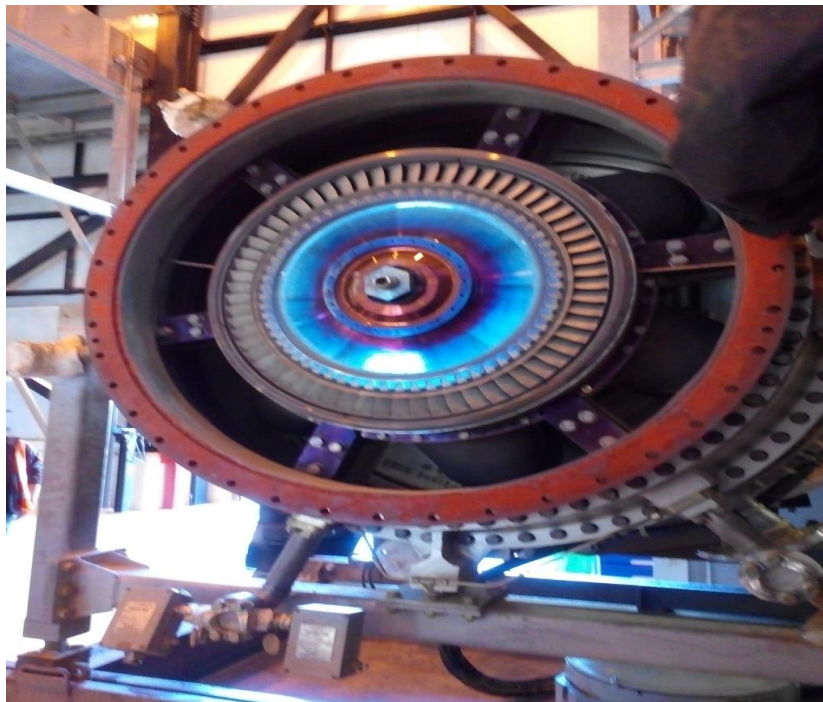


Figure III.7: Roue turbine haute pression (HP) [25]

Une deuxième détente a lieu dans les roues BP. Les gaz sortant des roues HP, traversent un diffuseur qui oriente l'air vers les roues BP pour convertir leur énergie thermique en une énergie cinétique servant à faire tourner les roues de turbine de puissance. Les deux arbres sont indépendants.

Le diamètre de la deuxième roue BP est plus grand que celui de la roue HP, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion. (**Figure III.8**)



Figure III.8: Roue BP de la turbine à gaz SGT-400 [25]

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'échappement et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas .

La variation de ce couple est assuré par la variation du débit de fuel gaz et la quantité d'air à l'aide des deux clapets de décharge (BOV). Le deuxième arbre est supporté par deux paliers: un palier porteur après la roue et le deuxième palier de butée avant l'acouplement .

Un palier de butée pour résister contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du coté du premier palier porteur(type à patins). (**Figure II.13**)



Figure III.9: Type paliers TAG SGT-400 [16]

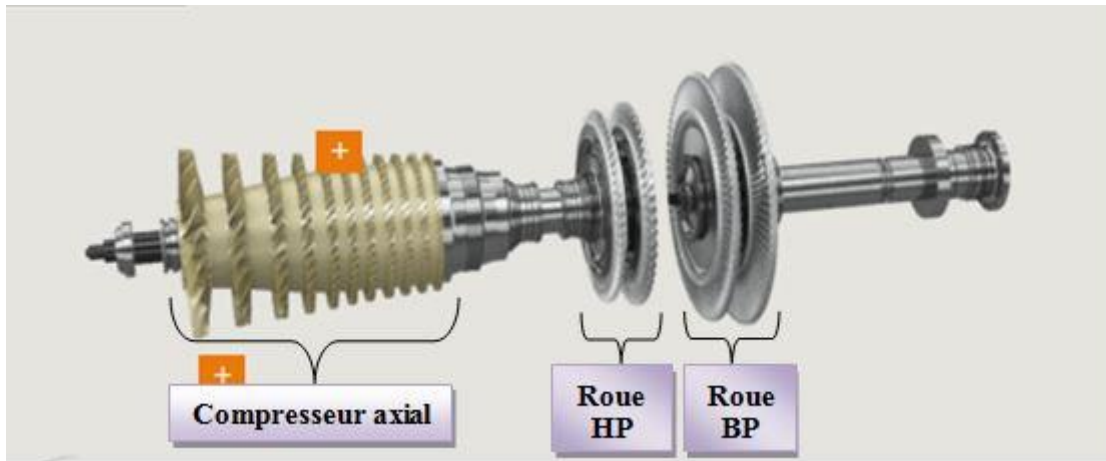


Figure III.10: Rotor de la TAG SGT 400 [16]

III.7.5 Section échappement

L'évacuation des gaz brûlés vers l'atmosphère est assurée par un diffuseur d'échappement radial avec une température qui atteint les 555 °C

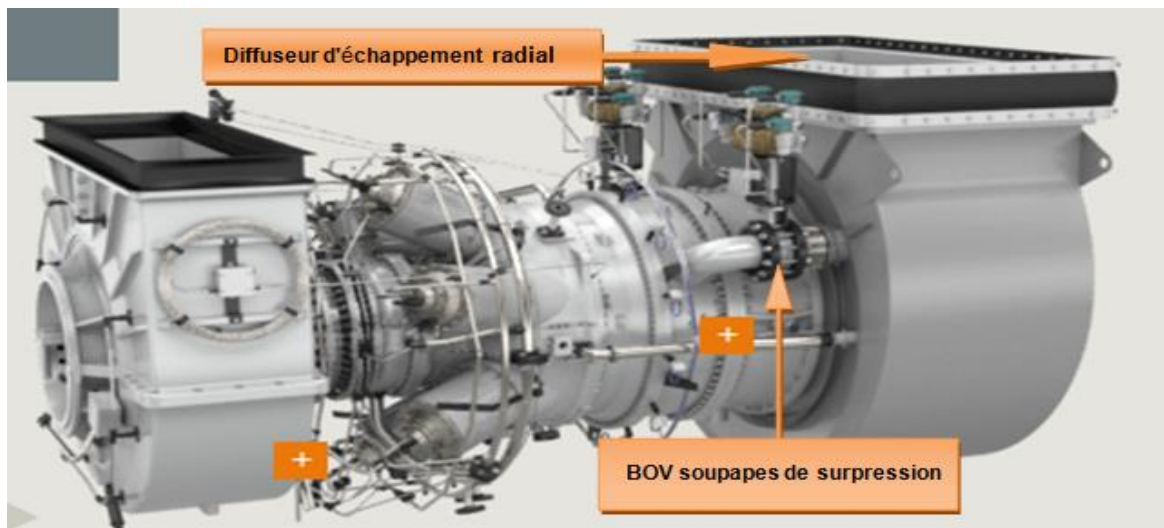


Figure III.11 : Diffuseur d'échappements SGT-400 [16]

III.8 Partie auxiliaires

III.8.1 Système-de-démarrage [25]

Le système de démarrage de la SGT-400 comprend un piston axial, et une pompe hydraulique à deux étages de transmission en boucle fermée à cylindrée variable, entraînée par moteur à courant alternatif électrique . Ce moteur tourne à une vitesse nominale de 3 000 jusqu'a 3 600 Tr/Min selon la fréquence d'alimentation (50 Hz ou 60 Hz) . La pompe de transmission fournit un flux variable d'huile à un moteur hydraulique à cylindrée variable, qui entraîne la boîte d'engrenage multiplicateur de vitesse via un embrayage à engagement positif.



a: Moteur électrique



b: Moteur hydraulique

Figure III.12: Moteurs de démarrage de la SGT-400 [25]

III.8.2 Système de lubrification et graissage d'huile

On utilise de l'huile lubrifiante minérale pour lubrifier et refroidir le tourillon de turbine ainsi que les paliers, les roulements moteur et les unités auxiliaires, roulements de boîte de vitesses, engrenages et autres dispositifs.

III.8.3 Système d'alimentation du combustible

Il a pour rôle est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (Gaz naturel) avec le débit et la pression appropriés.

III.8.4 Systèmes de contrôle

La TAG SGT-400 possède un système de contrôle composé d'un ensemble de dispositifs connectés au tableau de contrôle qui effectue un diagnostic des différents paramètres (températures, vitesse, pression, vibration...), pour assurer le bon fonctionnement de la machine.

III.8.5 Système de refroidissement et d'étanchéité

On utilise une partie de l'air du compresseur axial pour l'étanchéité des joints à labyrinthe et le refroidissement des composants à haute température. (**Figure III.13**)

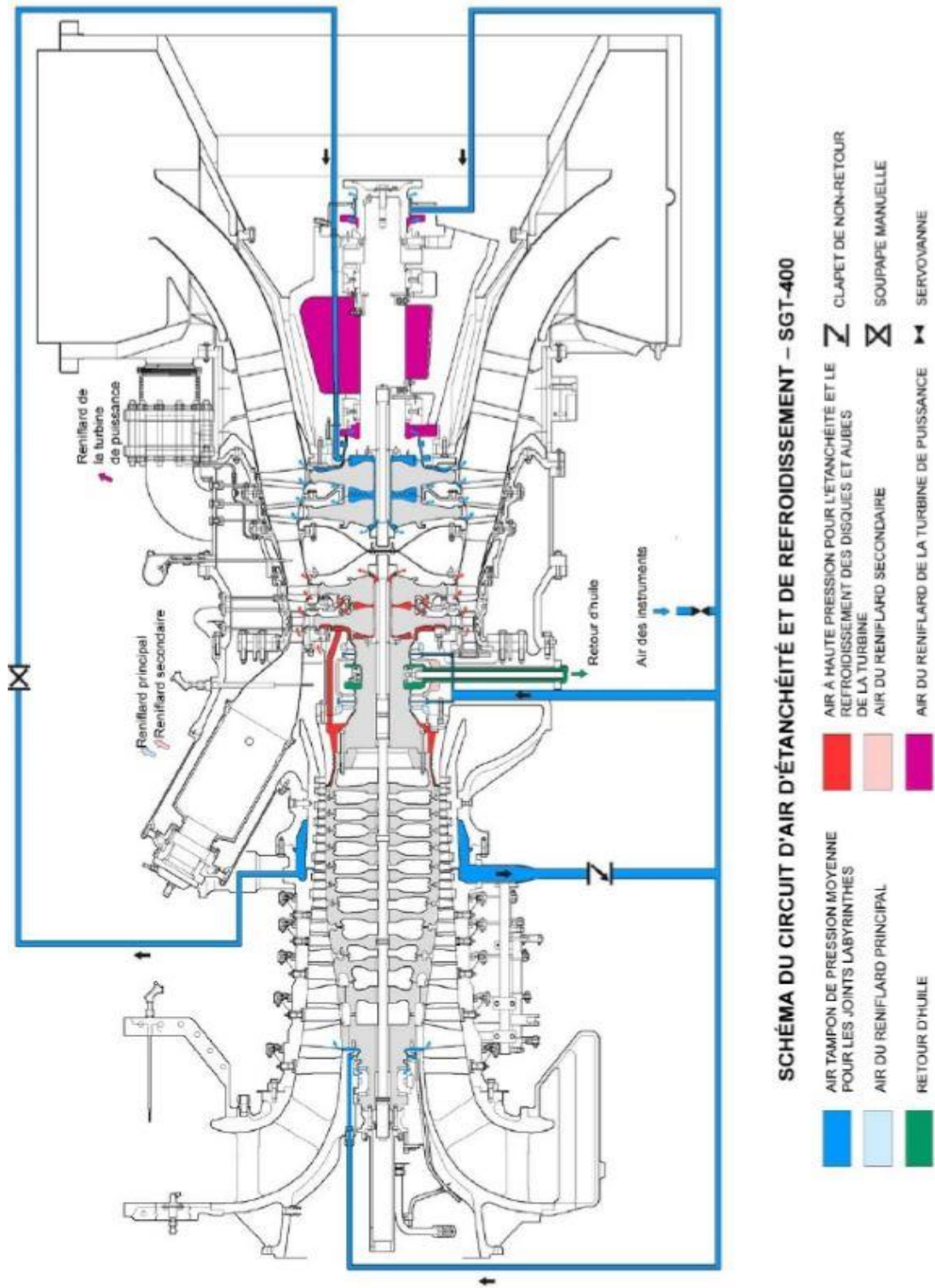
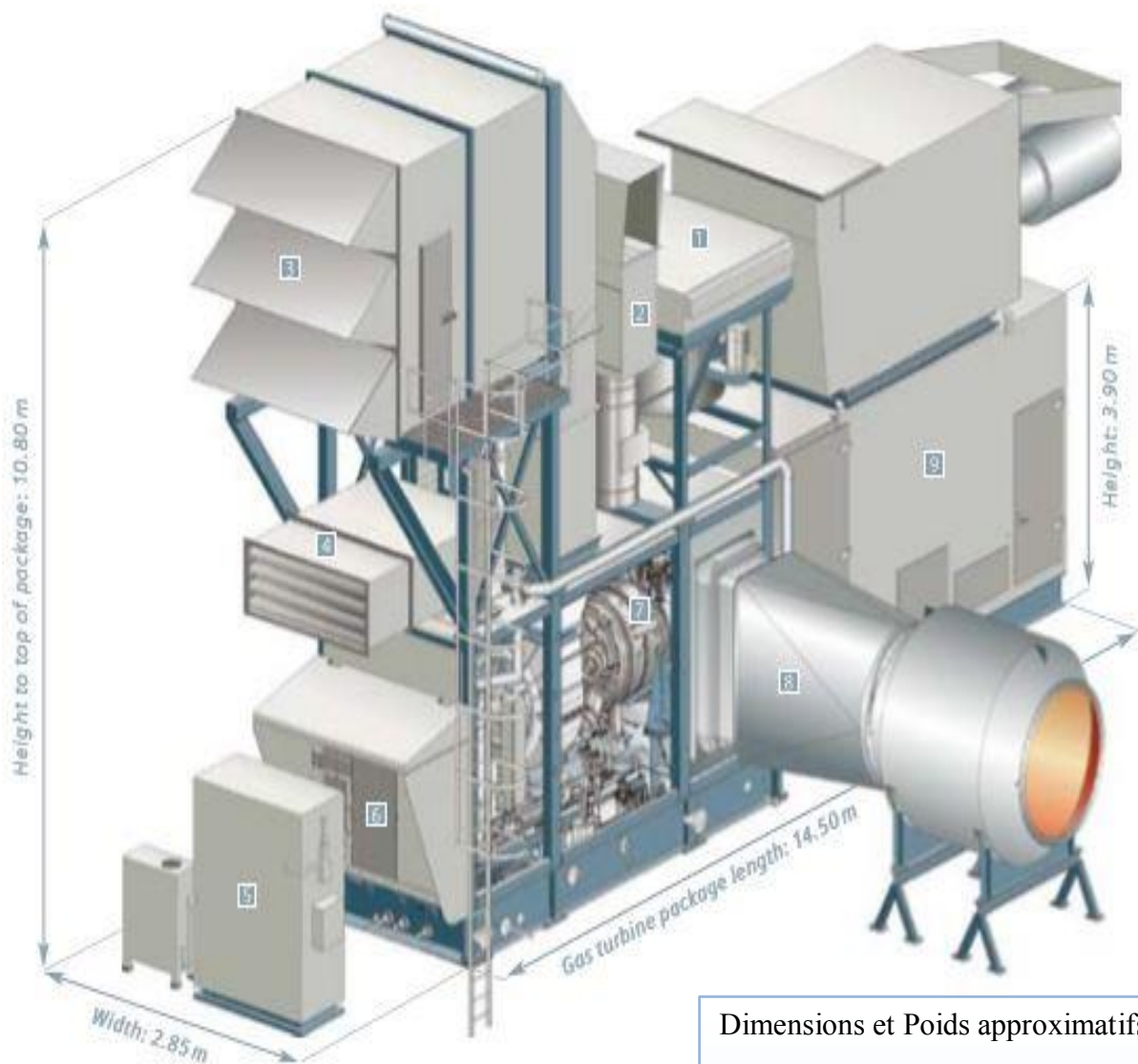


Figure III.13: Schéma de circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement [25]

III.9 Dimensionnements de la TAG SGT-400



Dimensions et Poids approximatifs

Pour l'entraînement mécanique:

Longueur : 14,50 m

Largeur: 2,85 m

Hauteur: 10,80 m

- Poids :83 824 Kg

Figure III.14 Dimensionnement de l'ensemble d'installation de la TAG SGT-400 [16]

III.10 Situation de la TAG SGT-400 dans le processus du site de RN

La turbine SIEMENS SGT-400 est situé dans l'unité du compresseur booster au niveau du CPF Rhourde Nous et est utiliser pour entrainé un compresseur centrifuge (*Figure III.15*)

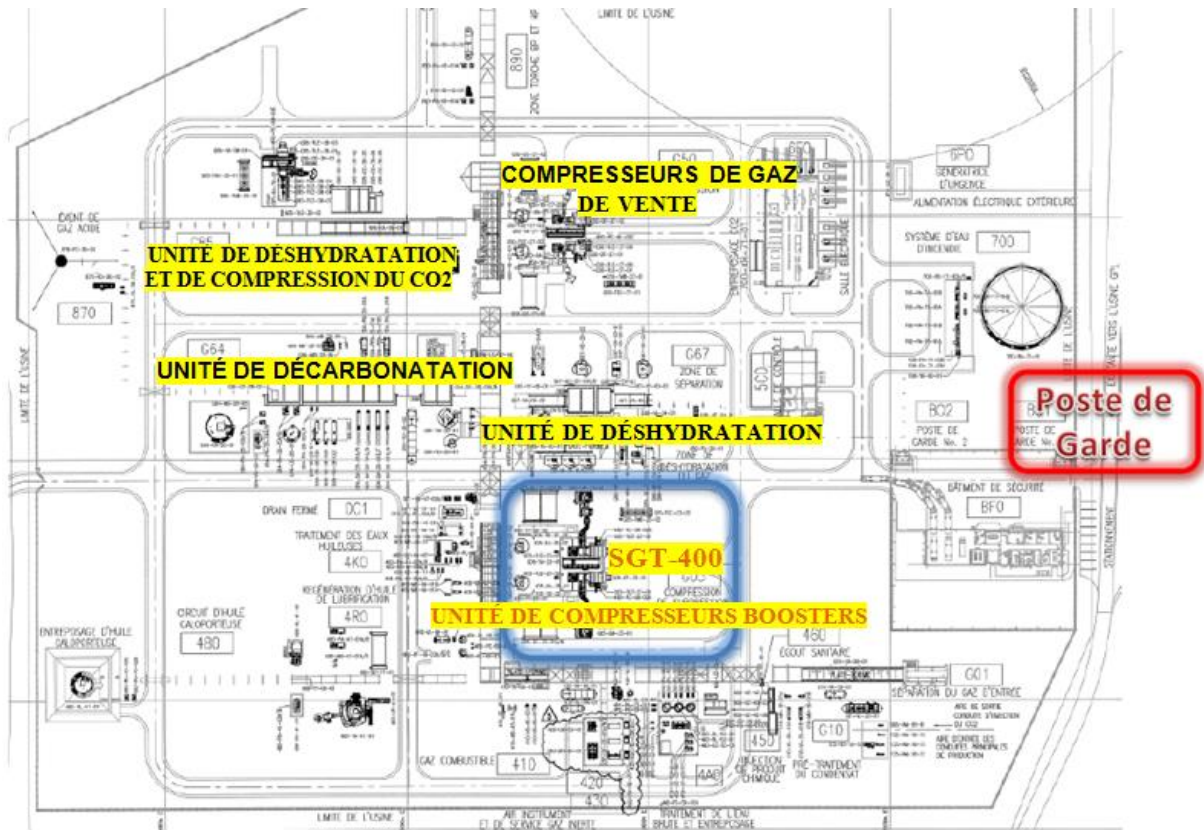


Figure III.15: Emplacement de la TAG SGT-400 dans l'usine CPF de RN [25]

III.11 Entraînement mécanique

La turbine SIEMENS SGT-400 est utiliser principalement pour l'entrainement mécanique , un compresseur centrifuge est placé en tant que charge

III.11.1 Compresseur centrifuge booster Siemens STC-SV [21]

Le compresseurs STC-SV de Siemens répond aux besoins diversifiés de compression de procédés industriels. Des procédés standard à des applications à haute pression telles que l'hydrocraquage, le gaz de synthèse ou le stockage et l'injection de gaz, Ce type de compresseurs réalisent une pression de décharge allant jusqu'à 1000 bar.

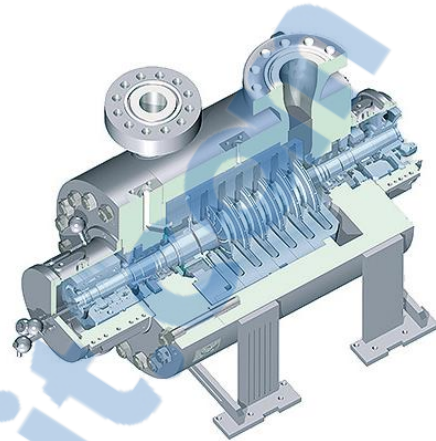


Figure III.16 compresseur centrifuge (modèle siemens STC-SV) [25]

III.11.2 données techniques du compresseur Siemens STC-SV

- Le volume passe de 250 à 480 000 m³/ h
- Pression de décharge jusqu'à 1000 bars
- Vitesse jusqu'à 20 000 tr / min
- Pilote: selon le processus et les ressources énergétiques: Turbine à vapeur, turbine à gaz ou moteur électrique



Figure III.17: Compresseur Siemens STC-SV [25]

III.11.3 Domaines d'application [16]

Le compresseur centrifuge SIEMENS STC-SV est utilisé dans les domaines suivants :

- Raffineries
- Engrais
- Industrie du pétrole et du gaz, Solutions de compression pour:

- Gaz naturel (transmission de gaz / gazoducs)
- Gaz naturel liquéfié (GNL)
- FPSOs
- Boil Off Gas (BOG)
- End Flash Gas (EFG)
- Craquelage catalytique des fluides (FCC) / gaz humide
- Gaz acide (collecte de gaz, séparation gaz / huile)
- Usines de méthanol

III.12 Impact sur l'environnement [25]

Lors d'une réaction de combustion, l'azote N_2 contenu dans l'air comburant, est rejeté tel qu'il est sans être modifié. Cependant, sous certaines conditions, il se combine avec de l'oxygène pour former ce qu'on appelle des NOx.

Les NOx ont une grande responsabilité dans la formation de pluies acides. Ils font également partie des gaz à effet de serre qui absorbent le rayonnement infrarouge émis par la surface terrestre. L'augmentation de leur concentration dans l'atmosphère terrestre est l'un des facteurs à l'origine du réchauffement climatique.

Les paramètres influençant la production de NOx sont :

- La température élevée de la flamme (supérieure à $1200^{\circ}C$),
- L'excès d'air, c'est-à-dire la présence importante d'oxygène (O_2) n'ayant pas réagi dans les fumées,
- Le temps de séjour des atomes d'azote (N) dans la zone chaude de la flamme,
- La concentration du combustible en N_2 . Les deux premiers paramètres dépendent de la conception du brûleur, le troisième dépend de la conception de la chaudière.

La SGT-400 est équipée d'un brûleur appelé brûleur DLE (Dry Low Emissions) son rôle est de minimiser les NOx cela en faisant un pré mélange d'air/carburant avant la chambre de combustion assurant ainsi un refroidissement du tube à flamme .

III.13 Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté une description bien détaillée de la turbine à gaz SGT-400 de marque SIEMENS . Ce chapitre nous a permis d'avoir une idée plus ou moins détaillée sur la composition technologique de cette turbine.

IV.1 Introduction

Compte tenu de la constatation de la chute considérable de la pression dans les gisements, une unité de BOOSTING a été installée afin d'atteindre une pression voulue pour le traitement du gaz naturel au niveau du CPF dans la région de Rhourde Nous.

Dans ce chapitre nous allons voir les calculs énergétiques de notre TAG (SIEMENS SGT-400) qui est utilisée dans le processus de boosting. Ces calculs ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de cette machine .

En utilisant les paramètres obtenus dans la salle de contrôle du CPF Rhourde Nous, on va vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et on déterminera éventuellement l'influence de la température ambiante (température d'admission) sur les performances de notre turbine .

IV.2 Etude thermodynamique de la SGT-400

IV.2.1 diagramme T/S

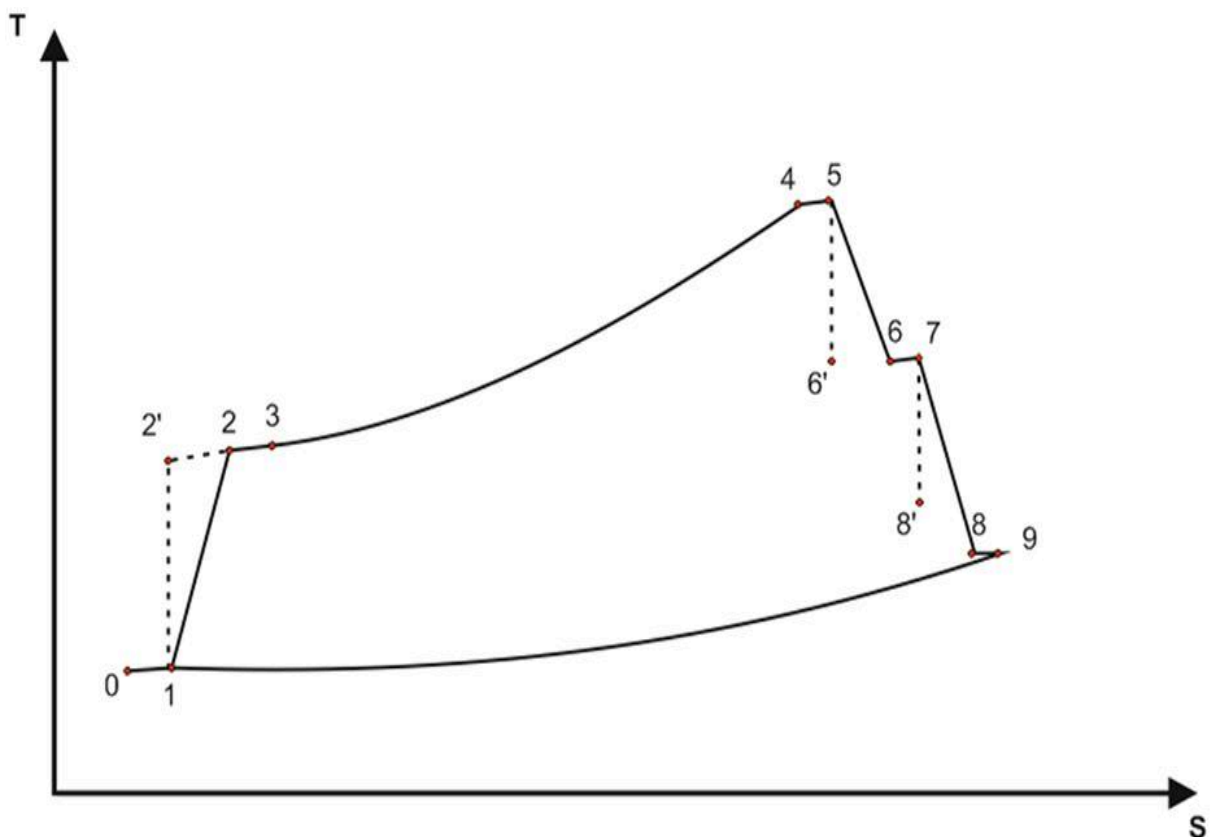


Figure IV.1: Diagramme TS de la turbine à gaz SGT-400

Avec :

- 0 → 1 Pertes de pressions (entrée compresseur)
- 1 → 2 Compression réelle
- 1 → 2' Compression isentropique
- 2 → 3 Pertes de pressions (sortie compresseur)
- 3 → 4 Combustion isobare
- 4 → 5 Pertes de pressions (sortie c.combustion)
- 5 → 6 Détente THP réelles
- 5 → 6' Détente THP isentropique
- 6 → 7 Pertes de pression (sortie THP)
- 7 → 8' Détente TBP isentropique
- 7 → 8 Détente TBP réelles
- 8 → 9 Pertes de pressions (sortie TBP)
- 9 → 1 Echappement

• **IV.2.2 Caractéristiques de la SGT-400 d’après les données du constructeur SIEMENS [16]**

Le tableau (IV.1) nous montre les paramètres de fonctionnement de la TAG SGT-400 dans les conditions ISO d'après les données du constructeur : (Voir ANNEXE "A")

| | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Paramètres de l’air ambiant:</u> Température de l’air ambiant Pression de l’air ambiant Débit d’air δ (gaz parfait) | 15 °C P=1.013 Bars 140040 Kg/h 1,4 |
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Paramètres du compresseur</u> Taux de compression du compresseur axial Rendement du compresseur Rendement mécanique compresseur axial Température à la sortie des chambres de combustion | $\epsilon = 16.8$ $\eta_{isc} = 0.87$ $\eta_{mc} = 0.97$ T= 1256 °C |
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Paramètre de la turbine HP (THP):</u> Rendement mécanique Turbine THP Rendement de la turbine THP Vitesse de rotation de la THP | $\eta_{mHP} = 0.98$ $\eta_{isHP} = 0.88$ N=14100 tr/min |
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Paramètre de la turbine BP (TBP):</u> Rendement de la turbine TBP Rendement mécanique Turbine TBP | $\eta_{isBP} = 0.88$ $\eta_{mBP} = 0.98$ |
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Paramètre diffuseurs</u> Rendement diffuseur (entrée compresseur) Rendement diffuseur (sortie compresseur) Rendement diffuseur (sortie chambre de combustion) Rendement diffuseur (sortie de la Turbine HP) | $\eta_{di(eCA)} = 0,9$ $\eta_{di(sCA)} = 0,6$ $\eta_{di(sCC)} = 0,9$ $\eta_{di(sHP)} = 0,9$ |
| <ul style="list-style-type: none"> • <u>Rendement et Puissance utile</u> Puissance utile P_u Rendement thermique | 13800 KW $\eta_{th} = 36,2 \%$ |

Tableau IV.1: Paramètres de la turbine SIEMENS SG-400 selon le constructeur [16]

IV.2.3 Caractéristiques de fonctionnement d'après les condition réelles relevées de l'usine

Lors de notre stage à RN, on a relevé les paramètres initiaux suivants sur le tableau de la salle de contrôle du CPF :

- Température ambiante $T_0 = 302 \text{ K} = 29^\circ\text{C}$
- La pression atmosphérique $P_0 = 1,013 \text{ bar}$
- Taux de compression de compresseur axial $\epsilon_c = 9,8$.
- Débit de l'air $\dot{M}_{\text{air}} = 38,9 \text{ Kg/s}$
- Vitesse de l'air à l'entrée et sortie des différents diffuseurs , vannes VGV .

Vitesses de l'air dans les différents diffuseurs:

| Vitesse d'air | Valeurs (m/s) |
|--|---------------|
| C_0 (entrée du 1 ^{er} diffuseur compresseur) | 20 |
| C_1 (sortie du 1 ^{er} diffuseur compresseur) | 90 |
| C_2 (entrée du 2 ^{eme} diffuseur compresseur) | 90 |
| C_3 (sortie du 2 ^{eme} diffuseur compresseur) | 110 |
| C_4 (entrée du diffuseur C.C) | 20 |
| C_5 (sortie du diffuseur C.C) | 100 |
| C_6 (entrée du diffuseur entre les 2 turbines) | 20 |
| C_5 (sortie du diffuseur entre les 2 turbines) | 90 |

Tableau IV.2: Vitesses de l'air dans les différents diffuseurs

Pour nos calculs on a établie un programme MATLAB afin de faciliter nos calculs et qui nous a permis d'obtenir les résultats suivants: (voir ANNEXE)

IV.2.3.1 Calculs des paramètres de l'air dans le compresseur axial

- $0 \rightarrow 1$ Pertes de pressions à l'entrée du compresseur

$$T_0 = T_1 = 302 \text{ K} = 29^\circ\text{C} \quad (\text{IV.1})$$

$$P_1 = P_0 - \Delta P_1$$

(IV.2)

$$\rho_0 = \frac{P_0}{T_0 \cdot r_1} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{302,287} = 1,16 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.3})$$

Avec $r_0 = n \cdot C_{p0} = 287$

$$\text{et } n = \frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} \quad \text{et } \gamma_1 = 1,4 \text{ (air)}$$

Avec : $C_{p0} = 1006 \text{ J/Kg.K}$

ΔP_1 : Pertes de pression dans le diffuseur d'entrée (VGV)

$$\Delta P_1 = \frac{1 - \eta_{di}}{\eta_{di}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

(IV.4)

On a le rendement du diffuseur d'entrée du compresseur axial donné [16]

$$\Delta P_1 = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 1,14 \cdot \frac{90^2 - 20^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 499,9 \text{ Pa}$$

$$P_1 = P_0 - \Delta P_1$$

(IV.5)

$$P_1 = 1,008 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{T_1 \cdot r_1} = \frac{1,008 \cdot 10^5}{302,287} = 1,13 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.6})$$

Avec $r_1 = r_0$

$$P_1 = 1,008 \text{ bar}$$

$$T_1 = 302 \text{ K}$$

$$\rho_1 = 1,13 \text{ kg/m}^3$$

- **Processus 1→2 Compression réelle**

$$P_2 = P_1 \cdot \epsilon_c$$

(IV.7)

$$P_2 = 1,008 \cdot 9,8 = 9,94 \text{ bar}$$

$$\eta_{isC} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{rendement isentropique du compresseur}) \quad (\text{IV.8})$$

avec $T_{2'}$: température isentropique à la sortie du compresseur axial

$$T_{2'} = T_1 + \eta_{is(CA)} \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.9})$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \left[\frac{(\epsilon C)^n - 1}{\eta_{iCA}} \right] \right) = 302 \cdot \left(1 + \left[\frac{(9,8)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,87} \right] \right) \quad (\text{IV.10})$$

$$T_2 = 622,5 \text{ K}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{T_2 \cdot r_2} = \frac{9,95 \cdot 10^5}{622,5 \cdot 302} = 5,29 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.11})$$

Avec $r_2 = n \cdot C_{p1} = 302 \text{ J/Kg.K}$

$$C_{p1} = 1059 \text{ J/Kg.K}$$

$$P_2 = 9,95 \text{ bar}$$

$$T_2 = 622,5 \text{ K}$$

$$\rho_2 = 5,29 \text{ kg/m}^3$$

• 2→3 Pertes de pressions à la sortie du compresseur axial

ΔP_{21} : Perte de pression dans le diffuseur à la sortie du compresseur axial

$$\Delta P_{21} = \frac{1 - \eta_{di}}{\eta_{di}} \cdot \rho_2 \cdot \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}$$

$$(\text{IV.12})$$

Le rendement du diffuseur de sortie du compresseur axial : [16]

$$\eta_{di(sca)} = 0,6$$

$$\Delta P_{21} = \frac{1 - 0,6}{0,6} \cdot 5,56 \cdot \frac{110^2 - 90^2}{2} = 7413,33 \text{ Pa} \quad (\text{IV.13})$$

$$\Delta P_{22} = \Delta P_{\text{lineaire}} \cdot P_2$$

$$(\text{IV.14})$$

$$\Delta P_{\text{lineaire}} = 0,001 = 1\% [25]$$

$$\Delta P_{22} = 0,001 \cdot (9,94 \cdot 10^5) = 9949 \text{ Pa}$$

ΔP_{22} : Perte de pression linéaire vers la chambre de combustion :

$$\Delta P_2 = \Delta P_{21} + \Delta P_{22}$$

(IV.15)

$$\Delta P_2 = 7413,33 + 9949 = 17373 \text{ Pa}$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_2$$

(IV.16)

$$P_3 = 9,94 \cdot 10^5 - 17373 = 9,77 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_3 = T_2 = 622,5 \text{ K}$$

(IV.17)

$$\rho_3 = \frac{P_3}{T_3 \cdot r_3} = \frac{9,77 \cdot 10^5}{622,5 \cdot 302} = 5,19 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.18})$$

Avec $r_2 = r_3$

$$P_3 = \mathbf{9,77 \text{ bar}}$$

$$T_3 = \mathbf{622,5 \text{ K}}$$

$$\rho_3 = \mathbf{5,19 \text{ kg/m}^3}$$

IV.2.3.2 Calcul des Paramètres de l'air dans la chambre de combustion

- Processus 3 → 4 Combustion isobare

$$P_3 = P_4 = 9,77 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (\text{IV.19})$$

$$T_4 = 1302 \text{ K} \quad (\text{donnée prise sur site})$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{T_4 \cdot r_4} = \frac{9,77 \cdot 10^5}{1301,297} = 2,52 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.20})$$

$$r_4 = m \cdot C_{p4} = 297 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{avec } m = \frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2} \quad \gamma_2 = 1,33 \text{ (Gaz brulés)} \quad (\text{IV.21})$$

$$Cp_4 = 1197 \text{ J/Kg.K}$$

$$P_4 = 9,77 \text{ bar}$$

$$T_4 = 1301 \text{ K}$$

$$\rho_4 = 2,52 \text{ kg/m}^3$$

- 4→5 Pertes de pressions à la sortie de la chambre de combustion

$$T_4 = T_5 = 1301 \text{ K}$$

ΔP_{51} : Perte de pression dans le diffuseur à la sortie de la chambre de combustion

$$\Delta P_{51} = \frac{1 - \eta_{di}}{\eta_{di}} \cdot \rho_3 \cdot \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}$$

(IV.22)

$\eta_{diffuseur}$ à la sortie de la chambre de combustion : [16]

$$\eta_{di(scc)} = 0,9$$

$$\Delta P_{51} = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 2,61 \cdot \frac{100^2 - 20^2}{2} = 1392 \text{ Pa}$$

(IV.23)

ΔP_{52} : Perte de pression linéaires vers la turbine HP = 5% [25]

$$\Delta P_{52} = \Delta P_{lineaire} \cdot P_4$$

(IV.24)

$$\Delta P_{52} = 0,005 \cdot 9,77 \cdot 10^5 = 4885 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_{51} + \Delta P_{52} = 6282 \text{ Pa} \quad (\text{IV.25})$$

$$P_5 = P_4 - \Delta P_5$$

$$P_5 = 9,77 \cdot 10^5 - 6282 = 9,71 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{T_5 \cdot r_5} = \frac{9,71 \cdot 10^5}{1301 \cdot 297} = 2,52 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.26})$$

$$r_4 = r_5$$

$$P_5 = 9,71 \text{ bar}$$

$$T_5 = 1301 \text{ K}$$

$$\rho_5 = 2,71 \text{ kg/m}^3$$

IV.2.3.3 Calcul des paramètres de l'air dans la turbine HP

- **Processus 5→6 Détente (THP)**

Le compresseur axial est entraîné par la turbine HP par un seul et même arbre

On a :

W_{CA} : Travail du compresseur axial

W_{THP} : Travail de la turbine HP

$\eta_{m(CA)}$: Rendement mécanique du compresseur axiale

$\eta_{m(THP)}$: Rendement mécanique de la turbine HP

\dot{M}_{air} : Débit massique de l'air

\dot{M}_{gaz} : Débit massique du gaz dans la turbine HP

$$W_{CA} \cdot \frac{1}{\eta_{mec(CA)}} = W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)} \quad (IV.27)$$

$$\text{avec } W_{CA} = C_{p(CA)} \Delta T = C_{p(CA)} \cdot (T_2 - T_1) \quad (IV.28)$$

$$W_{THP} = C_{p(T)} \Delta T = C_{p(T)} \cdot (T_5 - T_6) \quad (IV.29)$$

$$C_{p_{moyenne}} = (6,713 + 4,697 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1,147 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 4,696 \cdot 10^{-10} \cdot T^3) / 29$$

T : Température de l'air

on a : $C_{p(CA)}$: La chaleur spécifique moyenne dans le compresseur

$$C_{p(CA)} = 1028 \text{ J/kg K}$$

$C_{p(CC)}$: La chaleur spécifique moyenne dans la chambre de combustion

$$C_{p(CC)} = 1110 \text{ J/kg K}$$

et : $C_{p(T)}$: La chaleur spécifique moyenne dans la turbine

$$C_{p(T)} = 1144 \text{ J/kg K}$$

Le rendement mécanique du compresseur axial et de la turbine est donnée par le constructeur : [16]

$$\eta_{m(THP)} = \eta_{mec(CA)} = 0,98 \text{ nous obtenons :}$$

$$C_{p(CA)} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{\eta_{mC}} = C_{p(T)} \cdot (T_5 - T_6) \cdot \eta_{mHP}$$

$$(IV.30)$$

$$Cp_{(CA)} \cdot T_1 \cdot (\epsilon c^n - 1) \cdot \frac{1}{\eta_{mC}} = Cp_{(T)} \cdot T_5 \cdot (1 - \epsilon_{HP}^{-m}) \cdot \eta_{mec} \text{ (THP)}$$

$$1028 \cdot 302 \cdot [(9,8)^{\frac{1,33-1}{1,33}} - 1] \cdot \frac{1}{0,98} = 1144 \cdot 1301 \cdot (1 - \epsilon_{HP}^{\frac{-(1,33-1)}{1,33}}) \cdot 0,98$$

ϵ_{HP} : taux de détente dans la turbine HP

$$\epsilon_{HP} = 3,402$$

$$\epsilon_{HP}^m = \frac{T_5}{T_{6'}} \tag{IV.30}$$

avec $T_{6'}$: température isentropique à la sortie de la THP

$$T_{6'} = \frac{T_5}{\epsilon_{HP}^m} = \frac{1301}{3,402^{0,24}} = 960,15 \tag{IV.31}$$

$$\eta_{is(THP)} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6'}} = \tag{IV.32}$$

$$T_6 = T_5 - \eta_{isHP} \cdot (T_5 - T_{6'}) \tag{IV.33}$$

$$T_6 = 1001 \text{ K}$$

$$P_6 = \frac{P_5}{\epsilon_{HP}} \tag{IV.34}$$

$$P_6 = \frac{9,71 \cdot 10^5}{3,402} = 2,85 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\rho_6 = \frac{P_6}{T_{6,r}} = \frac{2,85 \cdot 10^5}{1001 \cdot 288} = 1 \text{ kg/m}^3 \tag{IV.35}$$

$$r_6 = m \cdot Cp_6 = 288 \text{ J/Kg.K}$$

$$Cp_6 = 1161 \text{ J/Kg.K}$$

$$P_6 = 2,85 \text{ bar}$$

$$T_6 = 1001 \text{ K}$$

$$\rho_6 = 1 \text{ kg/m}^3$$

- 6→7 Pertes de pressions à la sortie de la THP

$$T_6 = T_7 = 1001 \text{ K}$$

ΔP_{71} : Perte de pression dans le diffuseur à l'entrée de la TBP

$$\Delta P_{71} = \frac{1 - \eta_{di}}{\eta_{di}} \cdot \rho_6 \cdot \frac{c_4^2 - c_3^2}{2}$$

$$\tag{IV.36}$$

$\eta_{\text{diffuseur}}$ à la sortie de la THP : [16]

$$\eta_{\text{di(sTHP)}} = 0,9$$

$$\Delta P_{71} = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 0,99 \cdot \frac{90^2 - 20^2}{2} = 425,07 \text{ Pa}$$

ΔP_{72} : Perte de pression linéaire dans la conduite = 5%

$$\Delta P_{72} = 0,005 \cdot P_6$$

$$\Delta P_{72} = 0,005 \cdot 2,85 \cdot 10^5 = 1427 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_7 = 425,07 + 1427 = 1852 \text{ Pa}$$

(IV.37)

$$P_7 = P_6 - \Delta P_7 = 2,85 \cdot 10^5 - 1852 = 2,83 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

(IV.38)

$$r_6 = r_7$$

$$\rho_7 = \frac{P_7}{T_7 \cdot r_7} = \frac{2,83 \cdot 10^5}{1001,288} = 0,99 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.39})$$

$$P_7 = 2,83 \text{ bar}$$

$$T_7 = 1001 \text{ K}$$

$$\rho_7 = 0,99 \text{ kg/m}^3$$

IV.2.3.4 Paramètres de l'air dans la turbine BP

- Processus 7→8 Détente (TBP)

$$\varepsilon_C = \varepsilon_t \quad (\text{IV.40})$$

$$\varepsilon_C = \varepsilon_{\text{THP}} \cdot \varepsilon_{\text{TBP}}$$

(IV.41)

$$\varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{\varepsilon_{\text{CA}}}{\varepsilon_{\text{THP}}}$$

(IV.42)

$$\varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{9,8}{3,402} = 2,9$$

$$\varepsilon_{\text{TBP}}^m = \frac{T_7}{T_{8'}}$$

(IV.43)

avec $T_{8'}$: température isentropique a la sortie de la BHP

$$T_{8'} = \frac{T_7}{\varepsilon_{\text{BP}}^m} = \frac{1001}{2,9^{0,24}} = 768 \text{ K} \quad (\text{IV.44})$$

$$\eta_{is(TBP)} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_8'} \quad (\text{IV.45})$$

$$T_8 = T_7 - \eta_{is(THP)} \cdot (T_7 - T_8') \quad (\text{IV.46})$$

$$T_8 = 796,4 \text{ K}$$

$$P_8 = \frac{P_7}{\varepsilon_{BP}}$$

(IV.47)

$$P_8 = \frac{2,83 \cdot 10^5}{2,9} = 0,97 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$r_8 = m \cdot C_{p8} = 271 \text{ J/Kg.K}$$

$$C_{p6} = 1095 \text{ J/Kg.K}$$

$$\rho_8 = \frac{P_8}{T_8 \cdot r_8} = \frac{0,97 \cdot 10^5}{796,4 \cdot 271} = 0,44 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.48})$$

$$P_8 = 0,97 \text{ bar}$$

$$T_8 = 796,4 \text{ K}$$

$$\rho_8 = 0,44 \text{ kg/m}^3$$

- 8→9 Pertes de pressions à la sortie de la TBP
on a $T_8 = T_9 = 796,4 \text{ K}$

ΔP_9 : Perte de pression à la sortie de la TBP = 1%

$$\Delta P_9 = P_8 \cdot \Delta P_{\text{lineaire}} \quad (\text{IV.49})$$

$$\Delta P_{\text{lineaire}} = 0,001 \quad (\text{IV.50})$$

$$\Delta P_9 = 0,97 \cdot 10^5 \cdot 0,001 = 0,97$$

$$P_9 = 0,97 \cdot 10^5 \quad (\text{IV.51})$$

$$r_8 = r_9$$

$$\rho_9 = \frac{P_9}{T_9 \cdot r_9} = \frac{0,97 \cdot 10^5}{796,4 \cdot 271} = 0,44 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.52})$$

$$P_9 = 0,97 \text{ bar}$$

$$T_9 = 796,4 \text{ K}$$

$$\rho_9 = 0,44 \text{ kg/m}^3$$

IV.3 Rendements thermique de la turbines à gaz SGT-400

IV.3.1 Travail utile du compresseur axiale et de la turbine

- Le travail du compresseur axial est donné par :

$$W_{CA} = C_{p(CA)} \Delta T = C_{p(CA)} \cdot (T_2 - T_1)$$

(IV.55)

$$W_{CA} = 1028 \cdot (622,5 - 302)$$

$$W_{CA} = 329540 \text{ J/Kg}$$

- Le travail de la turbine est donné par :

$$W_T = W_{THP} + W_{TBP} \quad (\text{IV.53})$$

On a :

$$W_T = C_{p(T)} \cdot [(T_5 - T_6) + (T_7 - T_8)]$$

$$W_T = 1144 \cdot [(1301 - 1001) + (1001 - 796,4)]$$

d'ou :

$$W_T = 577182 \text{ J/Kg}$$

- Le travail utile est donné par la relation :

$$W_u = W_T - W_{CA} \quad (\text{IV.54})$$

$$W_u = 247642 \text{ J/Kg}$$

IV.3.2 Quantité de chaleur fournie dans la chambre de combustion

$$Q_f = C_{p(CC)} \Delta T = C_{p(CC)} \cdot (T_4 - T_3) \quad (\text{IV.55})$$

$$Q_f = 1110 \cdot (1301 - 622,5)$$

d'ou la chaleur fournie :

$$Q_f = 753064 \text{ J/Kg}$$

IV.3.3 Rendement thermique de la TAG SGT-400

Le rendement global de la turbine est le rapport entre le travail utile de la turbine et la chaleur fournie dans la chambre de combustion, ceci est exprimé par :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_f} \quad (\text{IV.56})$$

$$\eta_{th} = \frac{247643}{753064}$$

$$\eta_{th} = 32,8 \%$$

IV.4 Calculs de la consommation spécifique du fuel gaz

la valeur du pouvoir calorifique inferieur du gaz naturel

$$PCI = 47815,72 \text{ KJ/Kg}$$

La masse du combustible est donnée par la relation suivante :

$$M_c = \frac{Q_f}{PCI} \tag{IV.57}$$

$$M_c = \frac{753,064}{47815,72}$$

$$M_c = 0,015 \text{ Kg comb/ 1 Kg mélange}$$

$$\dot{M}_c = \dot{M}_{air} \cdot M_c = 0,58 \text{ Kg comb/s} \tag{IV.58}$$

La consommation spécifique est donnée par la relation suivante :

$$C_s = \frac{3600 \cdot M_c}{W_u} \tag{IV.59}$$

$$C_s = \frac{3600 \cdot 0,015}{247,643}$$

$$C_s = 0.229 \text{ Kg/KWh}$$

IV.5 Puissance utile de la TAG SGT-400

$$P_u = W_u \cdot (\dot{M}_{air} + M_c)$$

(IV.60)

$$P_u = 247643 \cdot (38,9 + 0,58) =$$

$$P_u = 9784,8 \text{ KW}$$

| Pressions (Bar) | Températures (K) | Masse volumique (kg/m3) |
|------------------|------------------|-------------------------|
| $P_1 = 1,008$ | $T_1 = 302$ | $\rho_1 = 1,13$ |
| $P_3 = 9,77$ | $T_3 = 622,5$ | $\rho_3 = 5,19$ |
| $P_5 = 9,71$ | $T_5 = 1301$ | $\rho_5 = 2,71$ |
| $P_7 = 2,83$ | $T_7 = 1001$ | $\rho_7 = 1$ |
| $P_9 = 0,97$ | $T_9 = 796,4$ | $\rho_9 = 0,44$ |

Tableau IV.3: Paramètres de la turbine Siemens SGT-400 selon les conditions réelle

| Données | Rendement thermique |
|--|---------------------|
| Données du constructeur : $T_0 = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$ $\varepsilon_{ca}=16,8$ | $\eta_{th}=36,2$ |
| Données relevées sur site : $T_0 = 29^\circ\text{C} = 302 \text{ K}$ $\varepsilon_{ca}=9,8$ | $\eta_{th}=32,8$ |

Tableau IV.4: Tableau comparatif des rendements obtenus (données constructeur / réelles)

On remarque d'après le Tableau IV.3 que le rendement obtenue dans les conditions opératoires de la SGT-400 est inférieur par rapport a celui fournit par le constructeur SIEMENS, cela est du au changement du taux de compression ainsi que la températures ambiante .

IV.6 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la SGT-400

Les turbines à gaz travail avec de l'air atmosphérique, alors ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur.

il existe plusieurs facteurs qui influe sur le rendement de notre turbine SGT-400 parmi :

- La température ambiante d'admission
- La pression
- L'humidité relative
- Les poussières

Parmi les facteurs cités ci dessus, la température ambiante est le facteur qui influe le plus sur le rendement et la puissance utile de la machine , on va voir une comparaison de résultats obtenue entres divers températures relevé durant l'année sur le site de RN

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

Pour voir l'influence de la température d'admission sur le rendement de notre machine, on a relevé durant notre stage pratique a Rhourde Nouss plusieurs températures de la salle contrôle et on a obtenue les résultats suivants : (Tableau IV.4)

| Température | Masse volumique (kg/m3) | Puissance utile KW | Rendement % |
|---------------------------|-------------------------|--------------------|------------------|
| $T_0= 15^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,22$ | $P_u= 11287$ | $\eta_{th}=33,9$ |
| $T_0= 23^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,19$ | $P_u=10457$ | $\eta_{th}=33,3$ |
| $T_0= 29^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,16$ | $P_u=9784,8$ | $\eta_{th}=32,8$ |
| $T_0= 37^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,13$ | $P_u=8988,8$ | $\eta_{th}=32,2$ |
| $T_0= 45^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,10$ | $P_u = 8155,9$ | $\eta_{th}=31,4$ |
| $T_0= 51^{\circ}\text{C}$ | $\rho_0= 1,08$ | $P_u=7373,8$ | $\eta_{th}=30,5$ |

Tableau IV.5: Evolution de la puissance utile, du rendement et de la masse volumique de la SGT-400 en fonction de la température ambiante

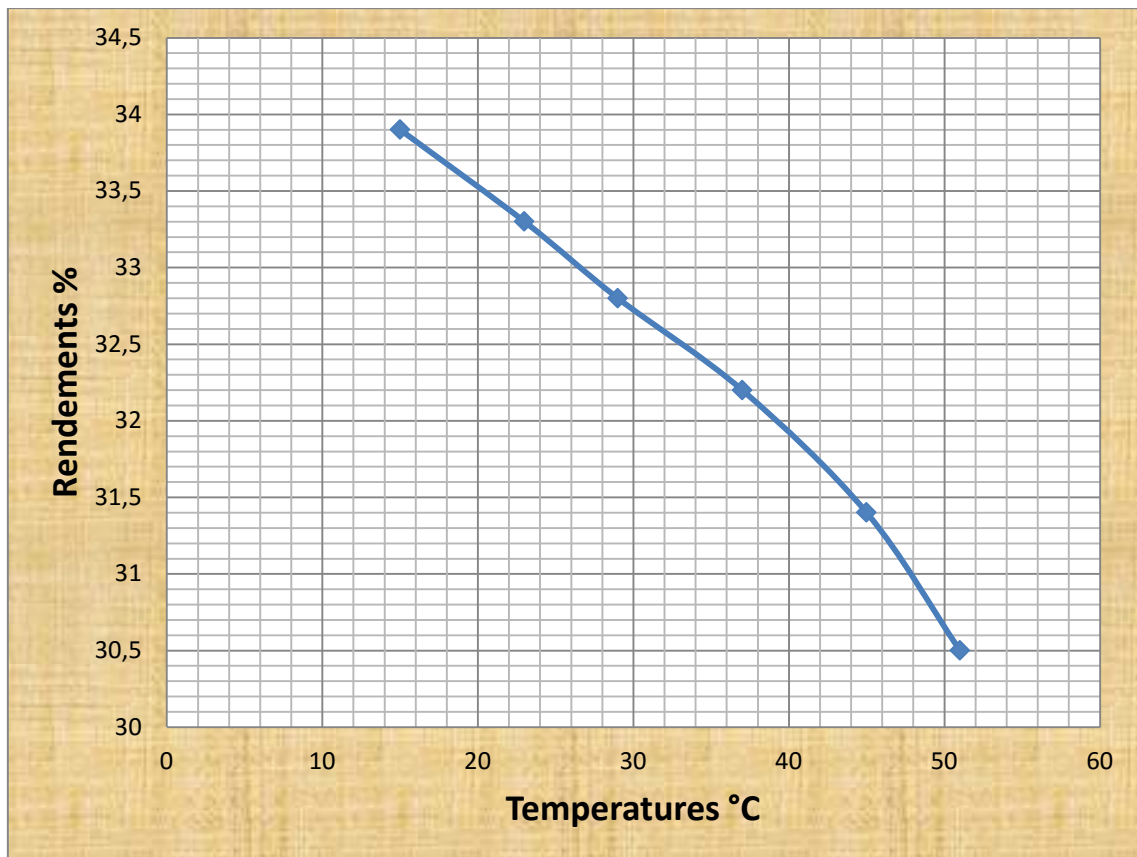


Figure IV.2: Evolution du rendement de la SGT-400 en fonction de la température ambiante

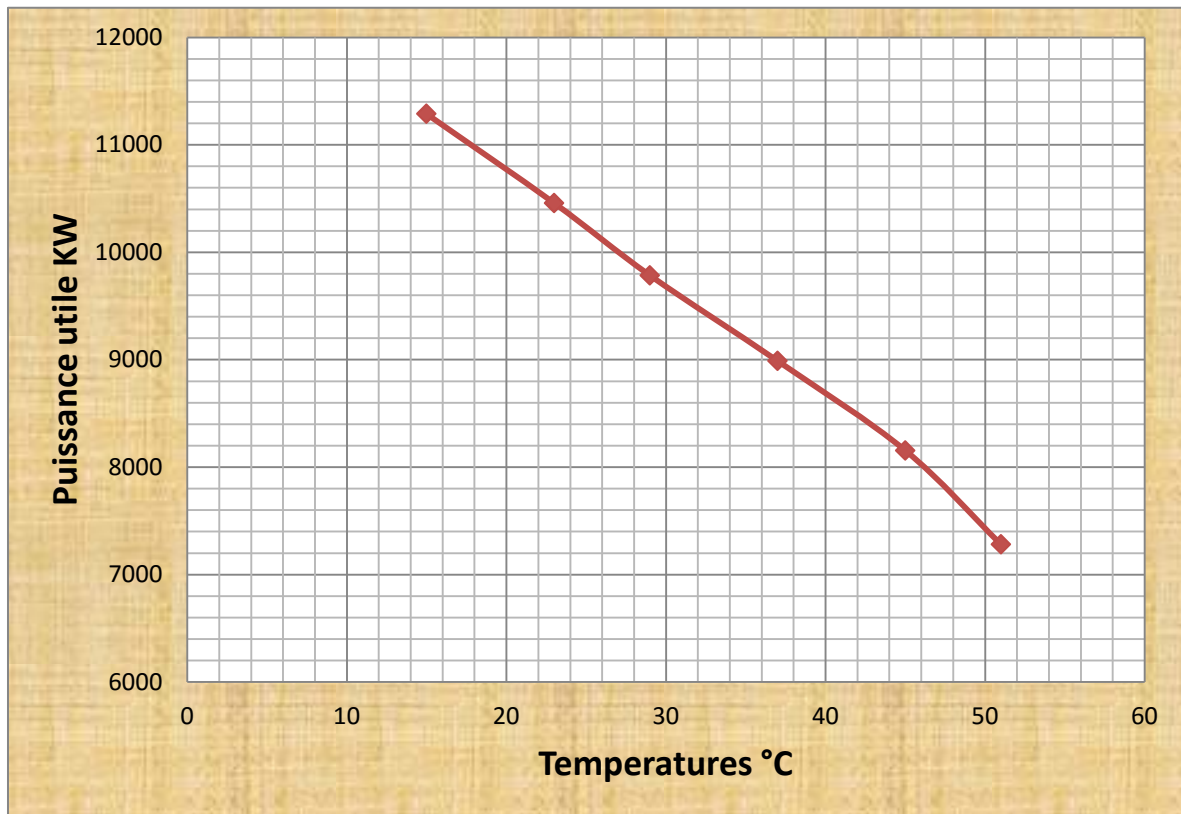


Figure IV.3: Evolution de la puissance utile de la SGT-400 en fonction de la température

IV.7 Manque à gagner engendré

On remarque d’après le tableau récapitulatif ainsi que les figures (IV.2) et (IV.3) que le rendement de la turbine SGT-400 et sa puissance utile ont subi une baisse considérable . Ceci est dû à l’augmentation de la température d’admission, donc on affirme que la température ambiante a une importante influence sur la performance de notre turbine SGT-400.

Selon l’étude faite à une température ambiante de 15 °C, le rendement globale de la machine est de 33,9 % et sa puissance utile est de 11287 KW , tandis que le rendement global ainsi que la puissance utiles calculés a une température de 51 °C sont respectivement 30,5 % et 7373,8 KW ,d’où un manque de 2,3 % au niveau de son rendement notamment un manque de 3913,2 KW pour la puissance utile .

Cette baisse est due au fait que le débit massique diminue, ce qui entraine la diminution de la puissance utile de la turbine donc de son rendement, car ces deux grandeurs sont proportionnelles.

| Température | Consommation spécifique Kg/KWh |
|--------------------------|--------------------------------|
| $T_0 = 15^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,222$ |

| | |
|--------------------------|---------------|
| $T_0 = 23^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,225$ |
| $T_0 = 29^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,229$ |
| $T_0 = 37^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,233$ |
| $T_0 = 45^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,239$ |
| $T_0 = 51^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,246$ |

Tableau IV.6: Tableau comparatif de la consommation spécifique en fonction de la température

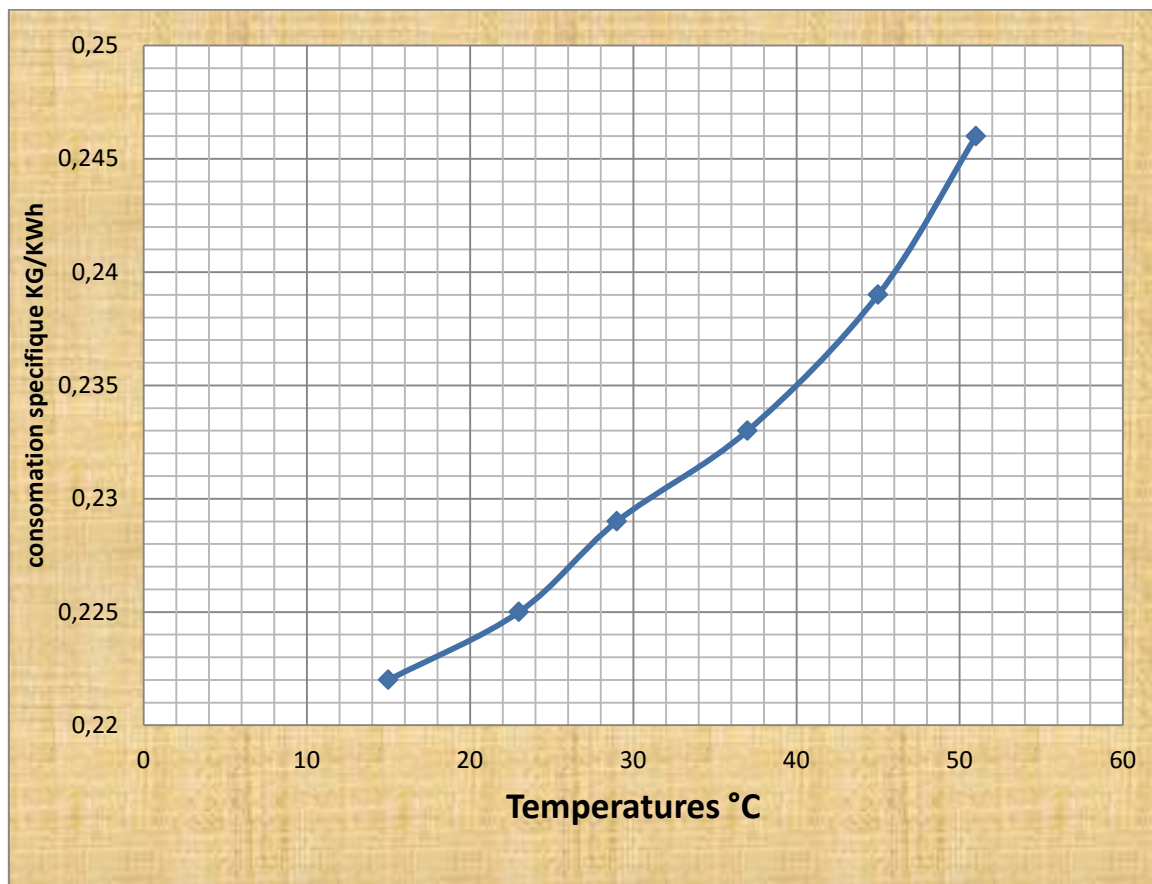


Figure IV.4: Evolution de la consommation spécifique en fonction de la Temperature

D'après les résultats obtenus (tableau IV.5) et (Figure IV.4), on remarque que la consommation spécifique du gaz augmente quand la température ambiante augmente, on conclut que la température ambiante influe non seulement sur le rendement global de la SGT-400 mais aussi sur la consommation du gaz injecté dans les chambres de combustion.

IV.8 Conclusion

L'étude des paramètres de la turbine à gaz SGT-400, nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la machine. On a vu qu'il existe plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances de la turbine à gaz, comme les facteurs liés à la conception tels que le rapport de compression, mais aussi les conditions climatiques de la région.

Nous avons étudié aussi dans ce chapitre l'influence de la température ambiante sur les performances de la machine. Cet influence est justifiée par la dégradation de la puissance utile ainsi que du rendement thermique de la turbine .

V.1. Introduction

Les TAG doivent respecter les conditions ISO (Organisation Internationale de Normalisation) pour l'optimisation de leur rendements thermique à savoir : une pression atmosphérique de 1,013 bar, une humidité relative de 60%, et une température ambiante de 15°C. Malheureusement, les conditions de fonctionnement varient d'une région à une autre. Cependant, les turbines à gaz sont sensibles à la variation de la température de l'air ambiant qui varie de manière significative entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver. Ce qui affecte le rendement thermique d'exploitation de ces machines et rend nécessaire l'amélioration de leurs performances.

Afin d'améliorer les performances des turbines à gaz, plusieurs méthodes ont été utilisées (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau).

Il s'agit de faire le point de différents matériels nécessaires et procédures d'améliorations des performances de notre système par la méthode de récupération de chaleurs d'échappement pour chauffer l'air d'admission déjà comprimé au niveau du dernier étage du compresseur axiale. Nous allons dans cette partie reprendre les paramètres des calculs précédents, mais cette fois ci avec régénération de la chaleur d'échappement qui est l'objet principal de notre étude.

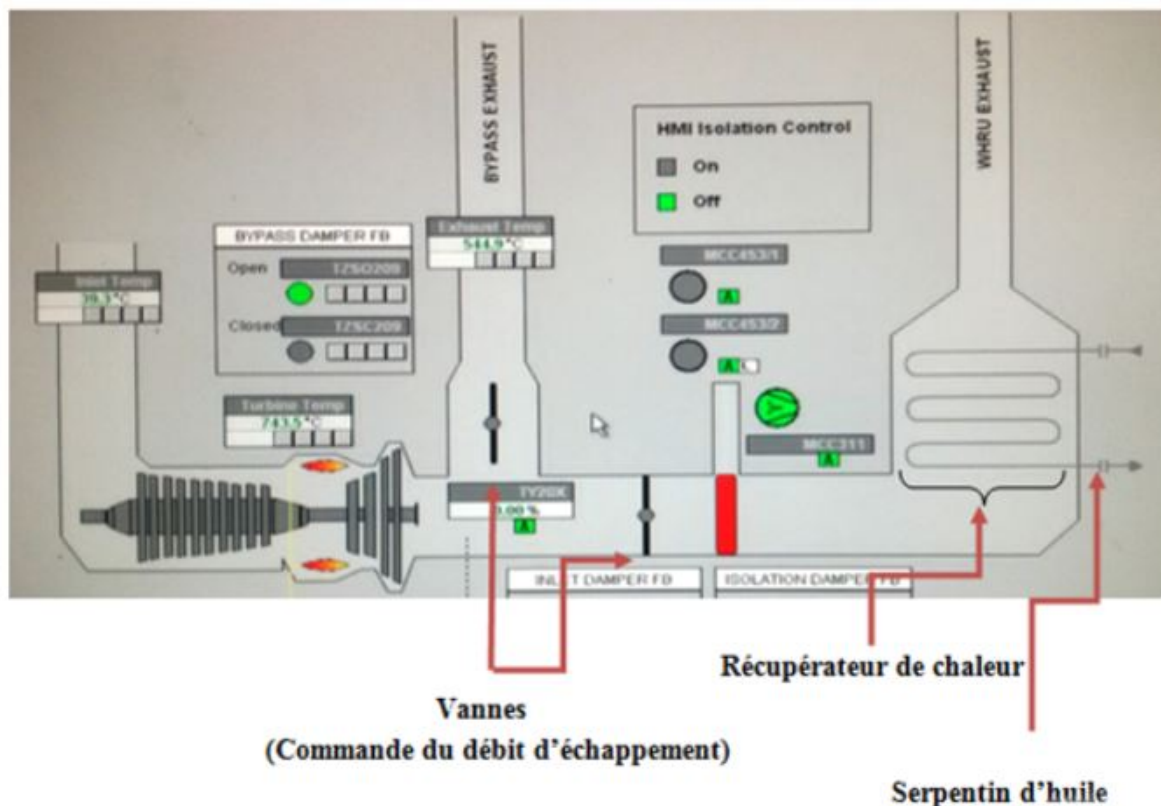


Figure V.1: Schéma TAG SIEMEN SGT-400 avec récupération de chaleur [25]

V.2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

V.2.1 Description générale et diagramme TS

Le comportement du cycle thermodynamique, ainsi que ses détails ont une influence significative sur la conception de la turbine et de ses paramètres. Pour cela les relations des paramètres du cycle doivent être analysées avec précision.

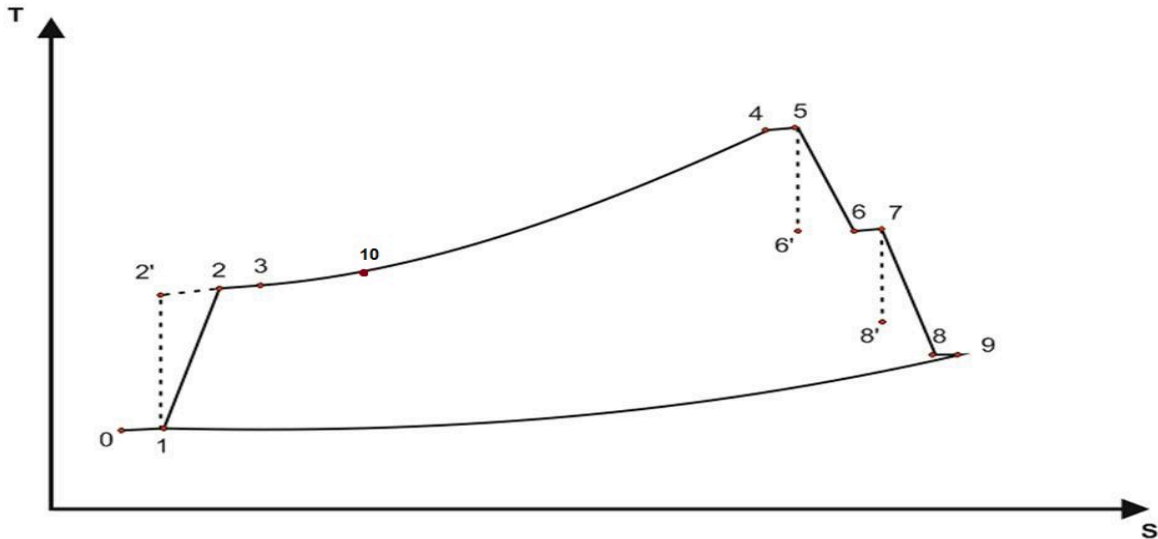


Figure V.2: Diagramme TS de la turbine à gaz SGT-400 avec régénération

V.2.2. Cycle proposé

La figure V.2 représente l'arrangement d'un cycle avec régénération des gaz d'échappements. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de la turbine à gaz est utilisée pour chauffer l'air d'admission déjà comprimé afin de le réinjecter dans l'amont de la chambre de combustion.

Les gaz de combustion quittent la turbine à une température élevée. Cette partie est utilisée grâce à un échangeur de chaleur pour chauffer l'air qui sort du compresseur.

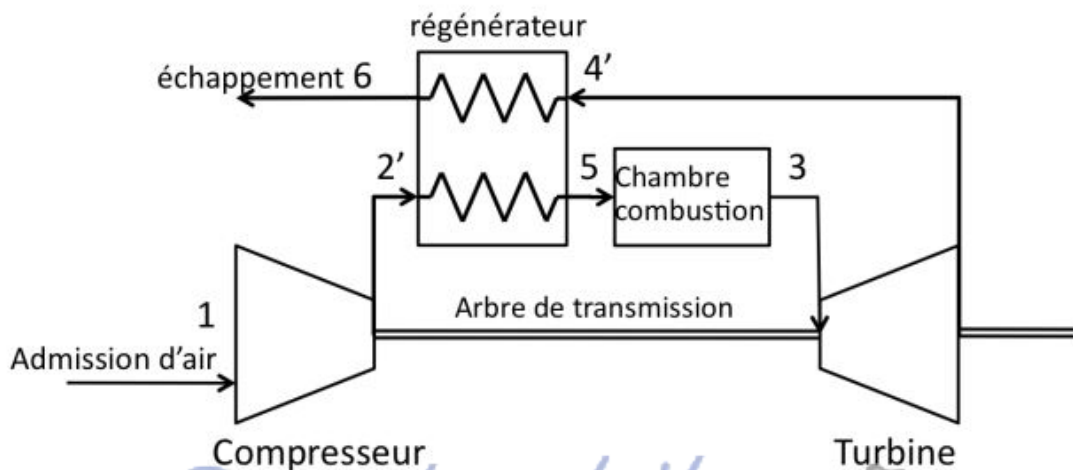


Figure V.3: Cycle avec régénération des gaz d'échappements de la SGT-400

V.3. Choix et calculs de l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

Pour la régénération de chaleur de notre turbines à gaz SGT-400 on va utiliser un échangeur de chaleur de type gaz/gaz à contre courant.

V.3.1 Solution proposée

L'installation de la turbine à gaz SGT-400 sur le site de Rhourde Nouss est déjà équipée d'un régénérateur de chaleur de type liquide/ gaz (figure V.3), qui est utilisée pour chauffer de l'huile grâce à la chaleur d'échappement de la TAG SGT-400. Cette huile est utilisée pour les besoin de l'usine.

En modifiant la géométrie du même régénérateur de chaleur placé a coté de la TAG SGT-400, on propose d'agrandir cet échangeur en rajoutant une partie qui a les même dimensions que celle qui est déjà installer.

Cette solution a été choisit afin de d'optimiser le cout de la nouvelle l'installation.



Figure V.4: Dispositif de régénération des gaz d'échappements de la SGT-400 utilisé pour de l'huile [25]

V.3.2 Caractéristiques techniques et dimensionnement de l'échangeur de chaleur choisie

Pour nos calculs de dimensionnement de notre échangeur, on a élaboré aussi un programme MATLAB, on prend :

➤ **Coté calandre (Fluide chaud: Gaz brulés) :**

Les dimensions suivantes ont été proposées suite au récupérateur de chaleur déjà existant

Largeur : $\ell = 4$ m

Longueur : $L = 1,80$ m

Hauteur : $H = 2$ m

➤ **Coté tubes (Fluide froid: Air comprimé): [27]**

On a choisit les diamètres des tubes suivant la normalisation internationale TEMA (**Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc**) (voir ANNEXE D) :

$D_{ext} = 0,038$ m

$D_{int} = 0,034$ m

Epaisseur $e = 0,004$ m = 4 mm

Nombre de tubes $N_t = 20$

Nombre de passes $N_p = 20$

Le matériau utilisé pour l'échangeur est l'acier inoxydable avec une conductivité thermique $\lambda_m = 26$ W/m.K

V.3.3 Calculs des paramètres de l'échangeur de chaleur

Le nombre d'unité de transfert est donné par la relation :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{min}} \quad (V.1)$$

Avec : C_{min} le débit thermique minimal et S la surface d'échange

Le coefficient d'échange global est donné par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hc} + \frac{1}{hf} + \frac{e}{\lambda_m}} \quad (V.2)$$

hc : coefficient d'échange coté calandre

hf : coefficient d'échange coté tubes

➤ **Calculs du coefficient d'échange coté calandre "hc" (fluide chaud)**

$$hc = \frac{N_u \cdot \lambda_1}{D_h} \quad (V.3)$$

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante :

$$Nu_c = 0.33.Re^{0.6}.Pr^{0.33} \quad (V.4)$$

et le nombre de Reynolds est calculé suivant la relation :

$$Re_c = \frac{U_1.D_h}{\mu_1} \quad (V.5)$$

on a le diamètre hydraulique D_h

$$D_h = \frac{4.S_p}{P_m} \quad (V.6)$$



La section de passage S_{pc} coté calandre :

$$S_{pc} = (L.\ell) - (N_t.\ell.D_{ext}) \quad (V.7)$$

$$S_{pc} = (4.1,80) - (20.1,80.0,038) = 5,83 \text{ m}^2$$

La relation du périmètre mouillé est donnée par :

$$P_{mc} = \pi . D_{ext} . N_t . N_p \quad (V.8)$$

$$P_{mc} = \pi . 0,038 . 20 . 20 = 47,7 \text{ m}$$

d'ou :

$$D_h = \frac{4.S_{pc}}{P_{mc}} = \frac{4.5,83}{47,7} = 0,48 \text{ m}$$

μ_1 : La viscosité cinématique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté chaud

(voir ANNEXE C)

$$\text{Avec } \mu_1 = 3,625 . 10^{-5} \text{ Kg/m.s} \quad (V.9)$$

\dot{M}_{ech} : Débit massique des gaz d'échappement de la TAG

$$\dot{M}_{ech} = \dot{M}_{air} . 0,8 \quad (V.10)$$

\dot{M}_{ac} : Débit massique d'air comprimé injecté dans la CC

$$\dot{M}_{ac} = \dot{M}_{air} . 0,25 \quad (V.11)$$

$$\text{Et } U_1 = \frac{\dot{M}_{ech}}{\rho_9.S_p} = \frac{38,9.0,8}{0,42.5,83} = 12,48 \text{ m/s} \quad (V.12)$$

$$Re_c = \frac{U_1.D_h}{\mu_1} = \frac{12,48.0,48}{3,625 . 10^{-5}}$$

$$Re_c = 1,6839 . 10^5$$

$$Nu_{uc} = 0.33 Re^{0.6}.Pr^{0.33}$$

Avec $B=0,33$ et (voir annexe)

On a le nombre de Prandtl :

$$P_{rc} = \frac{\mu_1 \cdot Cp^3}{\lambda_1} \quad (\text{V.13})$$

λ_1 : conductivité thermique de l'air à la température la température à l'entrée de l'échangeur coté chaud (voir annexe)

$$\text{Avec } \lambda_1 = 0,05779 \text{ W/m.K} \quad (\text{V.14})$$

$$P_{rc} = \frac{3,625 \cdot 10^{-5} \cdot 1144}{0,05779}$$

$$P_{rc} = 0,71$$

$$N_{uc} = 0,33 \cdot (1,6839 \cdot 10^5)^{0,6} \cdot 0,71^{0,33}$$

$$N_{uc} = 404,34$$

$$hc = \frac{N_u \cdot \lambda_1}{D_h} = \frac{404,34 \cdot 0,05779}{0,48}$$

$$hc = 47,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

➤ **Calculs du coefficient d'échange coté tubes "hf" (fluide froid)**

$$hf = \frac{N_u \cdot \lambda_2}{D_{int}} \quad (\text{V.15})$$

$$R_{et} = \frac{U_2 \cdot D_{int}}{\mu_2} \quad (\text{V.16})$$

D'où : μ_2 La viscosité cinématique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté froid (voir annexe)

$$\text{Avec } \mu_2 = 3,625 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s} \quad (\text{V.17})$$

$$\text{Et } S_t = \frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4} \quad (\text{V.18})$$

$$U_2 = \frac{MMac}{\rho_3 \cdot St \cdot Nt} = \frac{38,9 \cdot 0,25}{5,47 \cdot (9,07 \cdot 10^{-4}) \cdot 20} = 97,9 \text{ m/s} \quad (\text{V.19})$$

$$R_{et} = \frac{U_2 \cdot D_{int}}{\mu_2} = \frac{97,9 \cdot 0,034}{3,1 \cdot 10^{-5}} \quad (\text{V.20})$$

$$R_{et} = 1,0742 \cdot 10^5$$

Le nombre de Nusselt coté tube est donné par :

$$N_{ut} = 0,023 Pr^{0,33} \cdot Re^{0,8} \quad (\text{V.21})$$

Le nombre de Prandtl :

$$P_{rt} = \frac{\mu_2 \cdot C_{p1}}{\lambda_2} \quad (\text{V.22})$$

λ_2 : Conductivité thermique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté froid (voir annexe)

$$\text{Avec } \lambda_2 = 0,047 \text{ W/m.K} \quad (\text{V.23})$$

$$P_{rt} = \frac{3,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1028}{0,047}$$

$$P_{rt} = 0,67$$

$$N_{ut} = 0,023 \cdot 0,71^{0,33} \cdot (1,0742 \cdot 10^5)^{0,8}$$

$$N_{ut} = 214,24$$

Le coefficient d'échange coté tubes (fluide froid) :

$$hf = \frac{N_{ut} \cdot \lambda_2}{D_{int}} = \frac{214,24 \cdot 0,047}{0,034}$$

$$hf = 296,16 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

D'ou le coefficient global d'échange K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hc} + \frac{1}{hf} + \frac{e}{\lambda m}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{47,8} + \frac{1}{296,16} + \frac{0,004}{26}} = 41,03 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Le calcul du coefficient global de l'échangeur est justifié car pour un échangeur de type gaz/gaz : $30 < K < 120$ (voir annexe)

➤ **Surface global d'échange**

$$S = \pi \cdot D_{ext} \cdot L \cdot N_t \cdot N_p \quad (\text{V.24})$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 20$$

$$S = 190,9 \text{ m}^2$$

$$C_{min} = \dot{M}_{air} \cdot C_{p1} \cdot 0,25 \quad (\text{V.25})$$

$$C_{min} = 1028 \cdot 0,25 \cdot 38,9 = 9,99 \cdot 10^3$$

$$C_{max} = \dot{M}_{air} \cdot C_{p3} \cdot 0,25 \quad (\text{V.26})$$

$$C_{\max} = 1144,0,8,38,9 = 3,45 \cdot 10^4$$

d'où le nombre d'unité de transfert NUT :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{\min}}$$

$$NUT = \frac{41,03}{9,99 \cdot 10^3}$$

$$NUT = 0,78$$

La relation du NUT en fonction de l'efficacité thermique est donnée par la relation :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-Z)]}{1 - Z \cdot \exp[-NUT(1-Z)]} \quad (\text{V.27})$$

Avec Z : le rapport des deux débits thermiques des fluides chauds et froids

$$Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0,28 \quad (\text{V.28})$$

E : l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

$$E = \frac{1 - \exp[-0,78(1-0,28)]}{1 - 0,28 \cdot \exp[-0,78(1-0,28)]}$$

$$E = 0,51 = 51\%$$

On a :

$$Q = C_{p2} \Delta T = C_{p2} \cdot (T_{10} - T_3) \quad (\text{V.29})$$

Avec T_{10} : température à l'entrée de la chambre de combustion après régénération

L'efficacité de l'échangeur est donnée par la relation :

$$E = \frac{Q_{\text{reel}}}{Q_{\text{max}}} \quad (\text{V.30})$$

$$E = \frac{T_{10} - T_3}{T_9 - T_3} \quad (\text{V.31})$$

d'où :

$$T_{10} = E \cdot (T_9 - T_3) + T_3 \quad (\text{V.32})$$

$$T_{10} = 0,51 \cdot (796,4 - 622,5) + 622,5$$

$$T_{10} = 711,5 \text{ K}$$

V.4 Rendement de la turbine à gaz SGT-400 après régénération

V.4.1 quantité de chaleur fournie après régénération dans la chambre de combustion

$$Q_{\text{fr}} = C_{p2} \Delta T = C_{p2} \cdot (T_4 - T_{10}) \quad (\text{V.33})$$

$$Q_{fr} = 1110 \cdot (1301 - 711,5)$$

d'où la chaleur fournie après amélioration :

$$Q_{fr} = 654,26 \text{ KJ/Kg}$$

V.4.2 Rendement thermique de la TAG SGT-400 après régénération

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{fr}} \quad (\text{V.34})$$

$$\eta_{th} = \frac{247,643}{654,26} \quad \eta_{th} = 37,8 \%$$

V.5. Consommation spécifique du fuel gaz après régénération

$$M_{\text{combustible}} = \frac{Q_{fr}}{PCI} \quad (\text{V.35})$$

$$M_{\text{combustible}} = \frac{654,26}{47815,72}$$

d'où

$$M_{cr} = 0,013 \text{ Kg comb/ 1 Kg mélange}$$

$$\dot{M}_{cr} = \dot{M}_{air} \cdot M_{cr} = 0,50 \text{ Kg c/s} \quad (\text{V.36})$$

On sait que la consommation spécifique est donnée par la relation suivante :

$$\text{On a : } C_s = \frac{3600 \cdot M_{cr}}{W_u} \quad (\text{V.37})$$

$$C_s = \frac{3600 \cdot 0,013}{247,643}$$

d'où la consommation spécifique après régénération :

$$C_s = 0,199 \text{ Kg/KWh}$$

V.6. Gains en consommation

$$G = \frac{C_{ss} - C_{sa}}{C_{ss}} \quad (\text{V.38})$$

Avec C_{ss} : Consommation spécifique sans régénération

C_{sa} : Consommation spécifique avec régénération

$$G = \frac{0,229 - 0,193}{0,229} = 0,135 = 13,5 \%$$

V.7 Etude comparative

La comparaison des performances de la turbine à gaz SIEMENS SGT-400 a été étudié en faisant varié la température ambiante. Les différents résultats du rendement thermique ainsi que la consommation spécifique en fonction de la température d'admission ont été représentés sur les tableaux et figures ci-dessous :

| Températures | Rendement sans régénération % | Rendement avec régénération % |
|--------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| $T_0 = 15^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 33,9$ | $\eta_{th} = 40,3$ |
| $T_0 = 23^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 33,3$ | $\eta_{th} = 39$ |
| $T_0 = 29^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 32,8$ | $\eta_{th} = 37,8$ |
| $T_0 = 37^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 32,2$ | $\eta_{th} = 36,3$ |
| $T_0 = 45^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 31,4$ | $\eta_{th} = 34,6$ |
| $T_0 = 51^\circ\text{C}$ | $\eta_{th} = 30,5$ | $\eta_{th} = 32,9$ |

Tableau V.1: Tableau comparatif des rendements obtenue sans et avec régénération

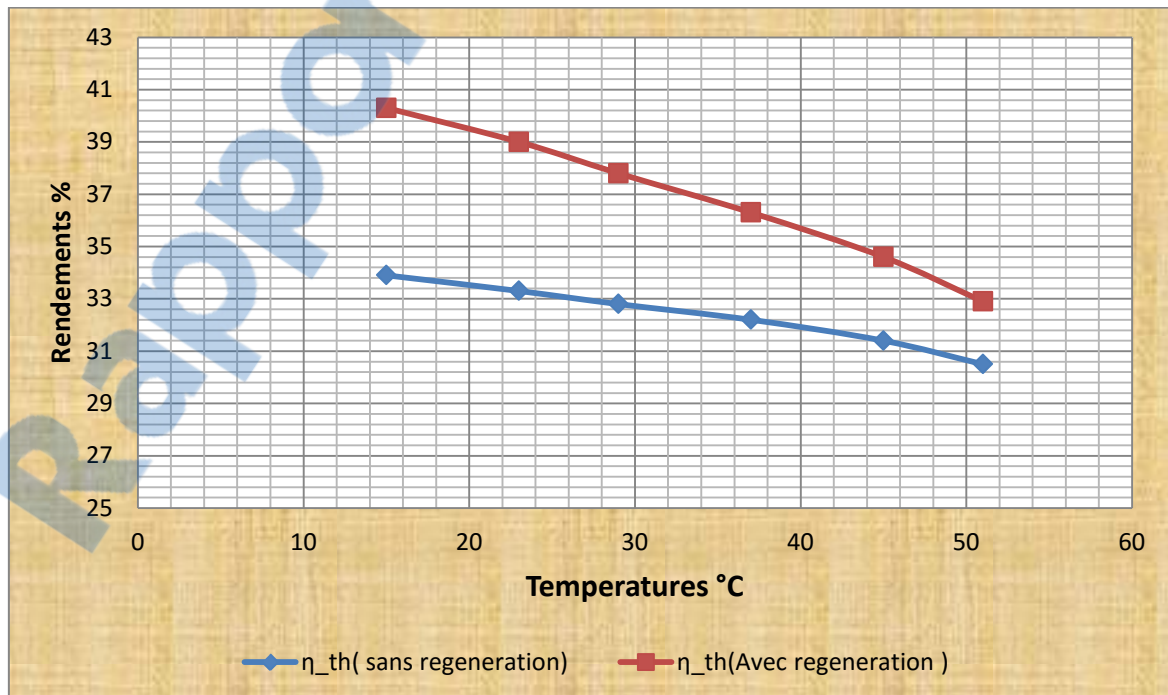


Figure V.5: Rendements thermique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante

| Températures | Consommation spécifique (sans Régénération) Kg/KWh | Consommation spécifique (Avec Régénération) Kg/KWh | Gains en consommation ΔM_c % |
|--------------------------|--|--|--------------------------------------|
| $T_0 = 15^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,222$ | $C_s = 0,186$ | 16 % |
| $T_0 = 23^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,225$ | $C_s = 0,193$ | 14,2 % |
| $T_0 = 29^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,229$ | $C_s = 0,198$ | 13,5 % |
| $T_0 = 37^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,233$ | $C_s = 0,207$ | 11,1 % |
| $T_0 = 45^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,239$ | $C_s = 0,217$ | 9,2 % |
| $T_0 = 51^\circ\text{C}$ | $C_s = 0,246$ | $C_s = 0,228$ | 7,3 % |

Tableau V.2: Tableau comparatif de la consommation spécifique sans et avec régénération et les gains en consommation en fonction des températures ambiantes

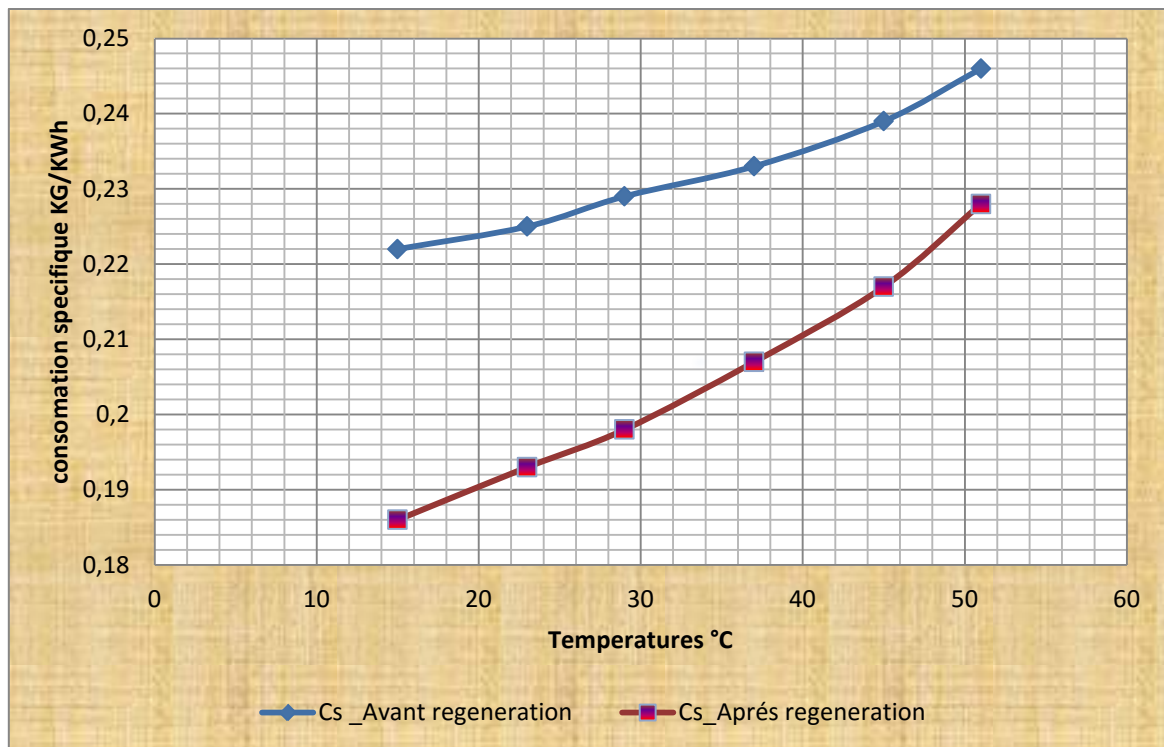


Figure V.6: consommations spécifique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiantes

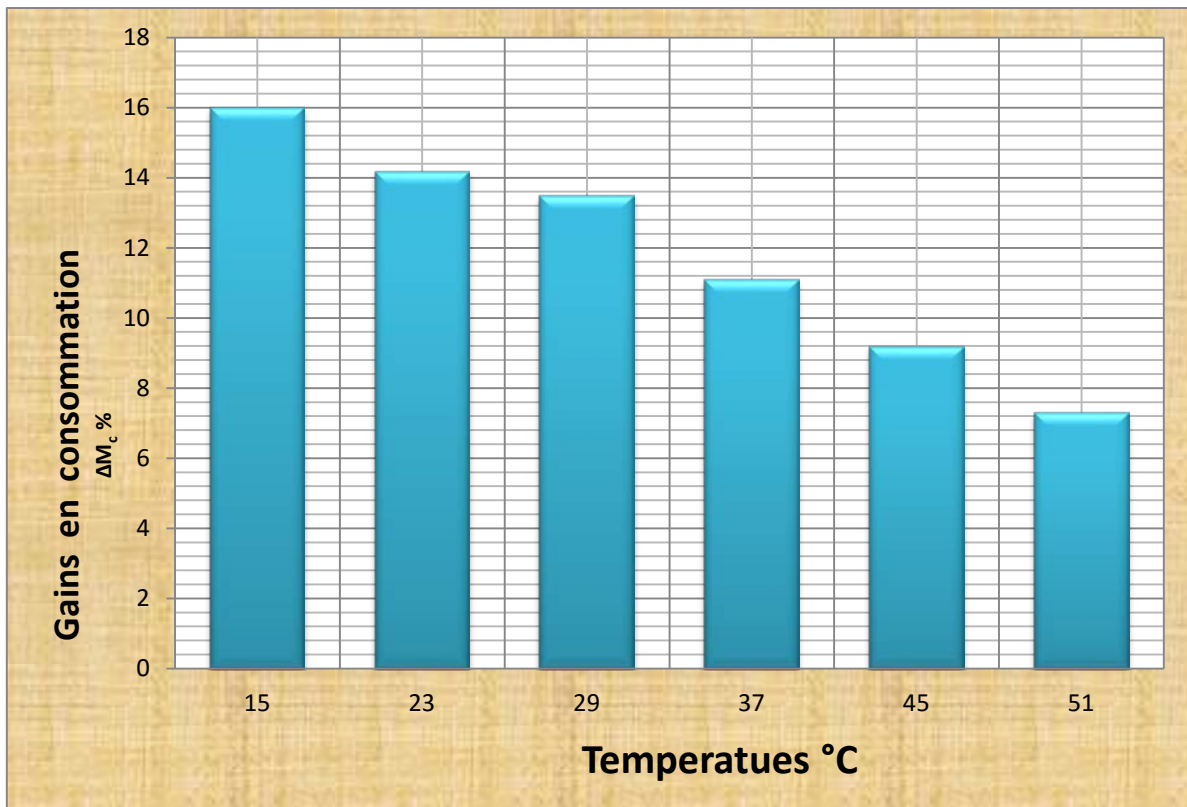


Figure V.7: Gains en consommation sans et avec régénération en fonction des Différentes températures ambiante

V.8 Interprétation des résultats

Les graphes ci dessus nous montrent la comparaison des performances de la turbine SGT-400 avec et sans régénération de chaleur, on observe qu'après l'utilisation des gaz d'échappements provenant de la SGT-400 et grâce à l'échangeur de chaleur proposé, Le rendement thermique subit une amélioration importante pour différentes températures d'admission (**Figure V.5**), par exemple pour une température relevée $T=29^{\circ}\text{C}$ le rendement thermique est passé de 32,8% à 37,8% soit un gain de 5%.

Cette méthode de récupération de chaleur réduit la consommation spécifique (**Figure V.6**) pour les différentes températures relevées. Cela est dû à la quantité de chaleur gagnée au niveau de la chambre de combustion suite à la régénération.

Après avoir fait une comparaison entre la consommation sans et avec régénération a une température de 29°C , on a constaté un gain de 14 %.

V.9 Gains apporté par la mise en place du système de régénération

En plus de l'augmentation du rendement thermique de la SGT-400 l'étude faite pour la méthode de régénération nous a permis d'économiser notre consommation en fuel gaz .

La turbine à gaz SGT-400 fonctionne 24h/24 soit environ 7000h/an si on ne compte pas les jours de révisions.

On a:

$$\dot{M}_{cr} = 2088 \text{ Kg}_c/\text{h} \quad \text{avant régénération} \quad (\text{V.39})$$

$$\dot{M}_{cr} = 1800 \text{ Kg}_c/\text{h} \quad \text{après régénération} \quad (\text{V.40})$$

ce qui nous donne un gain de $\dot{M}_{crg} = 288 \text{ Kg}_c/\text{h}$

$$G_{\text{consomation/an}} = \dot{M}_{crg} \times T \quad (\text{V.41})$$

Avec \dot{M}_{crg} la gain en consommation horaire et T le temps de fonctionnement annuel

$$\text{D'où : } 288 \cdot 7000 = 2 \cdot 10^6 \text{ Kg}_c/\text{an}$$

IV.10 Conclusion

En vue des résultats obtenues dans ce chapitre, et après avoir fait un dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre qu'on propose de le mettre en place à coté de la section d'échappement de notre TAG SGT400 près de l'ancien récupérateur primaire. La méthode de régénération de chaleur d'échappement proposée permet non seulement d'améliorer le rendement de la turbine, mais aussi de réduire sa consommation de fuel gaz.

Conclusion Générale

Les turbines à gaz ont connues une importance capitale dans l'industrie, plus précisément dans et le domaine des hydrocarbures et la génération de l'électricité.

Les machines utilisées comme groupe de force, dans cette industrie, sont confrontées à des conditions climatiques durs du sud Algérien ou la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent les 50 °C en été, ce qui affecte de manière considérable leurs rendements et rend nécessaire l'amélioration de ces dernières en utilisant plusieurs méthodes.

Durant la période de notre stage pratique à la région de Rhourde Nous, on a fait une étude pratique sur une turbine de type SIEMENS SGT-400, ou on a acquis des connaissances de ses caractéristiques ainsi que son principe de fonctionnement. Ce stage de projet de fin d'études nous a permis de suggérer une solution pour accroître son rendement thermique .

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la SGT-400, utilisée dans l'industrie gazière dans la région de Rhourde Nous et donne une contribution à l'amélioration des performances de cette machine.

Afin d'arriver a nos fins, une étude détaillée a été faite pour prévoir les performances du cycle réel de notre turbine sans et avec régénérations des gaz d'échappement.

Le dispositif de récupération de la chaleur proposé consiste à chauffer l'air comprimé provenant du dernier étage du compresseur axial afin de le réinjecté directement dans la chambre de combustion et ceci grâce a un échangeur de chaleur (régénérateur) placé dans la partie échappement de la turbine.

Les résultats obtenues prouvent que la technique proposée, améliore les performances de la turbine à gaz étudiée en vu de l'augmentation de son rendement thermique d'une part un gain important en consommation du fuel gaz injecté d'autres part.

Cette technique d'amélioration ne peut être adopter que sous réserve d'une étude économique très très bien détaillée.

En perspective, cette étude peut être étaler à d'autres travaux qui peuvent être développer en futur en s'articulant sur les points suivants :

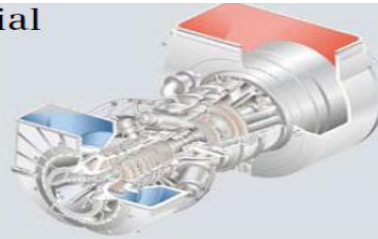
- Utilisation d'autres techniques d'améliorations des performances des TAG tels que (Le refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau)
- Autres types d'échangeurs peut être éventuellement utilisé pour améliorer les performances des TG avec régénération.
- changer les dimensions de l'appareil utilisé avec différents diamètres et différents matériaux.
- Une étude technico-économique bien ficelée sera l'objet d'un autre PFE.

ANNEXES

ANNEXE A:

Brochure Siemens SGT-400

SGT-400 Industrial Gas Turbine



SGT-400 core engine test facility.

Technical specifications

Overview

- Twin-shaft, Industrial
- Power generation: 12.90 MW(e)
- Frequency: 50 or 60 Hz
- Electrical efficiency: 34.8%
- Heat rate: 10,355 kJ/kWh (9,815 Btu/kWh)
- Compressor pressure ratio: 16.8:1
- Exhaust gas flow: 39.4 kg/s (86.8 lb/s)
- Exhaust temperature: 555°C (1,031°F)
- Typical emissions: NO_x <15 ppmV and CO <10 ppmV (corrected to 15% O₂ dry)
- Medium-calorific value fuels capability (>25 MJ/Nm³ Wobbe Index)

Axial Compressor

- 11-stage with variable inlet guide vanes
- Air flow: (ISO) 38.9 kg/s
- Nominal speed: 14,100 rpm

Combustion

- 6 reverse-flow cannular combustion chambers
- Dry Low Emissions (DLE) system
- High-energy Ignitor system

Turbine

- 2-stage overhung compressor turbine
 - Both stages are air-cooled
- 2-stage high-efficiency power turbine
 - Rotor blades have interlocking shrouds for mechanical integrity

Bearings

- Tilt-pad radial and thrust
- Standard vibration- and temperature-monitoring

Main reduction gearbox

- Speeds of 1,500rpm and 1,800rpm

Generator

- Voltages: 6 to 13.8 kV
- Frequency: 50 or 60 Hz

Package

- Fabricated steel underbase
 - Integral oil tank
 - Multi-point mounting
 - Optional 3-point mounting
- Modular fluid systems incorporating:
 - Lubricating oil system
 - Auxiliary gearbox-driven main pump
 - AC motor-driven auxiliary pump
 - DC motor-driven emergency pump
- Oil cooler and oil heater
- Electrically driven hydraulic start system
- Hydrocarbon drains tank on package
- Control system
 - Siemens SIMATIC PLC-based with distributed control and processing capability installed on package
 - Optional Allen-Bradley system
 - Optional off-package systems
- Vibration monitoring system
 - BN1701: Standard
 - BN3500: Optional
- Fire and gas detection equipment
- Fire suppression equipment
- On- and off-line compressor cleaning options available
- Combustion-air inlet-filtration options:
 - Simple static
 - Pulse cleaning
 - HEPA
- Enclosure
 - Painted carbon steel or stainless steel
 - Noise level options (85 dB(A) standard)

Gas turbine

Key features

- High simple-cycle and cogeneration efficiencies, cutting fuel costs
- Dual-fuel Dry Low Emissions (DLE) combustion system, meeting stringent legislation
- Twin-shaft arrangement for both power generation and mechanical drive, allowing commonality of parts in mixed duty installations

Maintenance

- Site maintainability or optional rapid core exchange as required by customer
- Designed for maintenance:
 - Horizontally split compressor casing
 - Horizontally and vertically split inlet casing
 - Combustion chambers, flame tubes and ignitors easily accessible for inspection
 - Large side-doors on enclosure for equipment change-out
 - Gas generator and power turbine removal on either side of package
- Multiple boroscope-inspection ports

ANNEXE B:

$$C_p = (6,713 + 4,697 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1,147 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 4,696 \cdot 10^{-10} \cdot T^3) / 29$$

ANNEXE C :

Propriétés Thermo-Physique de l'Air (J. Taine et al, 1989)

| T K | ρ kg/m ³ | μ kg/m.s | ν m ² /s | c_p J/kg.K | λ W/m.K | α m ² /s | Pr | β 1/Kelvin |
|--------|-----------------------------|-----------------------|----------------------------|-----------------|--------------------|-------------------------------|-------|---------------------|
| AIR | | | | | | | | |
| 250 | 1,413 | 1,60.10 ⁻⁵ | 1,13.10 ⁻⁵ | 1005 | 0,0223 | 1,57.10 ⁻⁵ | 0,722 | 1/T |
| 300 | 1,177 | 1,85.10 ⁻⁵ | 1,57.10 ⁻⁵ | 1006 | 0,0262 | 2,22.10 ⁻⁵ | 0,708 | |
| 350 | 0,998 | 2,08.10 ⁻⁵ | 2,08.10 ⁻⁵ | 1009 | 0,0300 | 2,98.10 ⁻⁵ | 0,697 | |
| 400 | 0,883 | 2,29.10 ⁻⁵ | 2,59.10 ⁻⁵ | 1014 | 0,0337 | 3,76.10 ⁻⁵ | 0,689 | |
| 450 | 0,783 | 2,48.10 ⁻⁵ | 3,16.10 ⁻⁵ | 1021 | 0,0371 | 4,64.10 ⁻⁵ | 0,683 | |
| 500 | 0,705 | 2,67.10 ⁻⁵ | 3,79.10 ⁻⁵ | 1030 | 0,0404 | 5,57.10 ⁻⁵ | 0,680 | |
| 550 | 0,642 | 2,85.10 ⁻⁵ | 4,43.10 ⁻⁵ | 1039 | 0,0436 | 6,53.10 ⁻⁵ | 0,680 | |
| 600 | 0,588 | 3,02.10 ⁻⁵ | 5,13.10 ⁻⁵ | 1055 | 0,0466 | 7,51.10 ⁻⁵ | 0,680 | |
| 650 | 0,543 | 3,18.10 ⁻⁵ | 5,85.10 ⁻⁵ | 1063 | 0,0495 | 8,58.10 ⁻⁵ | 0,682 | |
| 700 | 0,503 | 3,33.10 ⁻⁵ | 6,63.10 ⁻⁵ | 1075 | 0,0523 | 9,67.10 ⁻⁵ | 0,684 | |
| 750 | 0,471 | 3,48.10 ⁻⁵ | 7,39.10 ⁻⁵ | 1086 | 0,0551 | 10,8.10 ⁻⁵ | 0,686 | |
| 800 | 0,441 | 3,63.10 ⁻⁵ | 8,23.10 ⁻⁵ | 1098 | 0,0578 | 12,0.10 ⁻⁵ | 0,689 | |
| 850 | 0,415 | 3,77.10 ⁻⁵ | 9,07.10 ⁻⁵ | 1110 | 0,0603 | 13,1.10 ⁻⁵ | 0,692 | |
| 900 | 0,392 | 3,90.10 ⁻⁵ | 9,93.10 ⁻⁵ | 1121 | 0,0628 | 14,3.10 ⁻⁵ | 0,696 | |
| 950 | 0,372 | 4,02.10 ⁻⁵ | 10,8.10 ⁻⁵ | 1132 | 0,0653 | 15,5.10 ⁻⁵ | 0,699 | |
| 1000 | 0,352 | 4,15.10 ⁻⁵ | 11,8.10 ⁻⁵ | 1142 | 0,0675 | 16,8.10 ⁻⁵ | 0,702 | |
| 1100 | 0,320 | 4,40.10 ⁻⁵ | 13,7.10 ⁻⁵ | 1161 | 0,0723 | 19,5.10 ⁻⁵ | 0,706 | |
| 1200 | 0,295 | 4,63.10 ⁻⁵ | 15,7.10 ⁻⁵ | 1179 | 0,0763 | 22,0.10 ⁻⁵ | 0,714 | |
| 1300 | 0,271 | 4,85.10 ⁻⁵ | 17,9.10 ⁻⁵ | 1197 | 0,0803 | 24,8.10 ⁻⁵ | 0,722 | |

ANNEXE D

Cour E. Rouland Université de Rouen

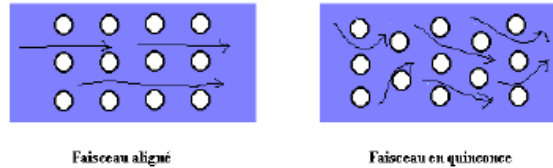
II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

Écoulement autour d'un faisceau de tubes

De nombreux appareils industriels tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs thermiques, sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe. Les tubes peuvent être disposés en lig



Disposition en quinconce: siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée. On utilisera la corrélation suivante:

$$N_u = B (R_e)^{0,6} (P_r)^{0,33}$$

avec: $B = 0,26$ pour un faisceau aligné; $B = 0,33$ pour un faisceau en quinconce

ANNEXE E

| Fluides | Coefficient global d'échange [Math Processing Error] ($W/m^2 \cdot K$) |
|----------------------------|--|
| eau - vapeur d'eau | 1000 - 4000 |
| eau - eau | 800 - 1700 |
| vapeur d'eau - fioul lourd | 50 - 170 |
| vapeur d'eau - air | 30 - 280 |
| air - air | 30 - 120 |

ANNEXE F

Cour E. Rouland Université de Rouen

III.3 Nombre d'unités de transfert (NUT)

Relation entre NUT et efficacité - Généralité

| Co-courant | Contre-courant |
|--|--|
| $NUT_{\max} = -\frac{\log(1-(1+Z)\varepsilon)}{1+Z}$ | $NUT_{\max} = \frac{1}{Z-1} \log\left(\frac{\varepsilon-1}{Z\varepsilon-1}\right)$ |
| $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT_{\max}(1+Z)]}{1+Z}$ | $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT_{\max}(1-Z)]}{1 - Z \exp[-NUT_{\max}(1-Z)]}$ |

Avec: $NUT_{\max} = \frac{kS}{C_{\min}}$ et $Z = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

☒ Cas particuliers :

✓ pour tout les types d'échangeurs: si $Z=0$ $\varepsilon = 1 - \exp[-NUT_{\max}]$ et $NUT_{\max} = -\log[1-\varepsilon]$

✓ Pour l'échangeur à contre courant: si $Z=1$ $\varepsilon = \frac{NUT_{\max}}{NUT_{\max}+1}$ et $NUT_{\max} = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$


```
Editor - D:\IT\bin\vtu.m
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
+ [Icons] - 1.0 + ÷ 1.1 x [Icons] [Info]
Stack: Base
35 - nt=20;
36 - np=20;
37 - pi=3.14;
38 - u1=3.625e-5;
39 - u2=3.1e-5;
40 - lamb1=0.05779;
41 - lamb2=0.047;
42 - lamb3=26;
43 - %compresseur axial
44 - rho0=p0/(t0*r1);
45 - dp1=((1-rde)/rde)*rho0*(c1^2-c0^2)/2;
46 - p1r=p0-dp1;
47 - %apres le dernier etage compresseur
48 - t1=t0;
49 - rho1=p1r/(t1*r1);
50 - p2r=ec*p1r;
51 - t2r=(t1*((ec^n1)-1)/rsc)+t1;
52 - rho2r=p2r/(t2r*r1);
53 - %avant chambre de combustion
54 - dp21=((1-rds)/rds)*rho2r*(c2^2-c1^2)/2;
55 - dp22=0.01*p2r;
56 - dp2=dp21+dp22;
57 - p3=p2r-dp2;
58 - t3=t2r;
59 - rho3=p3/(t3*r1);
60 - %apres la chambre de combustion
61 - p4r=p3;
62 - t4r=1301;
63 - rho4=p4r/(t4r*r2);
64 - %avant le 1er etage de la turbine
65 - %perte dans la conduite 5%
66 - dp51=0.005*p4r;
67 - dp52=((1-rde)/rde)*rho4*((c3^2-c0^2)/2);
68 - dp5=dp51+dp52;
69 - p5r=p4r-dp5;
```

```
Editor - D:\ITT\bin\rtu.m
File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
Stack: Base
- 1.0 + ÷ 1.1 x % %
69 - p5r=p4r-dp5;
70 - t5r=t4r;
71 - rho5r=p5r/(t5r*r2);
72 - %Les paramètres du gaz après le dernier étage de la THP
73 - ehp=(1-(cp1*t1*(1/rsc)*(1/rmc)*((ec^n1)-1))/((cp3*t5r*rst*rmt)))^(1/n2);
74 - p6r=p5r/ehp;
75 - t6s=t5r/ehp^n2;
76 - t6r=t5r-(rst*(t5r-t6s));
77 - rho6r=p6r/(t6r*r3);
78 - %avant le 1er etage de la TBP
79 - %perte dans la conduite 5%
80 - dp72=0.005*p6r;
81 - dp71=((1-rde)/rde)*rho6r*((c4^2-c0^2)/2);
82 - dp7=dp72+dp71;
83 - p7r=p6r-dp7;
84 - t7r=t6r;
85 - rho7r=p7r/(t7r*r3);
86 - %apres le dernier etage de la TBP
87 - ebp=ec/ehp;
88 - t8s=t7r/ebp^n2;
89 - t8r=t7r-(rst*(t7r-t8s));
90 - p8r=p7r/ebp;
91 - rho8r=p8r/(t8r*r3);
92 - dp9=p8r*0.001;
93 - p9r=p8r-dp9;
94 - t9r=t8r;
95 - rho9r=p9r/(t9r*r3);
96 - %travail
97 - wt=cp3*((t5r-t6r)+(t7r-t8r));
98 - wc=cp1*(t2r-t1);
99 - wu=wt-wc
100 - %chaleur fournis
101 - qf=cp2*(t4r-(t3));
102 - %Rendement theorique
103 - rth=wu/qf
```



```

136 -   Eff=(1-exp(-Nutmax*(1-Z)))/(1-Z*exp(-Nutmax*(1-Z)));
137 -   t10=t3+Eff*(t9r-t3);
138 -   %regeneration
139 -   %chaleur fournis apres regeneration
140 -   qfr=cp2*(t4r-(t10));
141 -   qr=cp2*(t10-t3)
142 -   %Rendement theorique apres regeneration
143 -   rthr=wu/qfr
144 -   % Masse du combustible apres regeneration
145 -   mcr=qfr/pci;
146 -   %consommation specifique apres regeneration
147 -   csr=mcr*3600/(wu*10^-3);
148 -   end
149

```

Résultats obtenues

The screenshot shows the MATLAB R2012a environment. The Command Window displays the following output for the function call `rtu(29+273)`:

```

>> rtu(29+273)

rth =

    0.3288

k =

    40.8979

Eff =

    0.5108

rthr =

    0.3784

fx >>

```

The file explorer on the left shows the current folder `D:\ITT\bin` containing various MATLAB files, with `rtu.m` selected.

Références Bibliographiques

Bibliographie :

- [1] **Abderrahmane Mebtoul**, expert international "*Article le matin consulté le 20 mars 2017*"
- [2] **SONATRACH** "*Document interne région de Hassi R'mel*
" Stage Pratique 2015" MERAH.Y
- [3] **SONATRACH** "*Fiches techniques des régions de SONATRACH*" Consulté le 10 mai 2017
" Stage Pratique 2017" MERAH.Y et NEMILI .A
- [4] **SONATRACH** "*Document interne région de RHOURE NOUSS*". Consulté le 10 mai 2017
" Stage Pratique 2017" MERAH.Y et NEMILI .A
- [5] **M. Attar et M. Hammat** "*Algeria's Hydrocarbon Potential Contribution from SONATRACH Exploration Division*" SCHLUMBERGER WEC SONATRACH
- [7] **R. Bidard et J. Bonnin**, "*Energétique et Turbomachine*", Editions Eyrolles, Saint-Germain, Paris, 1997
- [8] **Mohammed Lachkar et Omar Aznag** "Vérification du support démarreur équipant le turboréacteur CFM 56"
- [9] **Paul CHAMBADAL**, La turbine à vapeur, Edition Eyrolles,
- [10] **Pierre Bezbakh** "*Article le Monde (consulté le 20 mars 2017).*, Université Paris-Dauphine "
- [11] **Max GIRAUD et Joël SILET** "*Article Turbines à gaz aéronautiques et terrestres*"
- [12] **MEZIANE LILA** "*Analyse des performance d'unité de production d'énergie -cas de turbine à gaz*"

- [13] **Presses de l'Ecole des Mines de Paris** *"Extrait de "Systèmes Energétiques, tome 2"*
- [14] **Yves LORANCHET** *"Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie"*
- [15] **SONATRACH** *"Document interne Hassi R'mel "*
" Stage Pratique 2015" MERAH.Y
- [16] **SIEMENS** *"Brochure Gas Turbine SGT-400 for Power Génération"*
- [18] **SIEMENS** *"Brochure siemens gaz turbine" [Siemens AG -Secteur de l'énergie -Division du pétrole et du gaz]*
- [19] **W.P.J. Visser and M.J. Broomhead** " A generic object-oriented gas turbine simulation environment "
- [20] **P. Koninckx / H. Ben Farhat** *La production d'énergie sous toutes ses facettes Solutions pour l'Afrique*
- [21] **SIEMENS** *"Pipeline Compressor STC-SV-SPC Compressor Components"*
- [22] **P. Koninckx / H. Ben Farhat** *La production d'énergie sous toutes ses facettes Solutions pour l'Afrique*
- [23] **FABRI, RIBAUD,** "turbine à gaz"
- [25] **SONATRACH** *"Document interne Région de Rhourde Nouss Mai 2017 "*
" Stage Pratique 2015" MERAH.Y et NEMILI.A
- [26] **BOUAM Abdellah** *"These de doctorat : Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion "*
- [27] **J.-P. Wauquier,** "Collectif Technic Le raffinage du pétrole - Tome 2 "

Webographie :

[6] **Lila Ghali** [<https://www.algerie1.com>] *consulté le 12-04-2017*

[17] [<http://www.siemens.dz>] *consulté le 25Mars 2017*

[24] [<http://www.futura-sciences.com>] *consulté le 10 mai 2017*

[28] **Gilbert Macé** - Archives Larousse [<http://www.larousse.fr>] *consulté le 27 mai 2017*