

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

SUIVIE STATISTIQUE DU CONTRÔLE DU CIRCUIT COMBUSTIBLE DE LA TURBINE À GAZ CYCLE COMBINÉ DE LA NOUVELLE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ DE MECHERIA (W. NAAMA)

Présenté par :

- **OBIED BACHIR**
- **ZOUDJI MOHAMMED GHERESSI**

Soutenu le : ... 09/07/2020..... devant le Jury :

| | | | |
|------------------------------------|---------------|-----------------------------------|---------------------|
| <i>M. xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx</i> | <i>MAA</i> | <i>Centre Universitaire Naâma</i> | <i>Président</i> |
| <i>M. DJELLOULI OMAR</i> | <i>MCB</i> | <i>Centre Universitaire Naâma</i> | <i>Encadreur</i> |
| <i>M. xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx</i> | <i>Master</i> | <i>Centre Universitaire Naâma</i> | <i>Co-Encadreur</i> |
| <i>M. xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx</i> | <i>MAA</i> | <i>Centre Universitaire Naâma</i> | <i>Examineur</i> |

Remerciements

Ma reconnaissance éternelle et mes vifs remerciements à notre grand créateur, « ALLAH », qui m'a donné la santé et la volonté afin d'accomplir ce P.F.E.

Tout d'abord nous tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon promoteur « Mr Djelouli Omar » de m'avoir orienté et pour ces conseils judicieux, ses riches enseignements et ses orientations, ses suggestions et ses encouragements dans le but de mener à bien ce projet de fin d'études.

Mes remerciement vont également à :

Tous mes enseignants du ENG en GM

Tous les membres de jury qui mes feront l'honneur d'apprécier nôtre travail.

Mes derniers remerciements vont à ma famille, mes amis et toute personne qui m'a aidé de près ou de loin à accomplir ce travail.

Merci à tous.



SOMMAIRE

Introduction

Chapitre I: introduction générale

| | |
|---|----|
| I.1.Historique..... | 01 |
| I.2.Systèmes de production d'énergie | 01 |
| I.2.1.Système énergétique traditionnel | 02 |
| I.2.1.1.Energie Fossiles..... | 02 |
| I.2.1.2.Energie nucléaire..... | 03 |
| I.2.2.Système énergétique renouvelable..... | 03 |
| I.3. Centrale électrique à turbine à gaz | 05 |
| I.3. 1 .Avantage de l'utilisation de la turbine à gaz dans la production d'électricité..... | 06 |
| I.3. 2 .Inconvénients de l'utilisation de la turbine à gaz dans la production d'électricité..... | 07 |
| I.4. Systèmes de contrôle de la turbine à gaz..... | 07 |
| I.4. 1.Contrôle de vitesse..... | 07 |
| I.4. 2.Contrôle de l'excès de température..... | 09 |
| I.4. 3.Contrôle des vibrations..... | 09 |
| I.4. 4.Contrôle de flamme | 09 |
| I.4. 5.Contrôle du circuit de combustible..... | 10 |

Chapitre II : Turbine à Gaz

| | |
|--------------------------|----|
| II.1. Introduction | 12 |
|--------------------------|----|

| | |
|---|----|
| II.2. TURBINE A GAZ..... | 13 |
| II.2.1. Définition..... | 13 |
| II.3. Terminologie des composants de la turbine à gaz..... | 14 |
| II.3. Terminologie des composants de la turbine à gaz..... | 14 |
| a) Compresseur..... | 15 |
| b) Système chambre de combustion..... | 15 |
| c) Turbine..... | 15 |
| II.4. Différent type de turbine à gaz | 15 |
| II.4. Différent type de turbine à gaz | 15 |
| II.4.1. Classification d'après le mode de construction | 16 |
| a) Turbine à un seul arbre | 16 |
| b) Turbine à gaz à plusieurs arbres..... | 16 |
| II.4.2. Classification selon le cycle de travail..... | 18 |
| a) Les cycles simples | 18 |
| b) Cycle combiné et cogénération..... | 19 |
| II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz | 20 |
| II.6. Principe thermodynamique | 21 |
| II.7. Améliorations de la Performance | 23 |
| II.7.1. Turbine à cycle combiné (cogénération)..... | 23 |
| II.7.1.1 Principe thermodynamique du cycle combiné..... | 27 |
| II.8. Paramètres influant sur les performances d'une turbine à gaz..... | 29 |
| II.8.1. Influence des conditions d'entrée et de sortie turbine à gaz..... | 29 |

Chapitre III : SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

| | |
|---|----|
| III.1. Généralité | 32 |
| III.2. Système de combustion à faible production de NOx sec 2.6..... | 33 |
| III.3. Equipements..... | 35 |
| III.3.1. les vannes de contrôle de débit | 35 |
| III.3.1.1. Vanne d'arrêt auxiliaire de combustible gazeux (VS4-1) | 35 |
| III.3.1.2. Vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse (VSR-1) | 36 |
| III.3.1.3. Vannes de réglage du débit de combustible gazeux (VGC-1) | 36 |
| III.4. Instruments de mesure..... | 37 |
| III.4.1. Manomètres | 37 |
| III.4.2. Thermocouples (FTG-1A, -1B, -2A, -2B & PG-G1-1, -2, -3) | 38 |

Chapitre VI : LA PARTIE EXPERIMENTALE

| | |
|--|----|
| IV.1. Types et nature des données..... | 39 |
| IV.2. Méthode..... | 42 |
| IV.3. Résultats et discussion..... | 43 |
| IV.3. 1. Descriptive des données exploitées..... | 43 |
| IV.3.2. Analyse graphique..... | 43 |
| IV.3.3. Etude de la linéarité..... | 44 |
| IV.3.4. Etude de la variabilité des mesures..... | 46 |
| IV.3.5. Identification des facteurs d'influence de mesure des pressions de contrôle du circuit du combustible gazeux..... | 47 |
| IV.3.6. Analyse de variance..... | 47 |
| IV.3.7. Interaction..... | 50 |

Conclusion général

| | |
|-------------------------|----|
| Conclusion général..... | 51 |
| Bibliographie..... | 52 |

ملخص

في هذا العمل، قمنا بإجراء تحليل إحصائي، على البيانات الحقيقية لكميات الضغط ودرجة الحرارة، من أجل متابعة التحكم في دورة الوقود لمحطة الطاقة الجديدة بالمشربية (ولاية النعامة). تم تسجيل تغيرات منخفضة للغاية (0 إلى 1.5٪)، للقياسات التي يفترض أنها تتأثر بالظروف المحيطة. من ناحية أخرى، تم تحديد عوامل التأثير المحتملة على التحكم في دورة الوقود، دون تأثير كبير باستثناء حالة عامل الوقت (أيام) ، والتي كشفت أيضًا عن تفاعل مع العوامل الأخرى.

Summary

In this work, we carried out a statistical analysis, in post-analysis mode, on real data of the pressure and temperature quantities, in order to follow the control of the fuel circuit of the new power plant of Mecheria (Wilaya of Naama). Very low variability (0 to 1.5%) was recorded, for the measures assumed to be affected by the surrounding conditions. On the other hand, potential factors of influence on the control of the fuel circuit were identified, without significant influence except for the case of the time factor (days), which also revealed an interaction with the other factors.

Résumé

Dans ce travail nous avons réalisé une analyse statistique, en mode post-analyse, sur des données réelles des grandeurs de pression et de température, afin de suivre le contrôle du circuit combustible de la nouvelle centrale de production d'électricité de Mecheria (Wilaya de Naama). Une très faible variabilité (0 à 1.5 %) a été enregistrée, pour les mesures supposées affectées par les conditions environnant. D'autre part, des facteurs potentiels d'influence sur le contrôle du circuit combustible ont été identifiés, sans influence significative sauf pour le cas du facteur temps (jours), qui a révélé aussi une interaction avec les autres facteurs.

LISTE TABLAUX

Chapitre I: introduction générale

| | |
|---|----|
| Tableau. I.1. Comparaison entre les systèmes de production d'électricité..... | 05 |
|---|----|

Chapitre II: Turbine à Gaz

| | |
|--|----|
| Tableau .II.1 . Paramètres influant sur les performances d'une turbine à gaz.... | 29 |
|--|----|

Chapitre IV : LA PARTIE EXPERIMENTALE

| | |
|---|----|
| Tableau IV.1. Fiche des grandeurs exploitées au niveau du DLN (Dray Low Nitrogen emission)..... | 39 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Tableau. IV.2. Fiche des grandeurs exploitées au niveau du compartiment Abri poste gaz..... | 40 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Tableau. IV.3. résumé les résultats collectés en duplicate (Jour et Nuit), pendant 4 jours, des mesures de différentes pressions et température de contrôle du circuit du combustible gazeux..... | 43 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Tableau IV.4 .Données des erreurs relatives des mesures de pression au niveau des compartiments du circuit combustible..... | 48 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| Tableau. IV.5. ANOVA à trois facteurs, montrant l'interaction (facteur A vs facteur C)..... | 49 |
|---|----|

| | |
|--|----|
| Tableau IV.6 .ANOVA à trois facteurs, montrant l'interaction (facteur A vs facteur B)..... | 49 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| Tableau IV.7. Comparaison des moyennes..... | 50 |
|---|----|

LISTE FIGURE

Chapitre I : introduction générale

| | |
|--|------------|
| <i>Fig. I.1.Énergie Fossiles.....</i> | <i>02</i> |
| <i>Fig. I.2.Centrale nucléaire.....</i> | <i>03</i> |
| <i>Fig. I.3. Énergies renouvelables.....</i> | <i>04.</i> |
| <i>Fig. I.4.centrale électrique à turbine à gaz.....</i> | <i>06</i> |

Chapitre II : Turbine à gaz

| | |
|--|-----------|
| <i>Fig. II .1.vue de la turbine a gaz.....</i> | <i>13</i> |
| <i>Fig. II .2.Turbine à gaz à cycle simple et à un seul arbre.....</i> | <i>14</i> |
| <i>Fig. II .3.Noyau de la turbine à gaz.....</i> | <i>15</i> |
| <i>Fig. II .4.Turbine à gaz un seul arbre.....</i> | <i>16</i> |
| <i>Fig. II .5.Turbine à gaz à plusieurs arbres.....</i> | <i>17</i> |
| <i>Fig. II .6.Diagrammes du cycle de Brayton, de gauche (P=f(T)) de droite (T=f(S))</i> | <i>21</i> |
| <i>Fig. II .7.comparaison des différents cycles thermodynamique.....</i> | <i>24</i> |
| <i>Fig. II .8.Turbine à cycle combiné.....</i> | <i>25</i> |
| <i>Fig. II .9.modèle thermodynamique du cycle combiné.....</i> | <i>26</i> |
| <i>Fig.II.10. Le cycle combiné Brayton-Rankine.....</i> | <i>27</i> |
| <i>Fig. II.11. Coefficients d'influence de la température d'air entrée compresseur.....</i> | <i>30</i> |
| <i>Fig. II.12. Coefficient d'influence de la pression entrée turbine à gaz (ou de l'altitude).....</i> | <i>30</i> |
| <i>Fig. II.13. Coefficients d'influence de l'humidité amont turbine à gaz.....</i> | <i>31</i> |
| <i>Fig. II.14. Coefficients d'influence d'une perte de charge entrée turbine à gaz.....</i> | <i>31</i> |

Chapitre III : SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

| | |
|---|----|
| Fig.III.1. DLN-2 Système d'alimentation de gaz..... | 33 |
| Fig.III.2. Disposition des injecteurs de combustible DLN2.6+..... | 34 |
| Fig.III.3. Schéma simplifié du circuit de combustible gazeux..... | 37 |

Chapitre IV : LA PARTIE EXPERIMENTALE

| | |
|--|----|
| Fig. IV.1. Saisie manuelle des mesures de ces grandeurs..... | 41 |
| Fig. IV.2. Interface software du logiciel Origine..... | 42 |
| Fig. IV.3. Dispersion des données de pressions mesurées en fonction des valeurs attendues..... | 44 |
| Fig. IV.4. Linéarité des mesures de pression dans le compartiment du circuit du combustible gazeux ... ; ligne continue ($y = x$), ligne discontinue ($P_{mes} = f(P_{att})$)..... | 45 |
| Fig. IV.5. Variabilité des mesures de pressions de contrôle du circuit combustible gazeux | 46 |
| Fig. IV.6. Interaction entre le facteur temps et le facteur ordre de grandeur..... | 51 |
| Fig. IV.7. Interaction entre le facteur temps et le facteur zone de mesure..... | 51 |
| Fig. IV.8. Interaction entre le facteur ordre de grandeur et le facteur zone de mesure..... | 52 |

LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS

ABREVIATIONS

| | |
|-----|-----------------------------------|
| ISO | INTERNATIONALE CONDITION STANDARD |
| TG | TURBINE A GAZ |
| C | COMPRESSEUR |
| G | GAZ |
| CH | CHAMBRE DE COMBUSTION |
| M | MOTEUR DE LANCEMENT |
| EC | ECHAPPEMENT |
| T | TURBINE |
| | |

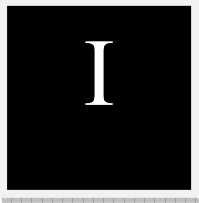
SYMBOLES

| VARIABLE | DESIGNATION | UNITE |
|----------|---|------------|
| CP | CHALEUR SPECIFIQUE MASSIQUE A PRESSION CONSTANTE | [KJ/KG° K] |
| γ | EXPOSANT ADIABATIQUE | |
| P | PRESSION THERMODYNAMIQUE | [BAR] |
| B | RAPPORT DE COMPRESSION | [BAR] |
| T | TEMPERATURE ABSOLUE | [C°] |

| | | |
|-----------|----------------------------------|------------------------------|
| n_m | RENDEMENT MECANIQUE | |
| n_{cc} | RENDEMENT CHAMBRE DE COMPRESSION | |
| \dot{M} | DEBIT MASSIQUE DE COMBUSTIBLE | [KG/S] |
| Q | QUANTITE DE CHALEUR | [KJ/KG] |
| V | LA PUISSANCE DE LA TURBINE | [MW] |
| PCI | POUVOIR CALORIFIQUE INFERIEUR | [KJ/KG] |
| W_c | TRAVAIL COMPRESSEUR | [KJ/KG] |
| A | LA QUANTITE D'AIR CONSOMME | [KG D'AIR/KG COMBUSTIBLE] |
| C_s | LA CONSOMMATION SPECIFIQUE | [KJ/KWH] |

CHAPITRE I

introduction générale



Introduction général

I.1.Historique

En 1993, la production mondiale d'électricité était de 12 300 milliards de kWh (Organisation des Nations Unies (ONU), 1995), 1 kWh correspondant à la quantité d'électricité nécessaire pour éclairer 10 ampoules de 100 W pendant une heure. Les Etats-Unis ont produit à eux seuls 25% de l'énergie totale. La production américaine, qui comprend des entreprises publiques et privées, s'est en effet élevée à 3 100 milliards de kWh en 1993; elle provenait de plus de 10 000 centrales (US Département of Energie, 1995). La fraction de cette industrie, qui est détenue par des investisseurs privés, emploie 430 000 personnes dans l'exploitation et la maintenance et enregistre des gains annuels de l'ordre de 200 milliards de dollars.[1]

L'électricité est produite dans des centrales qui utilisent des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel ou charbon) ou qui font appel à l'énergie nucléaire ou à l'énergie hydraulique.

En Algérie, l'énergie électrique est produite principalement à partir du gaz naturel, la part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96%. La turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement faible par rapport à la turbine à vapeur, et un délai de construction court. Cependant, les turbines à gaz conventionnels industriels ont une efficacité moindre, surtout à la charge partielle.

I.2.Systèmes de production d'énergie

L'électricité est devenue une énergie incontournable. Sans elle, plus d'éclairage, ni de force motrice, ni de distribution d'eau, ni de communication

La production de l'électricité se trouve dans deux systèmes [2] :

Introduction générale

I.2.1. Système énergétique traditionnel

Dans ce système on a deux sources de production d'énergie :

I.2.1.1. Energie Fossiles

Les énergies fossiles sont présentes naturellement dans le sous-sol de la Terre. Elles se sont constituées à partir de matières organiques qui se sont décomposées durant des millions d'années. Elles existent sous trois formes : le pétrole, le gaz naturel et le charbon. Elles servent de carburants, de combustibles mais sont également utilisées pour produire de l'électricité.



Fig. I .1. Energie Fossiles

Elles sont actuellement la source d'énergie la plus utilisée dans le monde (79 %). Elles sont souvent pointées du doigt à cause de leur caractère polluant mais l'exploitation internationale du pétrole, et du charbon dans une moindre mesure, ne cesse pas pour autant. Les gisements de gaz et de pétrole se situent surtout sous les mers et les océans. Pour les récupérer, il faut pratiquer le forage. Quant au charbon, il se trouve en sous-sol et nécessite de creuser des mines pour l'extraire. Ces substances sont des hydrocarbures : elles sont composées d'hydrogène et de carbone ce qui font d'elles des substances à haut pouvoir énergétique. C'est leur combustion qui va permettre la production d'électricité dans des centrales thermiques.

Introduction générale

I.2.1.2.Énergie nucléaire

Une centrale nucléaire est une centrale électrique, utilisant la fission nucléaire de matières fissiles pour produire de la chaleur dont une partie est transformée en électricité. C'est actuellement la principale mise en œuvre civile de l'énergie nucléaire.

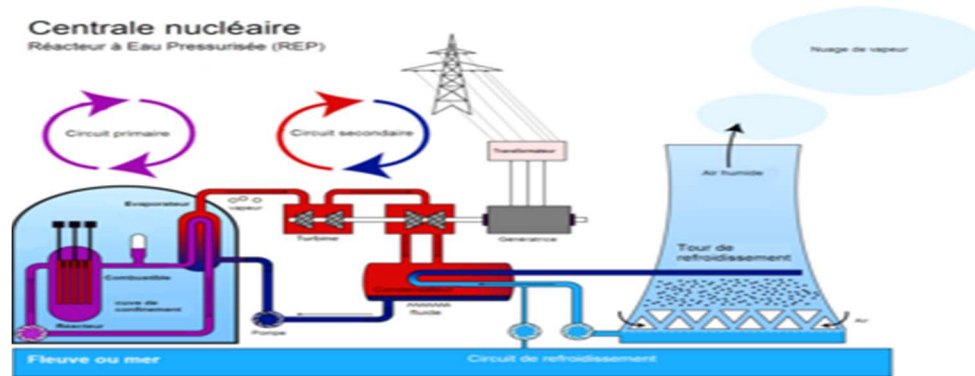


Fig. I.2.Centrale nucléaire

Une centrale nucléaire est constituée d'un ou plusieurs réacteurs nucléaires (jusqu'à 7), dont la puissance électrique varie de 40 MW à plus de 1450 MW. Le futur réacteur EPR aura une puissance de 1600 MW. En 2006, 442 réacteurs fonctionnent dans 31 pays différents dans le monde, soit un total de 370 GW produisant environ 7% de l'électricité mondiale. Pour fabriquer l'électricité ils mettent de l'uranium dans une épaisse cuve de béton, le réacteur. Dans ce réacteur on provoque des réactions atomiques. Cela dégage une chaleur considérable qui permet de chauffer de l'eau. Pour éviter les fuites de radiations, le réacteur et le premier circuit d'eau, sont complètement étanches. Le circuit primaire transmet sa chaleur à un deuxième circuit, qui lui produit la vapeur, utilisée dans de gigantesques turbines.

I.2.2.Système énergétique renouvelable

L'électricité est ici fournie par des sources d'énergie procurées par la nature (14% de la production mondiale): le soleil, le vent, la chaleur du sous-sol, l'eau (les chutes d'eau, les marées), les matières organiques, la croissance des végétaux. Nombreuses sont les sources naturelles et leur avantage est de ne pas émettre, ou très peu, de matières polluantes.

Cinq grandes familles d'énergies renouvelables existent :

- la biomasse

Introduction générale

- l'éolien
- la géothermie,
- l'hydroélectricité
- le solaire (solaire photovoltaïque, solaire thermique)



Fig. I.3. Énergies renouvelables.

Le tableau I.1, repris de [3] montre la comparaison entre ces deux systèmes.

Introduction générale

| Source d'énergie | Avantages | Inconvénients |
|--|-------------------------------|------------------------------------|
| Fossiles (79%) : | Faciles à exploiter | Production de CO2 |
| - Pétrole | | Epuisable |
| - Gaz | | |
| - charbon | | |
| Nucléaire (7%) | Moins cher aujourd'hui. | Epuisable |
| | Moins de CO2 | |
| | | Déchet radioactifs |
| Renouvelables (14%) : | | Risque d'accident nucléaire. |
| | | Ne peuvent être implantée de |
| - Eau | Inépuisables à notre échelle. | partout. |
| - Soleil (thermique et photovoltaïque) | Peu ou non polluantes | Coût plus élevé. |
| - Vent | | Faible puissance. |
| - biomasse (bois, plantes..) | | Fabrication recyclage des cellules |
| - Géothermie | | photovoltaïque |

Tableau I.1. Comparaison entre les systèmes de production d'électricité

I.3. Centrale électrique à turbine à gaz

Dans une turbine à combustion, l'électricité est générée grâce à la circulation de gaz d'échappement issu d'une chambre de combustion et traversant la turbine qui entraîne l'alternateur qui produit l'électricité. La figure (1.4), reprise de [4], donne un plan général sur une implantation d'une centrale électrique fonctionnant à turbine à gaz.[5]

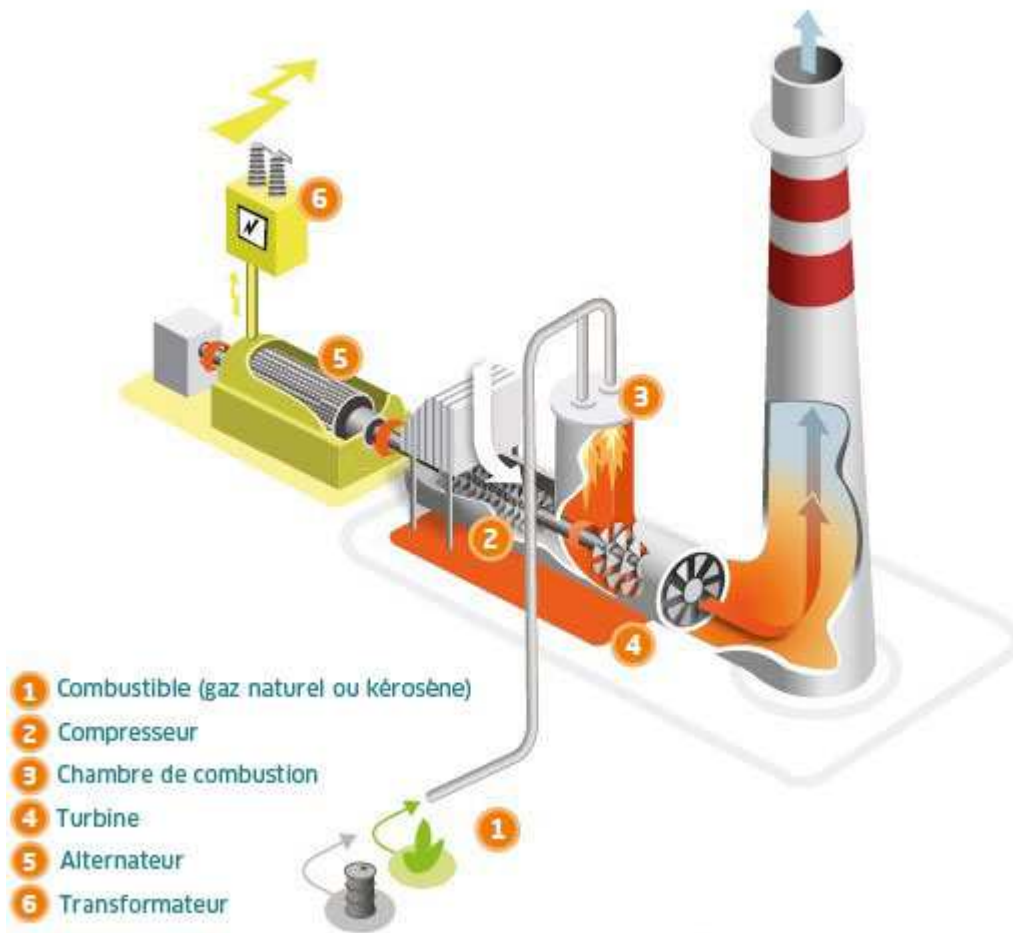


Fig. I.4. centrale électrique à turbine à gaz.

I.3. 1 .Avantage de l'utilisation de la turbine à gaz dans la production d'électricité

- Moyen de production d'électricité « dispatchée » pour répondre à la demande.
- Forte réactivité (moins de 30 min pour atteindre la puissance max).
- Autonomie et sécurité de fourniture des TG grâce au stock de combustible sur site.
- Longue durée de vie (25 à 30 ans).
- Qualité de la chaleur pour cogénération (haute température).

I.3. 2 .Inconvénients de l'utilisation de la turbine à gaz dans la production d'électricité

- Usage de combustible fossiles (raréfaction et coût de la ressource, dépendance énergétique).
- Émissions de gaz à effet de serre et d'éléments polluants, notamment pour le fioul (SOX).
- Coût lié aux arrêts / démarrage (croissants avec le besoin de flexibilité sur les réseaux).[6]

I.4. Systèmes de contrôle de la turbine à gaz

I.4. 1.Contrôle de vitesse

Le mécanisme de déclenchement de survitesse est un dispositif qui conjointement avec l'ensemble de la masse de survitesse, donne un moyen mécanique pour mettre la turbine à l'arrêt automatiquement quand la vitesse de l'arbre atteint une vitesse de déclenchement spécifiée. Le mécanisme de déclenchement de survitesse est un ensemble hydraulique. Il comprend une vanne hydraulique pilote, qui ouvre une lumière de décharge quand elle se trouve en position déclenchement, reliant ainsi le système de déclenchement hydraulique à la vidange, la vanne hydraulique pilote est munie d'un ressort de rappel, et elle est maintenue en position armée par une gâchette fermant la lumière de vidange. De cette façon, les autres dispositifs du système de déclenchement hydraulique peuvent contrôler la pression dans ce système. Quand la masse de survitesse se déplace, elle vient frapper la gâchette qui débloque la vanne hydraulique pilote, cette vanne se met en position de décharge très rapidement sous effet de son ressort. La pression du système de déclenchement hydraulique tombe rapidement ce qui fait que la vanne d'arrêt de combustible et les autres dispositifs du système de protection se ferme et mettent la turbine à l'arrêt.

Le contact électrique monté sur le mécanisme de déclenchement est également actionné quand la vanne hydraulique pilote se met en position de déclenchement. Ce contact met en route la mise à l'arrêt de la turbine par voie électrique au moyen du tableau de commande de la turbine tout en déchargeant simultanément la pression du système de

Introduction générale

déclenchement hydraulique au moyen d'électrovanne 20 HD. Cette décharge de pression du système par voie électrique est en redondance avec la décharge par voie mécanique à l'aide de la vanne pilote.

La masse de survitesse (plongeur) est réalisé de telle sorte que son centre de gravité soit décentré par rapport à l'axe de rotation. Elle est soumise à la force d'un ressort qui est supérieurs à la force centrifuge jusqu'à ce que la vitesse de consigne de déclenchement soit atteints, la force centrifuge agissent sur la masse devient supérieur à la force du ressort de rappel, ce déséquilibre provoque le déplacement très rapide de la masse sur toute sa course, elle vient frapper la gâchette du mécanisme de déclenchement de survitesse mettant en route la mise à l'arrêt de la turbine par survitesse.

Le groupe peut également être déclenché par voie électronique si une survitesse se produit. Des détecteurs constitués par des capteurs magnétiques à niveau de sortie élevé sont utilisés à cet effet. Ils sont réalisés avec un aimant permanent entouré d'une bobine et enfermé dans une gaine en acier avec un connecteur à l'arrière. Une roue dentée comportant 60 dents est incorporée à l'arbre de la turbine et forme le rotor d'un alternateur à induction. Cette roue dentée agit sur quatre capteurs indépendants. La variation de flux magnétique induit un courant alternatif dans la bobine, proportionnel au changement de flux déterminé par la vitesse de la turbine et dépendant de la distance entre le capteur et la roue dentée, il y a deux voies en redondance, chacune ayant sa propre redondance.

Un signal de déclenchement est émis si une des conditions se produit :

- Le point de consigne de déclenchement est atteint ou dépassé.
- Le signal CA du détecteur est trop élevé (capteur trop près de la roue).
- Capteurs en court-circuit ou en circuit ouvert.
- Panne d'alimentation des cartes de circuit correspondances.

Quand le système électronique de survitesse détecte une condition de déclenchement, les circuits coupent l'alimentation de la vanne hydraulique de décharge, ce qui fait communiquer le circuit d'huile de déclenchement hydraulique et la décharge, provoquant la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible. Avec son alimentation en combustion coupée, la machine s'arrête. [7]

1.4. 2. Contrôle de l'excès de température

Deux canaux de déclenchement d'excès de température sont installés indépendants l'un à l'autre, chacun comprenant un amplificateur de thermocouple et un circuit de déclenchement à seuil de niveau. Les amplificateurs reçoivent leurs signaux provenant de thermocouples installés dans le caisson d'échappement de la turbine. Le signal de sortie de l'amplificateur de thermocouple attaque un système détecteur de niveau dont le seuil de déclenchement est réglable, en vue de déclencher la turbine quand la température maximale admissible à l'échappement est atteinte. Quand le système d'excès de température détecte une condition de déclenchement, les circuits coupent l'alimentation de la vanne hydraulique de décharge, provoquant ainsi la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible et mettant la turbine à l'arrêt de ce fait. [7]

1.4. 3. Contrôle des vibrations

Protection contre les vibrations est généralement assurée par des capteurs de vitesse, deux sur la turbine à gaz, et un sur la charge entraînée. Les transmetteurs de ces capteurs produisent un signal proportionnel à la vitesse de la vibration. Le système de déclenchement est réglé par un point de consigne spécifié par les spécifications de la commande. Au cas où il se produirait un circuit ouvert, un court-circuit ou un point de masse dans l'un des trois canaux indépendant, une alarme est émise, mais le groupe peut rester en marche. Une carte d'étalonnage est fournie afin de régler et de vérifier chaque canal. [7]

1.4. 4. Contrôle de flamme

Quatre détecteurs de flamme sont utilisés dans la séquence de lancement et pendant le fonctionnement normal de la turbine à gaz. Pendant le lancement, dès qu'un détecteur de chaque côté de la turbine détecte la flamme, la séquence de lancement poursuit. En cas de défaillance d'un détecteur, une alarme est émise, le groupe peut rester en marche. Les détecteurs de flamme sont de type sensible aux rayons ultra-violet. Ils sont constitués par deux électrodes de tungstène enfermés dans une enveloppe de quartz ou de borosilicate contenant de l'hydrogène sous basse pression. La haute tension appliquée entre les électrodes produit une décharge d'effluves si un rayonnement ultra-violet est présent. Sinon, il ne se produit pas

Introduction générale

de décharge, et aucun courant ne passe dans le tube. Ce système permet de bloquer la séquence de lancement s'il n'y a pas de flamme, et de mettre la turbine à l'arrêt en cas de perte de flamme en cours de fonctionnement. [7]

1.4. 5. Contrôle du circuit de combustible

Le système de contrôle du circuit de combustible, représente l'objectif principal dans ce travail, étant donné son importance dans la régulation et le maintien du débit du combustible et par conséquent, améliorer la performance et le rendement thermique de la turbine à gaz.

En effet, Les centrales électriques fonctionnant avec une turbine à gaz, disposent d'un compartiment du circuit du combustible, géré par plusieurs vannes, permettant de réguler le débit du combustible. Ce qui nécessite le contrôle des pressions et des températures à plusieurs niveaux (zones) du compartiment combustible. Comme dans le cas de la nouvelle centrale électrique à cycle combiné de Mecheria, où le système de contrôle du combustible de la turbine à gaz nécessite de convertir le flux du combustible (en chambre à combustion) en réponse au signal de référence (FSR) (Fuel Speed Reference). Dans le cas de combustible gazeux, le système de contrôle de la faible émission sèche de DLN 2.6+ 9FA régule la distribution du combustible gaz vers la chambre de combustion multi-buse.

Plus de détails sur ce contenu est présenté dans la suite de ce manuscrit. Dont la structure, en plus de cette introduction, est répartie en trois autres chapitres.

Le chapitre II est consacré principalement à la terminologie normative de la turbine à gaz et à son principe de fonctionnement. Nous introduisons à ce sujet une description théorique du fondement thermodynamique de ce principe.

Le chapitre III est consacré à la présentation du compartiment du circuit combustible, principalement, les vannes de contrôle du débit combustible et les instruments de mesure des grandeurs contrôlées à ce niveau.

En fin, le chapitre IV est consacré à la partie expérimentale de ce travail et qui consiste, comme le titre de ce thème l'indique, à une suivie statistique du contrôle du circuit

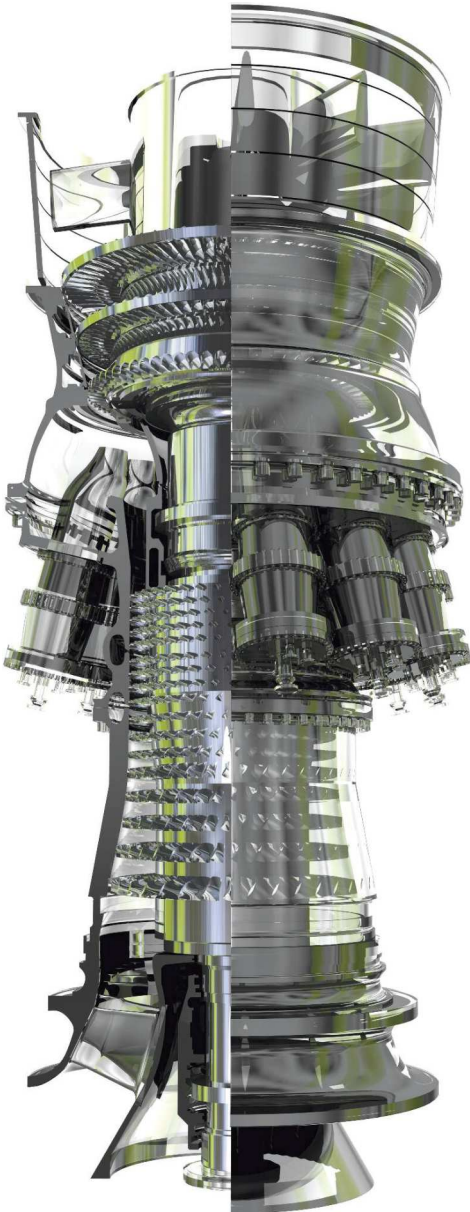
Introduction générale

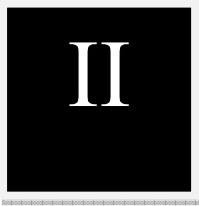
combustible de la nouvelle turbine à gaz à cycle combiné de la centrale de production électrique de Mecheria. Nous traitons pour cette cause des données réelles, collectées sur des grandeurs de pression et de température. Nous discutons, d'une part, la dispersion et la variabilité des données et d'autre part, l'analyse de variance et l'interaction de certains facteurs que nous avons estimés influant dans ce processus de contrôle.

CHAPITRE II

Turbine à Gaz

Turbine à Gaz





Turbine à Gaz

II.1. Introduction

La turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement faible par rapport à la turbine à vapeur, et un délai de construction court. Cependant, les turbines à gaz conventionnels industriels ont une efficacité moindre, surtout à la charge partielle. Actuellement le système énergétique le plus efficace est la centrale de cycle combiné, où la chaleur des gaz d'échappement est récupérée pour faire fonctionner une turbine à vapeur. La puissance d'un tel cycle peut atteindre 250 à 400 MW pour un rendement de plus de 58% [1].

Pour l'amélioration des performances de la turbine à gaz il y a deux approches :

- Première approche : l'augmentation de la température d'entrée turbine et du rapport de compression, sont technologiquement limitées par la résistance du matériau et sa détérioration à températures élevées, aussi on a risque d'augmenter les émissions de NOx.
- Deuxième approche : consiste à modifier le cycle de Brayton. Ces modifications sont mises en œuvre et analysées dans la littérature et peuvent être divisées en trois catégories : cycle sec, cycle humide et cycle hybride.

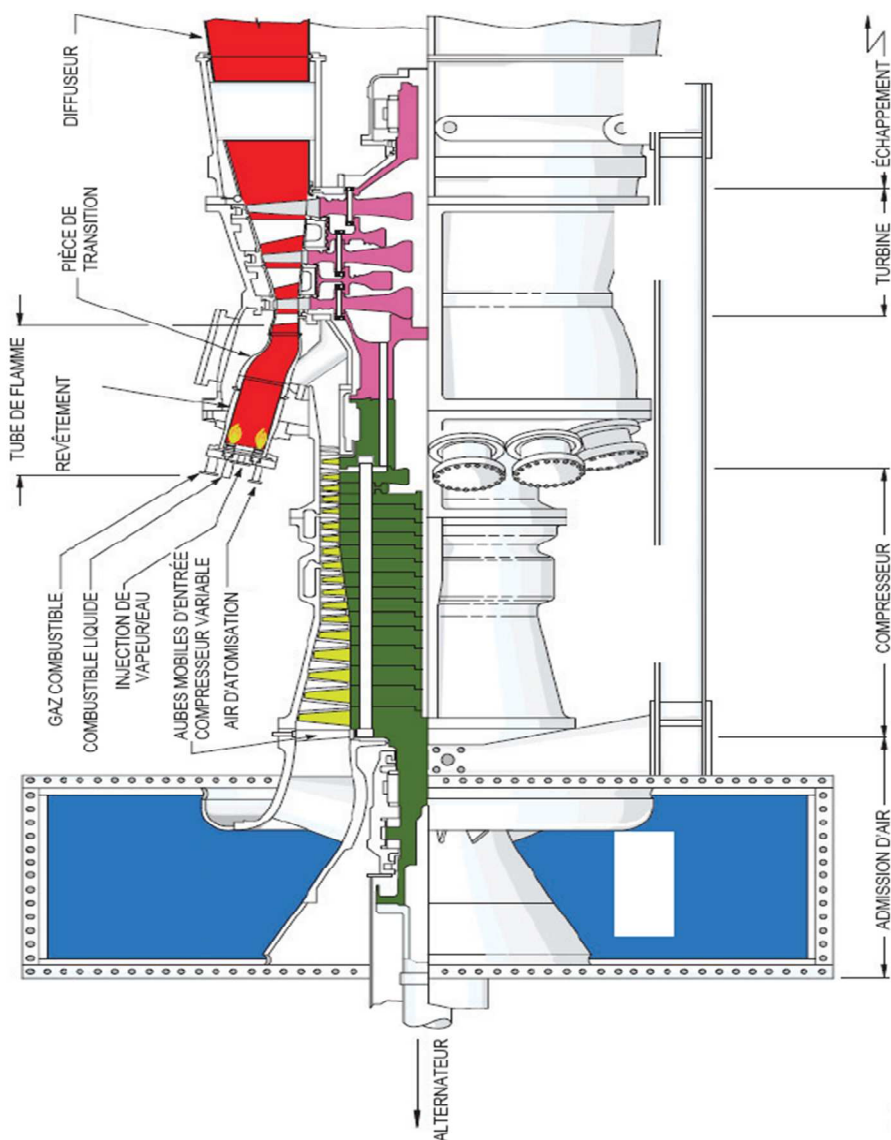
La cogénération, qui est une production simultanée d'énergie électrique/ou mécanique et de chaleur, est une technologie utilisée par de nombreux industriels comme un moyen économique de satisfaire les exigences énergétiques. Elle est considérée comme la configuration la plus développée car elle offre des performances supérieures par rapport à d'autres systèmes qui sont susceptibles d'être disponibles à grande échelle pour la production d'électricité. D'autant plus leur rendement est relativement élevé (> 50%), [1].

II.2. TURBINE A GAZ

II.2.1. Définition

Selon la définition de la norme [2], la turbine à gaz est une machine transformant l'énergie thermique en énergie mécanique ; elle comprend un ou plusieurs compresseurs rotatifs, un ou plusieurs dispositifs thermiques réchauffant le fluide moteur, une ou plusieurs turbines, un système de régulation et des auxiliaires essentiels. Tout échangeur de chaleur se trouvant dans le circuit principal du fluide moteur, à l'exclusion des récupérateurs de chaleur à l'échappement, sera considéré comme faisant partie de la turbine à gaz. La figure ... donne une coupe d'un type de turbine à gaz désignée pour la production d'électricité et montre ces trois principaux composants de base (Compresseur, chambre à combustion et turbine).

Fig. II .1.vue de la turbine a gaz



II.3. Terminologie des composants de la turbine à gaz

La turbine à gaz est constituée principalement de quatre composants de base, qui sont : le compresseur, la chambre à combustion, la turbine et la charge, comme l'indique, à titre d'exemple, le schéma de la **figure. II.2**, d'une réalisation de la turbine à gaz [2], dans sa conception la plus simple.

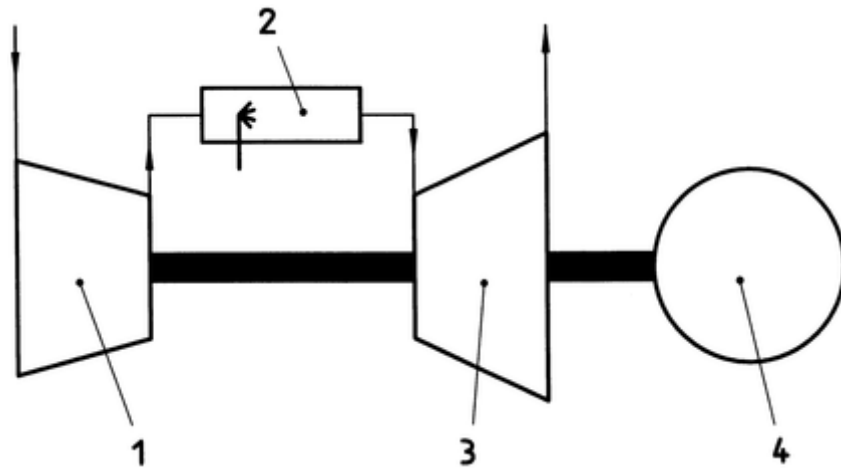


Fig. II .2.Turbine à gaz à cycle simple et à un seul arbre

- 1 Compresseur
- 2 Chambre de combustion
- 3 Turbine
- 4 Charge

D'autre part, l'ensemble comprenant le compresseur de la turbine à gaz, le système de combustion, la turbine de puissance et l'équipement intégral, comme le montre(la figure II.2), forme ce qu'on appelle aussi, dans les nouvelles publications ISO ; le noyau de la turbine à gaz [3]

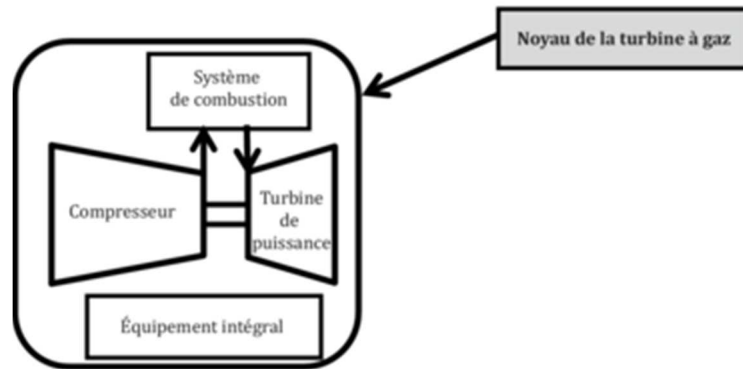


Fig. II .3.Noyau de la turbine à gaz

a) Compresseur

Le vocabulaire de la norme [4] définit que le compresseur est l'élément d'une turbine à gaz qui utilise l'énergie mécanique pour augmenter la pression et la température du fluide moteur.

b) Système chambre de combustion

Selon les mêmes définitions ISO, la chambre à combustion est l'élément de la turbine à gaz dans lequel le combustible (source de chaleur) réagit avec le fluide moteur pour augmenter la température de ce dernier

c) Turbine

Lorsqu'utilisé seul, ce terme ne se rapporte qu'à l'élément de la turbine à gaz qui produit de l'énergie mécanique à partir de la détente du fluide moteur, [4]

II.4. Différent type de turbine à gaz

Les turbines à gaz peuvent être classées en plusieurs catégories, selon différents critères, tel que :

II.4.1. Classification d'après le mode de construction

a) Turbine à un seul arbre

Turbine à gaz dans laquelle la puissance produite par le processus de détente est mise à disposition par l'intermédiaire d'un seul arbre mécaniquement accouplé au compresseur et à la charge de telle manière qu'ils tournent tous à l'unisson, comme illustré dans (la figure II.4)

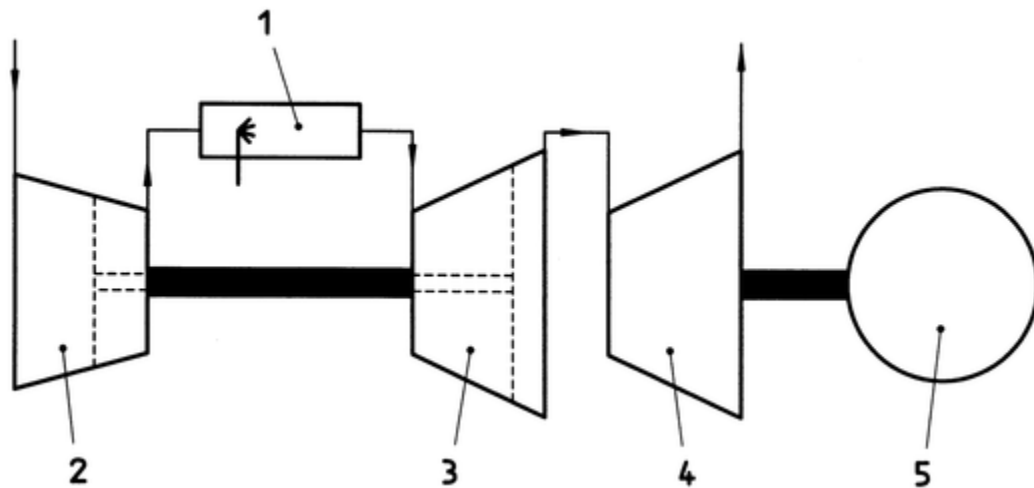


Fig. II .4.Turbine à gaz un seul arbre

- | | | | |
|---|------------------------|---|----------------------|
| 1 | Chambre de combustion | 4 | Turbine de puissance |
| 2 | Compresseur | 5 | Charge |
| 3 | Turbine de compression | | |

On notée qu'une disposition à deux rotors concentriques est indiquée en pointillés.

b) Turbine à gaz à plusieurs arbres

C'est une turbine à gaz composée d'au moins deux éléments de turbine ayant un arbre distinct

Dans cette catégorie entrent les turbines à gaz à arbres séparés (split-shaft) ayant une turbine de puissance libre et un seul arbre de turbine à compresseur ou les turbines à gaz à plusieurs rotors de turbines à compresseur. (La Figure. II.5).

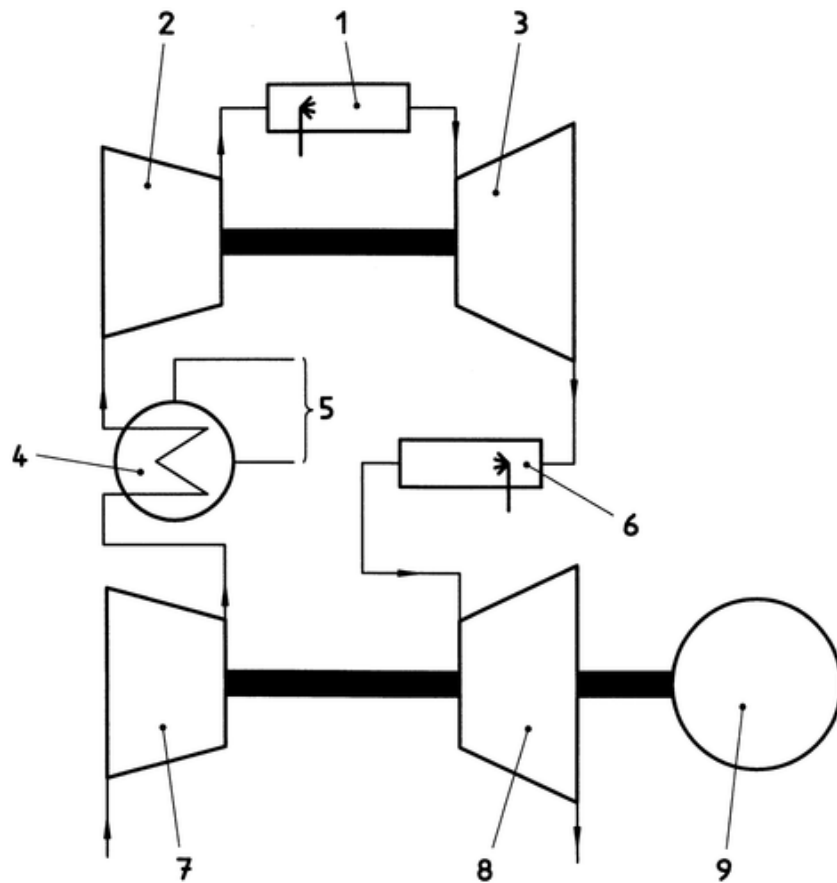


Fig. II .5.Turbine à gaz à plusieurs arbres

- 1 Chambre de combustion
- 2 Compresseur haute pression
- 3 Turbine haute pression
- 4 Refroidisseur intermédiaire
- 5 Fluide de refroidissement
- 6 Chambre de combustion de réchauffage
- 7 Compresseur basse pression
- 8 Turbine basse pression
- 9 Charge

II.4.2. Classification selon le cycle de travail

On a des cycles simples et combinés :

a) Les cycles simples

- **cycle simple**

Cycle thermodynamique constitué uniquement, et dans l'ordre, d'une compression, d'une combustion et d'une détente [4]

- **cycle ouvert**

Cycle thermodynamique dans lequel le fluide moteur, qui entre dans la turbine à gaz, vient de l'atmosphère et s'échappe dans l'atmosphère.[4]

- **cycle fermé**

Cycle thermodynamique dans lequel le fluide moteur est indépendant de l'atmosphère et est continuellement recyclé.[4]

- **cycle semi-fermé**

Cycle thermodynamique dans lequel la combustion se fait dans un fluide moteur partiellement recyclé et partiellement régénéré par de l'air atmosphérique.[4]

- **cycle avec récupération**

Cycle thermodynamique utilisant la chaleur des gaz d'échappement, et comportant successivement une compression, un réchauffage (par récupération), une combustion, une détente et un refroidissement (par transfert de chaleur des gaz d'échappement au fluide sortant du compresseur) du fluide moteur.[4]

- **cycle à refroidissement intermédiaire**

Cycle thermodynamique dans lequel le fluide moteur est refroidi entre les étages successifs de compression.[4]

- **cycle avec réchauffage**

Cycle thermodynamique dans lequel une certaine quantité d'énergie thermique est fournie au fluide moteur entre les étages de détente.[4]

- **cycle mixte**

Cycle thermodynamique dans lequel un cycle de turbine à gaz est combiné avec un cycle de Rankine à vapeur ou fluide d'autre nature.

La chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est utilisée pour produire la vapeur utilisée dans le cycle de Rankine.

Le rendement thermique supérieur de ce cycle est dû à la combinaison des meilleures qualités thermodynamiques de chaque cycle, à savoir l'adjonction d'énergie thermique aux

températures élevées dans le cycle de la turbine à gaz et le rejet d'énergie thermique aux basses températures dans le cycle de Rankine.[4]

b) Cycle combiné et cogénération

- **cycle combiné non chauffé**

Cycle thermodynamique combiné dans lequel l'intégralité de la chaleur est ajoutée à la partie turbine à gaz du cycle c'est le plus efficace des divers cycles combinés car la chaleur est ajoutée au niveau de température supérieur du cycle de la turbine à gaz.

- **cycle combiné à chauffage complémentaire**

Cycle thermodynamique combiné dans lequel une partie de la chaleur est ajoutée au cycle après passage du fluide moteur dans la turbine à gaz

La puissance obtenue avec ce cycle combiné est considérablement améliorée par le chauffage complémentaire au léger détriment du rendement du cycle.

- **cycle combiné entièrement chauffé**

Cycle combiné à chauffage complémentaire dans lequel la totalité de l'oxygène contenu dans le fluide moteur est combinée avec le combustible

- **cycle combiné à chaudière suralimentée et turbine à gaz**

Cycle combiné dans lequel le générateur de vapeur est placé après la chambre de combustion côté gaz du cycle et avant le détenteur

- **cycle combiné à récupération de chaleur pour le chauffage de l'eau d'alimentation**

Cycle combiné dans lequel les gaz d'échappement provenant de la turbine à gaz servent essentiellement à chauffer l'eau d'alimentation.

- **cycle combiné à un arbre**

Cycle combiné dans lequel la puissance de sortie utile du cycle est prélevée sur un seul arbre

- **cycle combiné à plusieurs arbres**

Cycle combiné dans lequel la puissance de sortie utile du cycle est prélevée sur plusieurs arbres

- **cycle combiné à cycle de Rankine à niveau unique de pression**

Cycle combiné dans lequel le fluide moteur du cycle de Rankine est généré à un seul niveau de pression

- **cycle combiné à cycle de Rankine à plusieurs niveaux de pression**

Cycle combiné dans lequel le fluide moteur du cycle de Rankine est généré à plus d'un niveau de pression et détendu dans la turbine à fluide de Rankine à partir du niveau de pression auquel il a été généré

- **cycle mixte de Rankine à réchauffage**

Cycle combiné dans lequel le fluide moteur du cycle de Rankine est réchauffé à une (des) pression(s) inférieure(s) lors de son processus de détente [4]

II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Lorsque le démarreur de la turbine et le système de démarrage de l'embrayage sont activés, l'air ambiant est extrait du canal d'admission d'air, filtré et comprimé dans le flux axial, l'air comprimé passe par le compresseur à travers l'espace annulaire entourant les chambres de combustion, puis dans les espaces entre les corps externes et les tubes de flamme, et pénètre dans la zone de combustion par Pendant les trous d'étalonnage pour chaque tube de flamme.

Le carburant est alimenté par une source externe par des conduites se terminant par une injection primaire et secondaire dans le carter final de chambres de combustion séparées. Les injecteurs pénètrent le carburant dans la zone de combustion de chaque pièce où il est mélangé à l'air de combustion et allumé par une ou plusieurs bougies. Au moment où le carburant explose dans la chambre de combustion, la flamme se propage, via des tubes d'interconnexion, à toutes les autres chambres

Les gaz chauds passent des chambres de combustion à la section de turbine à trois étages.

Chaque étage se compose d'un distributeur toroïdal et d'une description des aubes de turbine. Dans chaque distributeur annulaire, l'énergie cinétique du plan augmente avec la chute de pression associée absorbée par l'action des pales du rotor de turbine et provoque la rotation de l'arbre utilisée pour entraîner le générateur et produire de l'électricité. Après avoir traversé les rotors du troisième étage, les gaz sont dirigés vers le diffuseur d'échappement.

Les gaz traversent ensuite le canal d'échappement et sont introduits dans l'atmosphère par les débris d'échappement.[5]

II.6. Principe thermodynamique

Le cycle idéal de Brayton se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les deux processus isobares sont constitués du système de chambre de combustion de la turbine à gaz et du côté gaz. Les deux processus isentropiques représentent les processus de compression (Compresseur) et d'expansion (Turbine Expansion) dans la turbine à gaz.

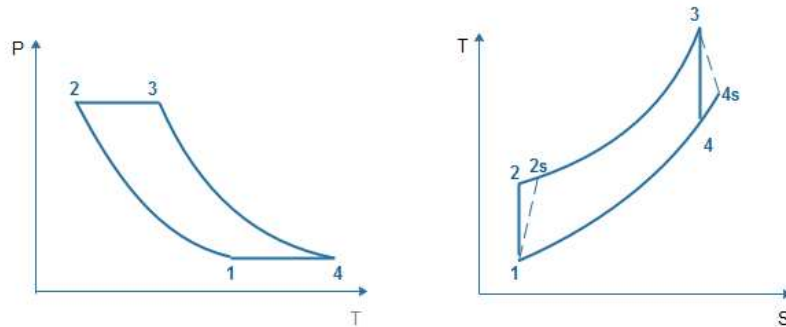


Fig. II .6. Diagrammes du cycle de Brayton, de gauche ($P=f(T)$) de droite ($T=f(S)$)

L'application simplifiée de la première loi de la thermodynamique au cycle de Brayton sur l'air-standard de la figure II.5 (en supposant qu'il n'y a aucun changement dans l'énergie cinétique et potentielle) a les relations suivantes :

Travail du compresseur

$$W_C = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (II.1)$$

Travail de turbine

$$W_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad (II.2)$$

Travail de sortie total

$$W_{cyc} = W_T - W_C \quad (II.3)$$

D'autre part, la chaleur ajoutée au système depuis la chambre de combustion de l'étape 2 à 3 de la figure..., peut être exprimée par :

Turbine à Gaz

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f \cdot LHV_{car} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (II.4)$$

Avec :

$$h_j - h_i = C_p(T_j - T_i) \quad (II.5)$$

Ainsi, l'efficacité globale du cycle est :

$$\eta_{cyc} = \frac{W_{cyc}}{Q_{2,3}} \quad (II.6)$$

Cette relation est basée sur des hypothèses de simplification [6], telles que:

- $\dot{m}_a \gg \dot{m}_f$
- le gaz est caloriquement et thermiquement parfait, ce qui signifie que la chaleur spécifique à pression constante (C_p) et la chaleur spécifique à volume constant (C_v) sont constantes et par conséquent, le rapport thermique spécifique γ reste constant tout au long du cycle,
- le rapport de pression (r_p) à la fois dans le compresseur et la turbine est le même, avec :

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (II.7)$$

- tous les composants fonctionnent à 100% d'efficacité.

En considérant, les assumptions déjà évoquées, et $P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} T = C^{te}$, les grandeurs pression et température peuvent être liées de la façon suivante :

Du côté compresseur :

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.8)$$

Turbine à Gaz

Et du côté de la turbine :

$$\frac{T_3}{T_4} = r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.9)$$

Avec ces hypothèses, l'efficacité du cycle idéal est donné en fonction du rapport de pression par l'expression suivante :

$$\eta_{idéal} = \left(1 - \frac{1}{r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (II.10)$$

On remarque que cette efficacité (idéale) peut atteindre des valeurs élevés lorsque le rapport de pression augmente.

Dans le cas réel et en prenant en compte les rendements isentropiques de la turbine η_T et du compresseur η_C , l'efficacité du cycle réelle peut être écrite comme suit. [7]

$$\eta_{réel} = \left(\frac{\eta_T \cdot T_f - \frac{T_{am} \cdot r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_C}}{T_f - T_{am} - T_{am} \left(\frac{r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_C} - 1 \right)} \right) \left(1 - \frac{1}{r_P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (II.11)$$

II.7. Améliorations de la Performance

En raison de l'efficacité minimale dégagée par les turbines à gaz à cycle simple, qui peut atteindre entre 30 et 40 % du rendement, comme aperçu dans la figure (II.6) un développement important a été entrepris pour améliorer les performances et ainsi augmenter l'efficacité dans les centrales électriques.

Parmi les méthodes de développement les plus courantes et les plus utilisées :

II.7.1. Turbine à cycle combiné (cogénération)

Une centrale thermique à Cycle Combiné Gaz (CCG) produit de l'électricité grâce à la chaleur dégagée par la combustion de gaz naturel. Ce type de centrale combine deux types de turbine : une turbine à combustion et une turbine à vapeur reliées à un alternateur. Avec le même volume de combustible, ces deux turbines permettent de produire une quantité plus importante d'électricité. Avec un rendement supérieur à celui des centrales thermiques classiques (Figure II.6). [8]

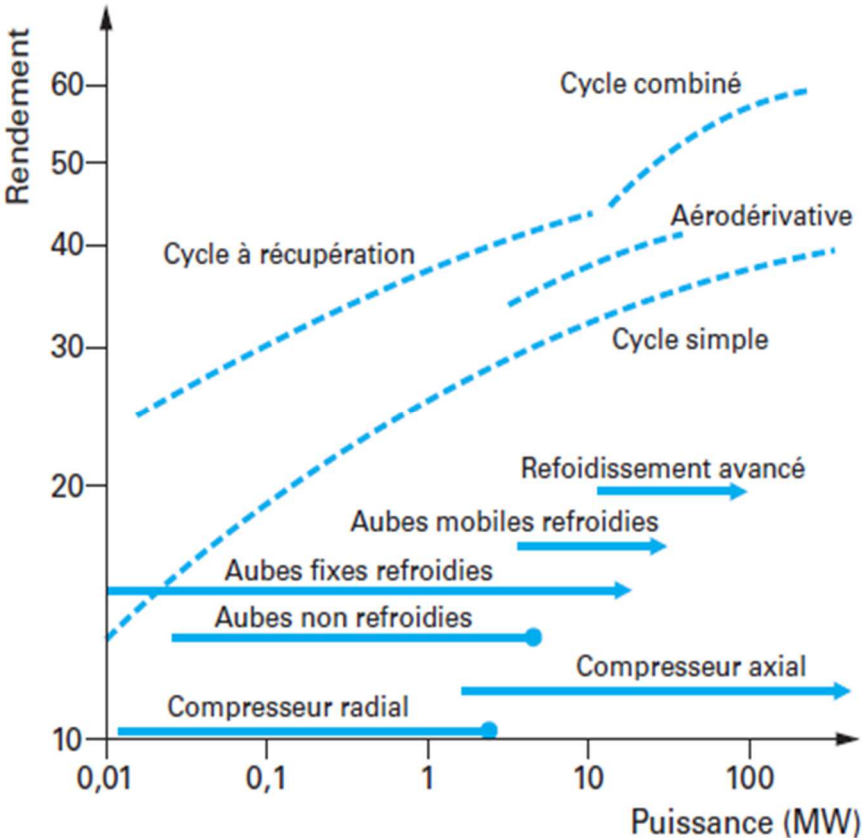


Fig. II .7.comparaison des différents cycles thermodynamique

Turbine à Gaz

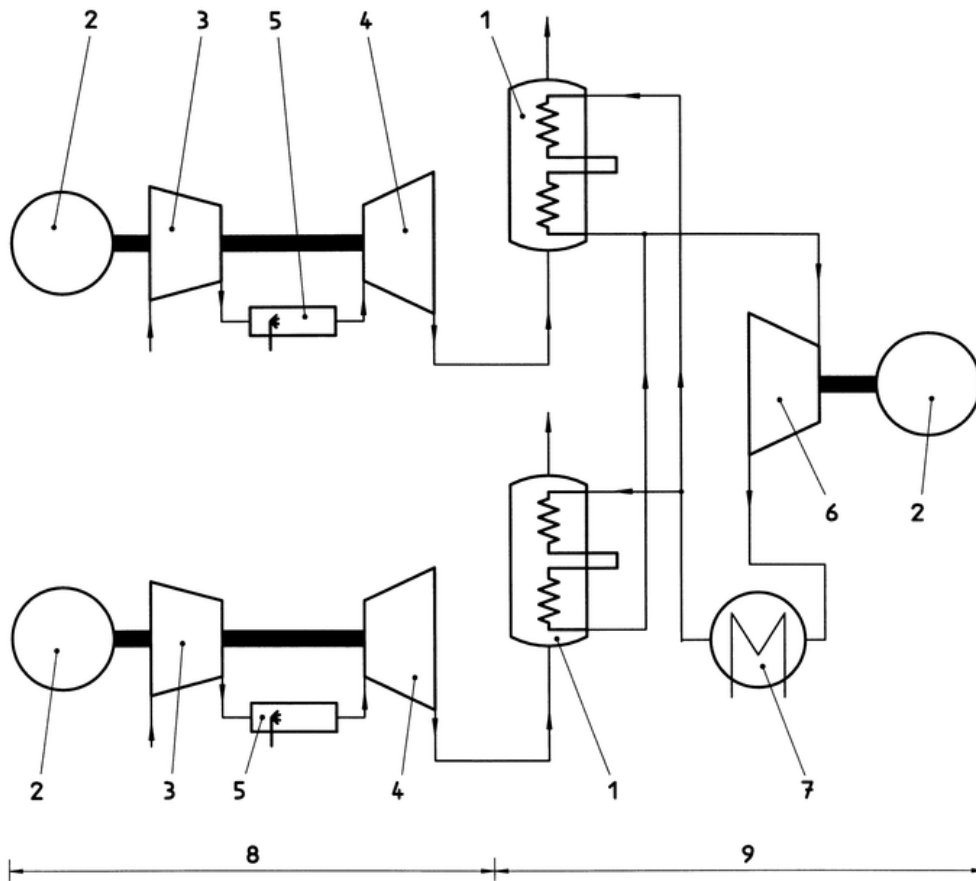


Fig. II .8.Turbine à cycle combiné

- 1 Chaudière de récupération des rejets thermiques
- 2 Charge
- 3 Compresseur
- 4 Turbine
- 5 Chambre de combustion
- 6 Turbine à vapeur
- 7 Condenseur
- 8 Section turbines à gaz
- 9 Section turbine à vapeur

II.7.1.1 Principe thermodynamique du cycle combiné

De la figure .II.9 du cycle combiné, on considère les échanges d'enthalpies suivantes [9] :

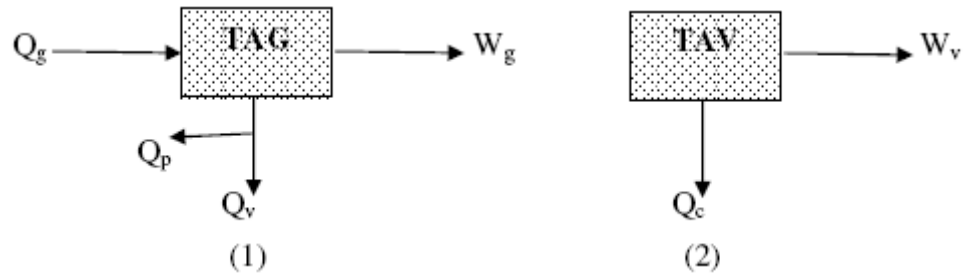


Fig. II .9.modèle thermodynamique du cycle combiné

Avec :

$$(1) \begin{cases} Q_g : \text{la chaleur de la source chaude} \\ Q_p : \text{les pertes} \\ Q_v : \text{la chaleur fournie au cycle à vapeur} \\ W_g : \text{le travail utile} \end{cases}$$

$$(2) \begin{cases} Q_c : \text{la chaleur rejetée au condenseur} \\ W_v : \text{le travail utile} \end{cases}$$

Le rendement thermique η_{cc} du cycle combiné se calcule comme suit [10] :

$$\eta_{cc} = \frac{W_g + W_v}{Q_g} = \eta_g + \frac{Q_v}{Q_g} \eta_v \quad (II.12)$$

Avec :

η_g : le rendement de la turbine à gaz

η_v : le rendement de la turbine à vapeur

Le terme $\frac{Q_v}{Q_g}$ dans l'expression de η_{cc} peut être écrit en fonction de l'efficacité d'une chaudière de récupération η_{CR} puisque :

$$\eta_{CR} = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g} \quad (II.13)$$

D'où :

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_{CR}(1 - \eta_g)\eta_v \quad (II.14)$$

Ceci montre que le rendement du cycle combiné dépend aussi bien du rendement de la turbine à gaz et à vapeur que de celui de la chaudière de récupération.

II.7.1.2 Le cycle combiné Brayton-Rankine

La combinaison de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur est une proposition intéressante, en particulier pour les services publics d'électricité et les industries de transformation où la vapeur est utilisée. Dans ce cycle, comme le montre Figure II.10. Les gaz chauds de l'échappement de la turbine sont utilisés dans une chaudière supplémentaire pour produire de la vapeur surchauffée à des températures élevées pour une turbine à vapeur.

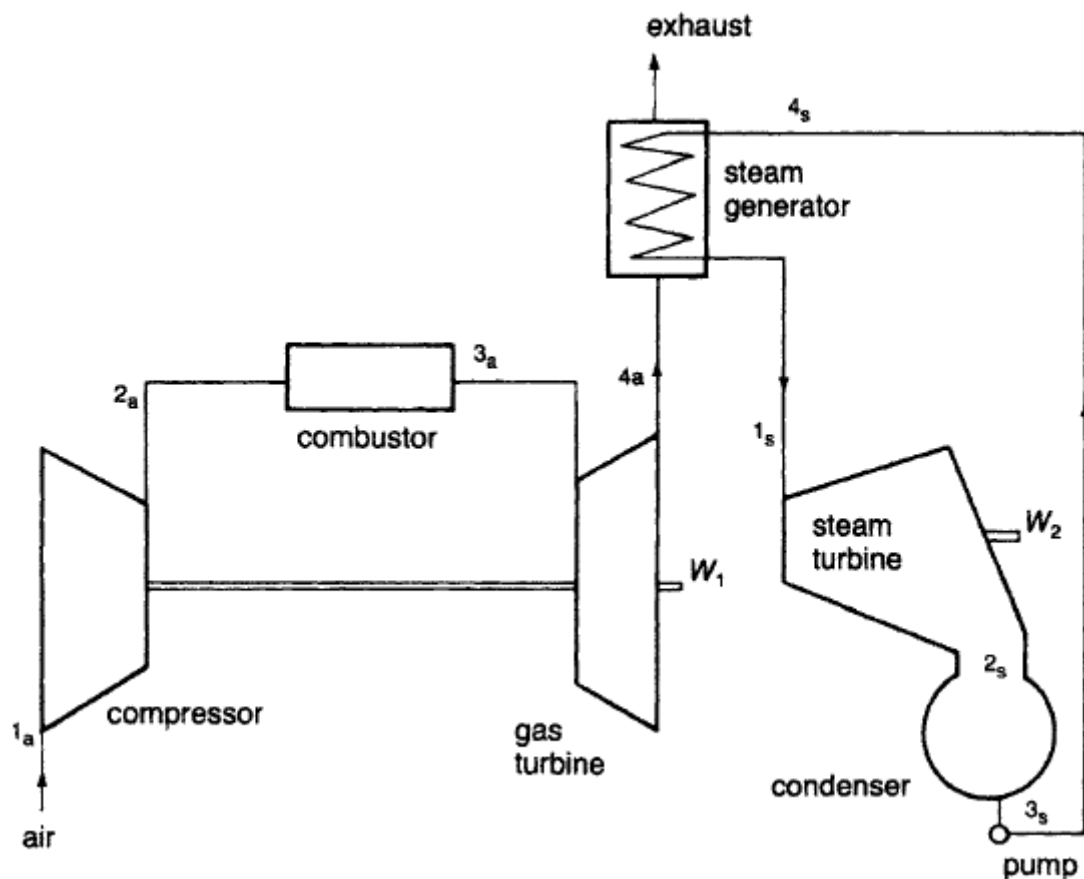


Fig.II.10 . Le cycle combiné Brayton-Rankine.

Le travail à cycle combiné est égal à la somme du travail net des turbines à gaz et du travail des turbines à vapeur. Environ un tiers à la moitié de la puissance nominale est disponible sous forme d'énergie dans les gaz d'échappement. Les gaz d'échappement de la turbine sont utilisés pour fournir de la chaleur à la chaudière de récupération. Ainsi, cette chaleur doit être créditée au cycle global. Les équations suivantes montrent le travail global du cycle et l'efficacité thermique [7] :

- Travail global du cycle

$$W_{\text{cyc}} = W_{ta} + W_{ts} - W_c - W_p \quad (II.15)$$

- Efficacité globale du cycle

$$\eta = \frac{W_{\text{cyc}}}{\dot{m}_f(LHV)} \quad (II.16)$$

Les calculs de la turbine à gaz sont les mêmes que ceux indiqués pour le cycle simple. Les calculs de turbine à vapeur sont:

Chaleur de générateur de vapeur :

$${}_4Q_1 = h_{1s} - h_{4s} \quad (II.17)$$

- Travail de turbine:

$$W_{ts} = \dot{m}_s(h_{1s} - h_{2s}) \quad (II.18)$$

- Travail de la pompe:

$$W_p = \dot{m}_s(h_{4s} - H_{3s})/\eta_p \quad (II.19)$$

II.8. Paramètres influant sur les performances d'une turbine à gaz

Les centrales à cycle combiné présentent la particularité d'avoir une source chaude fortement dépendante des conditions ambiantes. Sur d'autres installations thermiques seules les performances de la turbine à vapeur sont tributaires des conditions ambiantes. Ici c'est l'ensemble de l'installation qui y est sensible. Le tableau II.1 résume l'influence des différents paramètres sur la puissance et le rendement d'une turbine à combustion. [11]

Tableau .II.1 . Paramètres influant sur les performances d'une turbine à gaz

| Paramètres | Puissance | Rendement |
|------------------------------|-----------|-----------|
| Temperature entree turbine ↗ | ↗ | ↗ |
| Taux de compression ↗ | ↗ | ↗ |
| Debit massique air ↗ | ↗ | ↔ |
| Temperature exterieure ↗ | ↘ | ↘ |
| Altitude ↗ | ↘ | ↔ |
| Charge ↗ | ↗ | ↗ |
| Heures de flame ↗ | ↘ | ↘ |

II.8.1. Influence des conditions d'entrée et de sortie turbine à gaz

Les conditions d'entrée et de sortie de la turbine à gaz ont une influence importante sur sa puissance et son rendement. Seule la température de sortie dépend de la régulation de la turbine. Les conditions d'entrée varient en fonction de la météorologie locale, et du fonctionnement des différents systèmes de conditionnement de l'air : filtres plus ou moins encrassés, humidificateurs, refroidisseurs ou préchauffage antigivrage. La pression à l'échappement est plus ou moins forte en fonction des systèmes en aval. Enfin, la composition du combustible, son pouvoir calorifique inférieur PCI, et l'injection d'eau ou de vapeur peuvent aussi varier.

Les facteurs les plus influents sont la pression et la température de l'air atmosphérique : par rapport à l'atmosphère standard, une turbine à gaz située à 3 000 m d'altitude ne produit plus que les deux tiers de sa puissance (Fig.II.12) ou si elle est alimentée par de l'air à 50 oC le quart de la puissance est perdue (Fig.II.11). La pression a peu d'effet sur le rendement de la turbine à gaz (donc augmenter le heat rate) alors que la forte température précédente va dégrader le rendement d'un peu plus de 6 % en relative.[8]

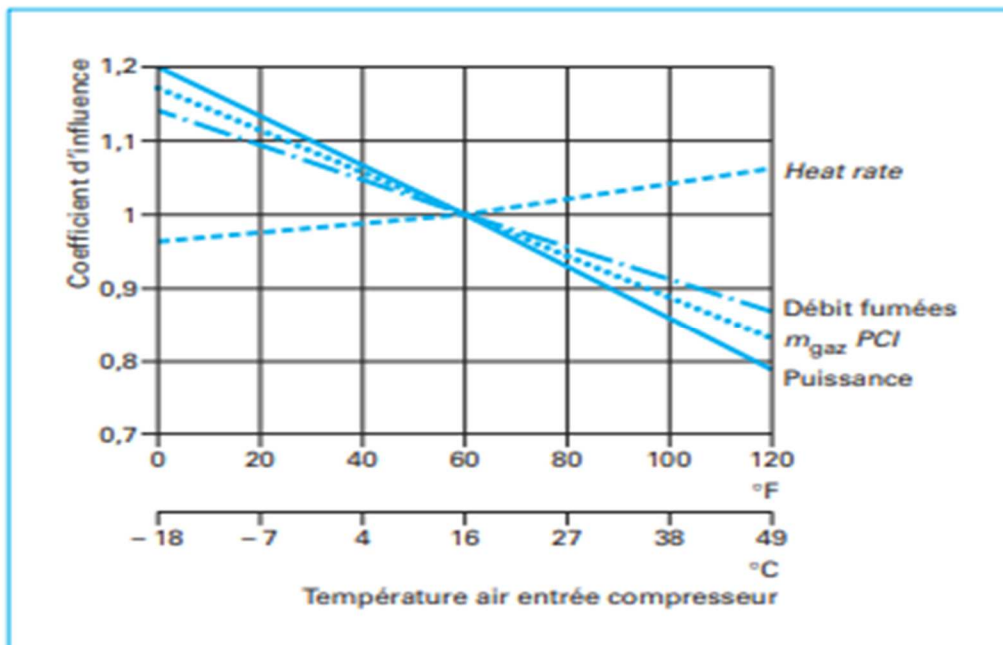


Fig.II.11. Coefficients d'influence de la température d'air entrée compresseur

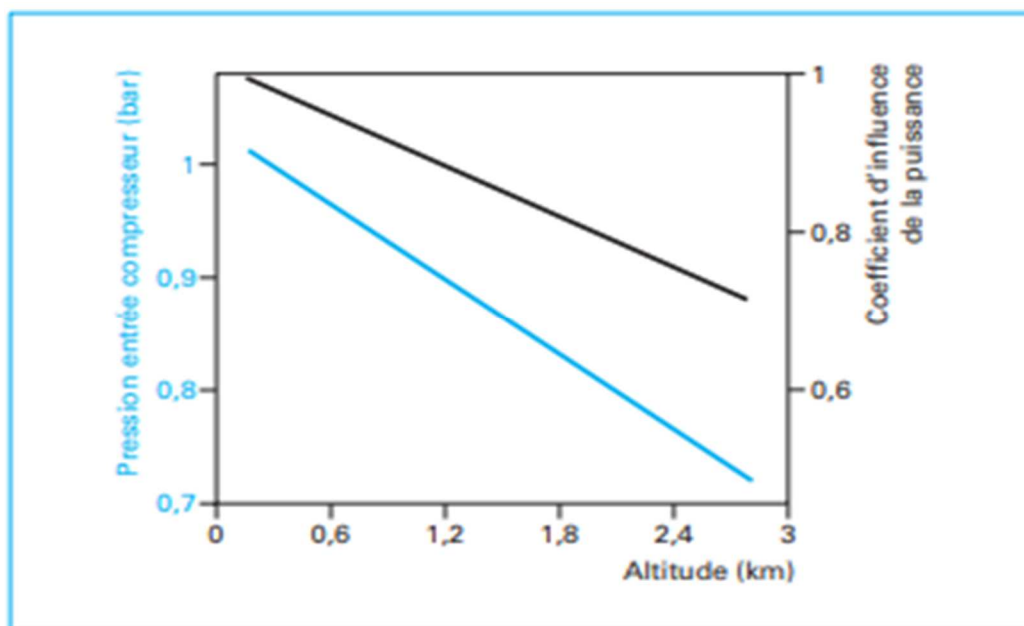


Fig.II.12 . Coefficient d'influence de la pression entrée turbine à gaz (ou de l'altitude)

La teneur en eau de l'atmosphère standard (Fig.II.12) a peu d'influence : passer de 6,4 g/ kg d'air à 20 g/ kg d'air réduit de 0,6 % le rendement et de 0,2 % la puissance par diminution du débit massique d'air aspiré (ceci à même température de l'air à l'admission compresseur). L'effet de la composition du gaz est plus difficile à mettre sous forme de

Turbine à Gaz

courbes puisque d'un côté une plus grande teneur en hydrogène du gaz, associé souvent avec un fort PCI, favorise le rendement par la concentration de l'énergie dans la vapeur d'eau qui a une forte capacité thermique massique à pression constante et de l'autre un gaz à faible pouvoir calorifique est injecté en fort débit massique au détriment du débit d'air aspiré, ce qui réduit le travail de compression de cet air et augmente le rendement et la puissance de la turbine à gaz, sous réserve de ne pas à avoir par ailleurs à comprimer le gaz. [8]

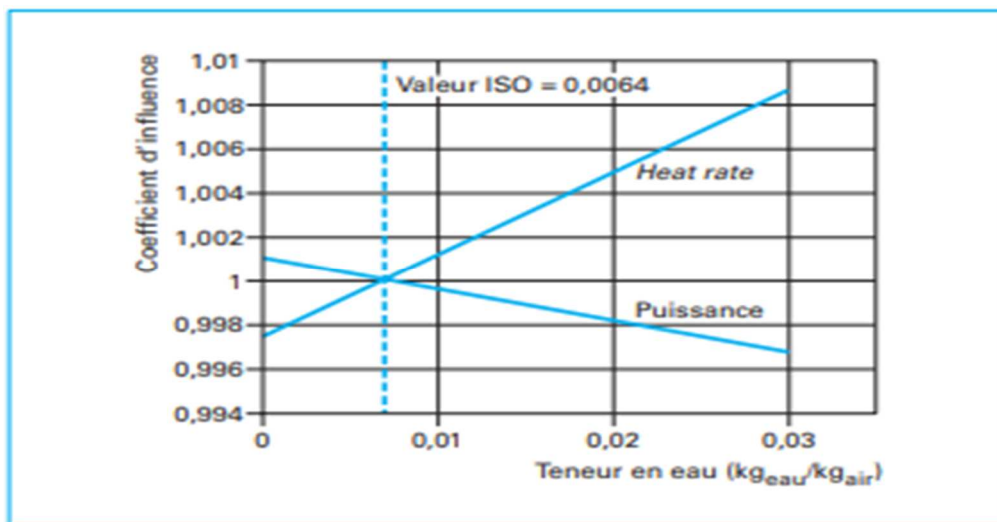


Fig.II.13. Coefficients d'influence de l'humidité amont turbine à gaz

L'influence des pertes de charges en amont de la turbine à gaz qui est présentée (Fig.II.13) le rendement et la puissance sont dégradés d'environ 1,4 % et 0,45 % par une perte de charge de 1 000 Pa (plus usité : 10 mbar). [8]

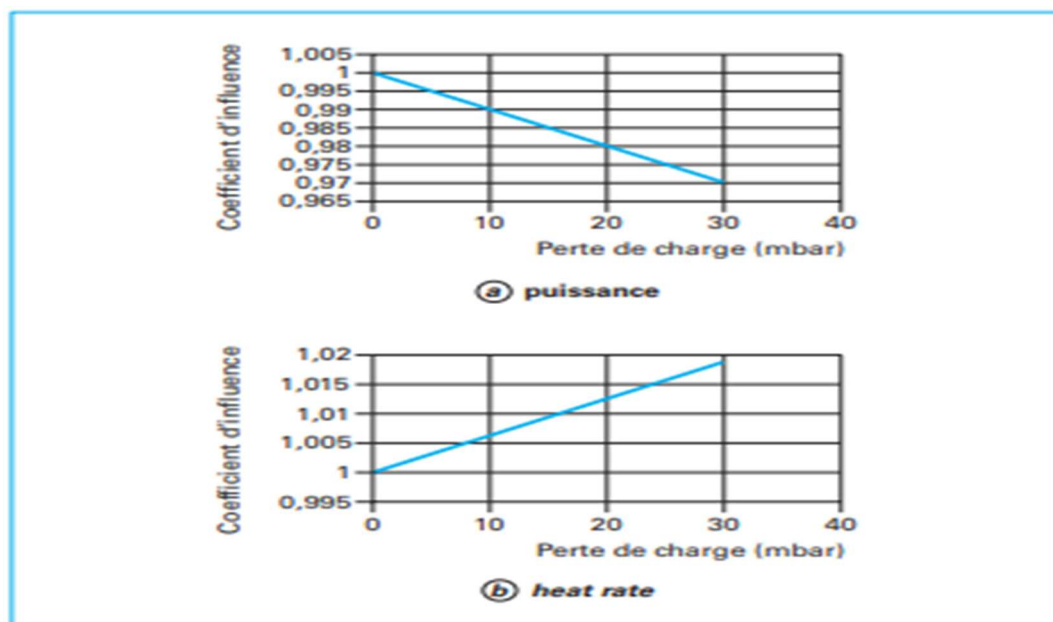
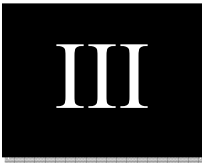


Fig.II.14. Coefficients d'influence d'une perte de charge entrée turbine à gaz

CHAPITRE III

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE TGCC



SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE TGCC

III.1. Généralité

Le système de contrôle du combustible de la turbine à gaz converti le flux du combustible en chambre à combustion en réponse au signal de référence du culbuteur combustible (FSR). Le FSR renvoie à deux signaux distincts additionnés, FSR1 renvoyant au flux du combustible liquide et FSR2 à celui du combustible gazeux; en principe, $FSR1+FSR2=FSR$. Les systèmes standards de combustibles sont conçus pour des opérations impliquant des combustibles liquides et/ou gazeux.

Dans le cas de combustible gazeux, le système de contrôle de la faible émission sèche de **DLN 2.6+ 9FA** régule la distribution du combustible gaz vers la chambre de combustion multi-buse. La distribution d'écoulement du combustible à chaque ensemble de buse est fonction de la température de référence de combustion (TTRF1) et du mode de contrôle de la température IG. Par une combinaison de séparation et de remplacement des modes de combustion de la diffusion à l'allumage par pré-mélange à des charges plus élevées, de faibles émissions d'oxyde nitreux (NOx) sont atteints.

Le débit de combustible gaz est commandé par la soupape d'arrêt de rapport gaz/vitesse (SRV), les soupapes de commande de gaz primaire, secondaire et quaternaire (GCV), et la soupape de séparation pré-mélange (PMSV). La vanne répartitrice de pré-mélange contrôle la scission entre les débits de gaz secondaire et tertiaire. Toutes les vannes sont commandées par des signaux d'asservissement à partir un panneau de commande (figure III.1)

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE TGCC

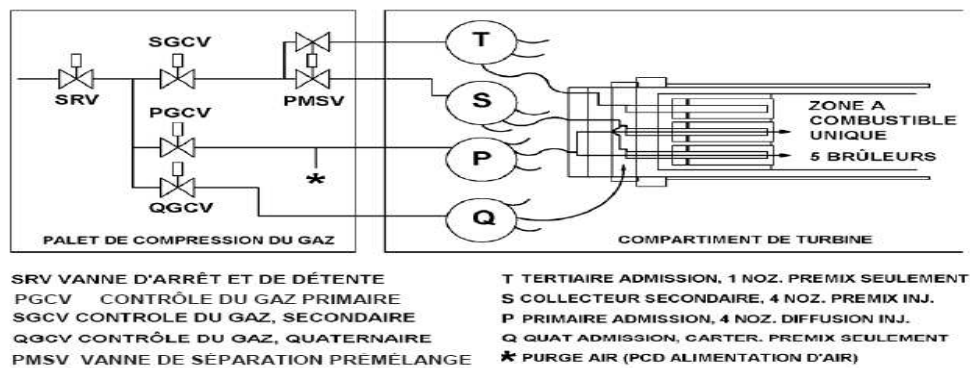


Fig.III.1. DLN-2 Système d'alimentation de gaz

III.2. Système de combustion à faible production de NOx sec 2.6

Le système de combustion à faible production de NOx sec 2.6+ comporte quatre manifolds de passages de combustible (D5, PM1, PM2, & PM3 [1]). Ces quatre passages (D5, PM1, PM2 et PM3) sont des passages de combustible indépendants chacun ayant une vanne de contrôle du débit de gaz (GCV) pour contrôler la distribution du combustible gazeux. Chacune des chambres de combustion est équipée de six injecteurs de combustible DLN2.6+ disposés en cercle, l'un étant placé au centre. Le système de distribution de combustible gazeux D5 se compose de cinq injecteurs de combustible de type à diffusion pour chaque chambre de combustion. Les systèmes de distribution de combustible gazeux PM2 et PM3 se composent de cinq injecteurs de combustible pour chaque chambre de combustion. Le système de distribution de combustible gazeux PM1 se compose d'un injecteur de combustible pour chaque chambre de combustion, comme le montre la figure qui se reprise... [2]

Chaque passage de combustible nécessite d'utiliser un certain pourcentage de la quantité totale de combustible. Le pourcentage de combustible vers chaque passage dépend de la température de référence de combustion (TTRF) et du mode de fonctionnement DLN. Le mode de démarrage du fonctionnement est D ou Diffusion. Il existe quatre modes de fonctionnement DLN en régime permanent : 1D, 4D, 4, et 6.3. Il existe également un mode de rejet de charge transitoire (mode 1) dans lequel la totalité du combustible est détournée vers les injecteurs PM1 et PM3. Les modes de fonctionnement DLN en régime permanent sont fonction de la température de référence de la combustion. Consulter le Tableau IV.1 pour le schéma d'organisation des modes DLN, (figure.III.2).

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

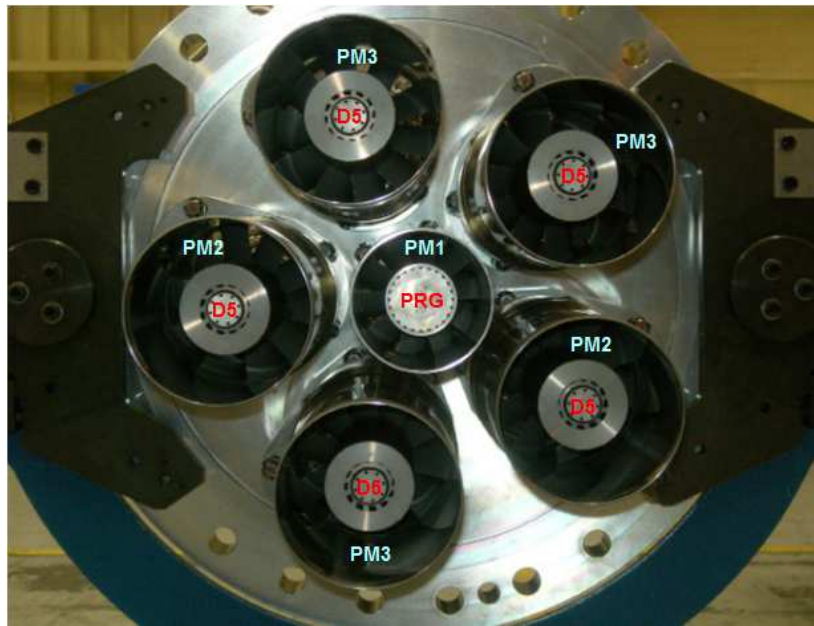


Fig.III.2 . Disposition des injecteurs de combustible DLN2.6+

La vanne de commande de gaz commande le débit de combustible gaz désiré en réponse à la FSR du signal de commande. Afin de le permettre d'une manière prévisible, la soupape de rapport de vitesse est conçue pour maintenir une pression prédéterminée (P_2) à l'entrée de la soupape de commande de gaz en fonction de la vitesse de la turbine à gaz.

Il existe trois modes principaux de combustion DLN-2 : Primaire, Lean-Lean et pré-mélange.

Le mode **primaire** existe de l'extinction à 81 % de la vitesse corrigée, le débit de combustible à la buse primaire uniquement.

Lean-Lean va de 81% de la vitesse corrigée à une température de référence de combustion présélectionnée, avec du combustible pour les buses primaire et tertiaire.

En mode **pré-mélange**, le combustible est dirigé vers les buses secondaire, tertiaire et quaternaire. La charge minimale pour cette opération est définie par la température de référence de combustion et la position de l'IGV.

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

III.3. Equipements

Le circuit de combustible gazeux est constitué d'un débitmètre de gaz, du compartiment de combustible gazeux du module accessoire/module de combustible gazeux et de l'équipement côté « socle machine » de la turbine à gaz. Le compartiment de combustible gazeux du module accessoire/module de combustible gazeux abrite le circuit de combustible gazeux et le circuit de purge du gaz. Un bref descriptif des principaux composants du système est fourni ci-après. Pour de plus amples détails, consulter la section décrivant le circuit de combustible gazeux.

III.3.1. les vannes de contrôle de débit

Le circuit de gaz combustible est contrôlé, principalement, par trois types de vannes ; une vanne d'arrêt auxiliaire de combustible gazeux, une vanne d'arrêt/détente de gaz (SRV) et des quatre vannes de commande de gaz (GCV). Ces vannes sont réparties dans le compartiment du circuit combustible sur trois zones distinctes, comme le montre la fig.III.3

III.3.1.1. Vanne d'arrêt auxiliaire de combustible gazeux (VS4-1)

La vanne d'arrêt auxiliaire est une vanne papillon de contrôle, conforme à la norme ANSI de classe VI. Il s'agit d'une vanne à actionnement pneumatique avec actionneur à fermeture par ressort conçu pour un fonctionnement sécurisé. Lorsque le système est sous pression ou n'est pas déclenché, l'électrovanne pilote (20VS4-1) dirige l'air du dispositif vers l'actionneur de la vanne auxiliaire d'arrêt. L'actionneur agit de manière à contrebalancer la pression du ressort de la vanne et donc à maintenir celle-ci ouverte. Lors d'un déclenchement, l'électrovanne, 20VS41, n'est plus alimentée, ce qui fait évacuer l'air sous pression dans l'actionneur vers l'extérieur. La compression du ressort provoque la fermeture de la vanne. Cette vanne agit comme vanne d'arrêt de secours de la vanne d'arrêt et de détente / de régulation de vitesse. Cette vanne s'ouvre lors de la séquence de démarrage de la turbine à gaz.

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE TGCC

III.3.1.2. Vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse (VSR-1)

La vanne d'arrêt et de détente/régulation de vitesse (SRV) remplit deux fonctions. Elle opère d'abord comme vanne d'arrêt principale et fait donc partie intégrante du système de protection. Elle est fermée par le système de déclenchement hydraulique via le relais de déclenchement directionnel leVH5-1. Cette vanne est actionnée par la pression hydraulique avec actionneur à fermeture par ressort assurant un fonctionnement sécurisé. Un déclenchement d'urgence ou une extinction lors d'un arrêt normal ferme la vanne, isolant ainsi le combustible gazeux de la turbine. La fermeture de la vanne d'arrêt et de détente/régulation de vitesse peut s'effectuer selon deux méthodes : par vidange de l'huile hydraulique de déclenchement ou électriquement à l'aide de la servovanne 90SR-1 avec la boucle de contrôle de position de la vanne d'arrêt et de détente/régulation de vitesse du système de contrôle. La vanne d'arrêt et de détente/régulation de vitesse fonctionne également comme vanne de régulation de pression. Le système de contrôle utilise la vanne d'arrêt et de détente/régulation de vitesse pour réguler la pression (P2) en amont de la vanne de réglage du débit de gaz (GCV). Cette fonction est décrite en détail dans la Section IV portant sur le contrôle.

III.3.1.3. Vannes de réglage du débit de combustible gazeux (VGC-1)

Le système DLN2.6+ comprend quatre vannes indépendantes de contrôle du débit de gaz (GCV). Les vannes de réglage du débit de gaz (GCV) sont actionnées par des vérins hydrauliques avec un actionneur à fermeture par ressort pour un fonctionnement sécurisé. L'actionneur est à simple action. Les clapets des GCV sont profilés pour offrir une zone de flux proportionnelle à la course de la vanne. Les GCV sont munies d'un disque de vanne à jupe et d'un siège VENTURI pour assurer une récupération de pression élevée.

Cette récupération haute pression permet un fonctionnement sous pression critique à des rapports de pression bien plus faibles. Il en résulte que le débit à travers les vannes de réglage du débit de gaz est indépendant de la chute de pression dans les vannes et dépend uniquement de la pression d'admission (P2) et de la surface de la vanne. Les vannes sont positionnées par le système de contrôle de manière à maintenir un certain pourcentage du combustible total pour chacun des passages de combustible. La répartition du combustible est

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ÉNERGIE TGCC

déterminée par le mode de fonctionnement DLN et la température de référence de combustion.

Le contrôle est basé sur la mesure de grandeurs physiques qui principalement, la pression et la température.

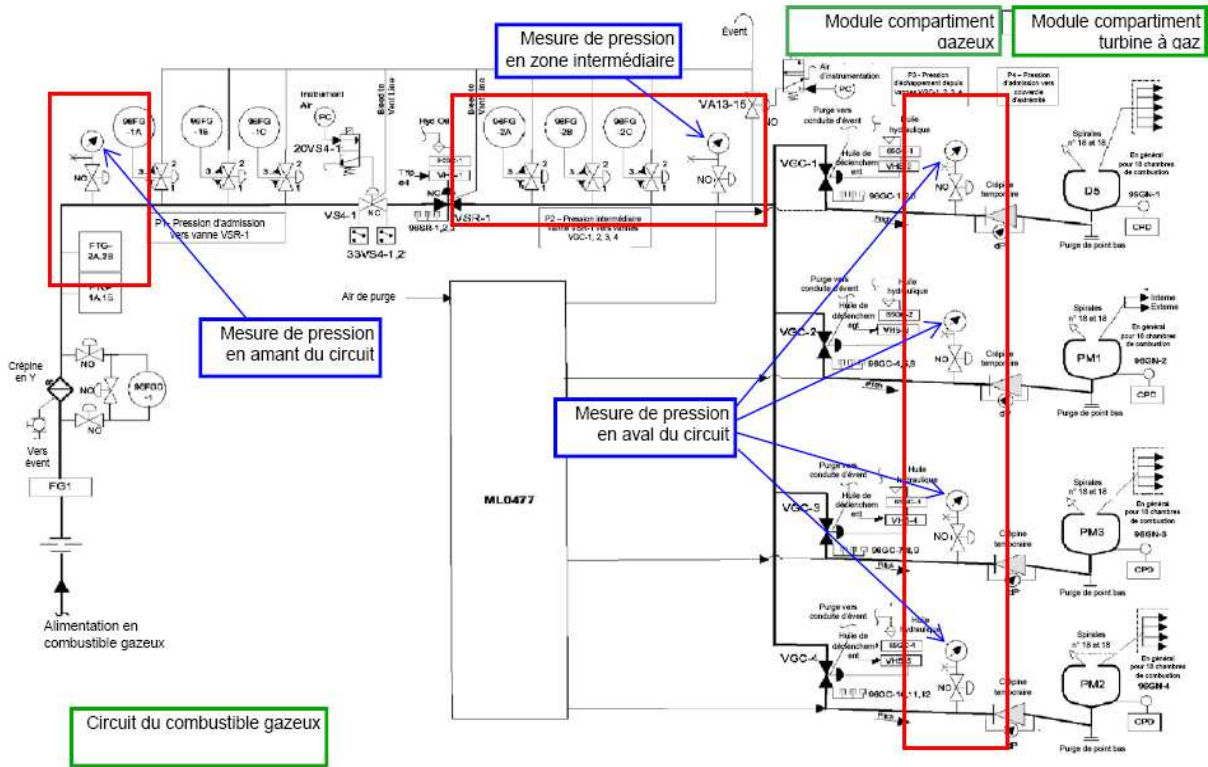


Fig.III.3. Schéma simplifié du circuit de combustible gazeux

III.4. Instruments de mesure

III.4.1. Manomètres

Aussi pour mesurer la pression on a un manomètre différentiel (PDI-FG-3) mesure la différence de pression entre l'admission et la sortie de la crépine à gaz. Trois manomètres avec vannes manuelles sont installés sur la conduite d'alimentation de combustible gazeux. Le premier manomètre en amont (PI-FG-1) mesure la pression du gaz entrant dans la vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse ; le manomètre intermédiaire (PI-FG-2) mesure la pression P2 avant les vannes de réglage du débit de gaz ; les manomètres en aval (PI-D5, PI-PM1, PI-PM2, PI-PM3) mesurent la pression du gaz qui part des vannes de réglage du débit.

SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

III.4.2. Thermocouples (FTG-1A, -1B, -2A, -2B & PG-G1-1, -2, -3)

Pour mesuré la température on a deux thermocouples à deux éléments FTG-1A / 1B et FTG-2A / 2B se trouvent en amont de la vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse (VSR-1), détectant la température du combustible gazeux et renvoyant un signal électrique au contrôleur. Juste avant le manifold d'alimentation de gaz de diffusion (D5), trois thermocouples à simple élément PG-G1-1/2/3 captent la température du combustible gazeux ou de l'air de purge qui parvient aux injecteurs de combustion du gaz de diffusion et envoient un signal électrique au contrôleur.

CHAPITRE IV

LA PARTIE EXPERIMENTALE

IV

LA PARTIE EXPERIMENTALE

IV.1. Types et nature des données

Les tableaux,(IV.1)et(IV.2) résument les différentes grandeurs exploitées dans ce travail

Tableau IV.1. Fiche des grandeurs exploitées au niveau du DLN (Dray Low Nitrogen emission).

| Système | Description | Val. Att ^(*) | Unité ^(**) | Day | Night |
|----------------|--|-------------------------|-----------------------|-----|-------|
| DLN & LF/AA | Fuel gaz pressure PI-D5 | 198 | PSI | | |
| | Fuel gaz pressure PI-PM3 | 225 | PSI | | |
| | Fuel gaz pressure PI-PM1 | 210 | PSI | | |
| | Fuel gaz pressure PI-PM2 | 220 | PSI | | |
| | Interstage fuel gas pressure PI-FG-2 | 375 | PSI | | |
| | Main Fuel Gas Pressure PI-FG-1 | 425 | PSI | | |
| | Trip System Pressure PI-HG | 103 | PSI | | |
| | Fual Gas Strainer Diff Pressure PDI-FG-3 (63FGD-1) | | | PSI | |

LA PARTIE EXPERIMENTALE

Tableau. IV.2. Fiche des grandeurs exploitées au niveau du compartiment Abri poste gaz

| Sous système | DESCRIPTION | Val. Att. | Unité | Day | Night |
|----------------|----------------------------|-----------|-------|-----|-------|
| Abri poste gaz | T° arrivée gaz | - | - | | |
| | P arrivée gaz | | | | |
| | DP séparateur 1 | | | | |
| | DP séparateur 2 | | | | |
| | P av,dét | | | | |
| | T° av,dét | | | | |
| | P ap,dét | | | | |
| | T° ap,dét | | | | |
| | Nombre de rampe en service | 1 à 4 | - | | |
| | | | | | |

(*) Valeur attendue

(**) PSI : Abréviation de l'unité de pression (Pound-force per Square Inch : lbf/in²)

(La figure IV.1) montre une saisie manuelle des mesures de ces grandeurs

LA PARTIE EXPERIMENTALE

| | | | | | | |
|-------------------------------------|--|-------------|------|-----|-----------------|-------|
| Filter d'huile et refrigerant d'eau | FILTER (& cooler) : in operation LF3-1/2 | 1/2 | - | PSI | 2,48 | 2,8 |
| | FILTER : Differentiel pressure PDI-QQ-21/22 | >15 | - | PSI | 02 | 02 |
| AC LUBE OIL PUMPS | LUB OIL PUMP : Discharge pressure PI-QA-1/2 | 1/2 | - | PSI | 117 | 117 |
| | Lube oil header pressure PI-QA-1A | -120 | - | PSI | - | - |
| | T° du collecteur d'huile | -100 | - | °C | 52 | 54 |
| | PUMP #1 or #2 | -49°C | - | °C | 01 | 01 |
| huile Hydraulique | huile hydraul PUMP : Discharge pressure PI-HQ-3 | 1/2 ok | - | PSI | 1631 | 1630 |
| | Pression lift oil PI-QB-1 | ~1680 | - | PSI | - | - |
| Pompe DC/QE | PUMP : no abnormal noise, vibration or temperature | 2700 | - | PSI | - | - |
| | Pression decharge | - | - | PSI | 205 | 205 |
| Pompe AC SEAI OIL QS | Pression decharge PI-QS-1 | RAS | / | PSI | - | - |
| | Pression differentielle du filtre PDI-QQ-25 | ~115 | - | PSI | 115 | 1,45 |
| | PUMP : discharge pressure PI-ES-2 | >15 | - | PSI | - | - |
| | DLN & LF/AA | | | | DAY | NIGHT |
| | Fuel gaz pressure PI-D5 | 198 | - | PSI | 170 | 170 |
| | Fuel gaz pressure PI-PM3 | 225 | - | PSI | 200 | 200 |
| | Fuel gaz pressure PI-PM1 | 210 | - | PSI | 190 | 200 |
| | Fuel gaz pressure PI-PM2 | 220 | - | PSI | 190 | 190 |
| | Interstage fuel gas pressure PI-FG-2 | 375 | - | PSI | 370 | 370 |
| | Main Fuel Gas Pressure PI-FG-1 | 425 | - | PSI | 430 | 430 |
| | Trip System Pressure PI-HG | 103 | - | PSI | 105 | 105 |
| | Fuel Gas Strainer Diff Pressure PDI-FG-3 (63FGD-1) | | - | PSI | - | - |
| LF/AA SKID | Eclairage | | | | Pas d'éclairage | |
| | Pas de fuite d'huile | | | | | |
| | Pas de fuite de fuel | | | | | |
| | 52G | | | | DAY | NIGHT |
| SF6 position | Densité Rouge - Jaune - Vert ouvert / fermer | OK | VERT | | F | F |
| commande | locale / distance | | | | D | D |
| sectionneurs de terre | sectionneur de terre coté transformateur | L/D | | | 0 | 0 |
| | sectionneur de terre coté générateur | F/O | | | 0 | 0 |
| | Salle d'appareillage | | | | 0 | 0 |
| OLTC | Selecteur remote/en auto | Remote/Auto | - | | DAY | NIGHT |
| UPS 230 VCA | Tension MT 6,6kv / Position tap changer | 6,6 | KV | | | 6,6 |
| alle des batteries | BRU | (1-->17) | | | | 07 |
| | Etat des batterie | 230VCA | | | | |
| | Extracteur on/off | OK | - | | | |
| LCI | TRANSFO/ EXCIT/LCI | ON | | | | 7 |
| | Level Oil | | | | DAY | NIGHT |
| EXCITATION | Temperature d'huile | normal | | | | |
| | Temperature max | à definir | °C | | | |
| | Temperature LEFT | à definir | °C | | | |
| | Temperature CTR | à definir | °C | | 83 | 83 |
| | Temperature RIGHT | à definir | °C | | 60 | 60 |
| | Transformateurs | à definir | °C | | 64 | 64 |
| | Temperature des enroulements HT | à definir | °C | | 53 | 53 |
| | | Valeur | | | | |
| | | | | | Observation | |

Fig.IV.1. saisie manuelle des mesures de ces grandeurs

La figure (IV.1) Type de données exploitées aux niveaux des compartiments du circuit combustible, les pressions sont collectées en "PSI Pound Square Inch"

LA PARTIE EXPERIMENTALE

IV.2. Méthode

La méthode du travail consiste à une analyse statistique sur les données collectées de pression et de température, en utilisant le logiciel Origin, dont l'interface est illustrée dans(La figure. IV.2) :

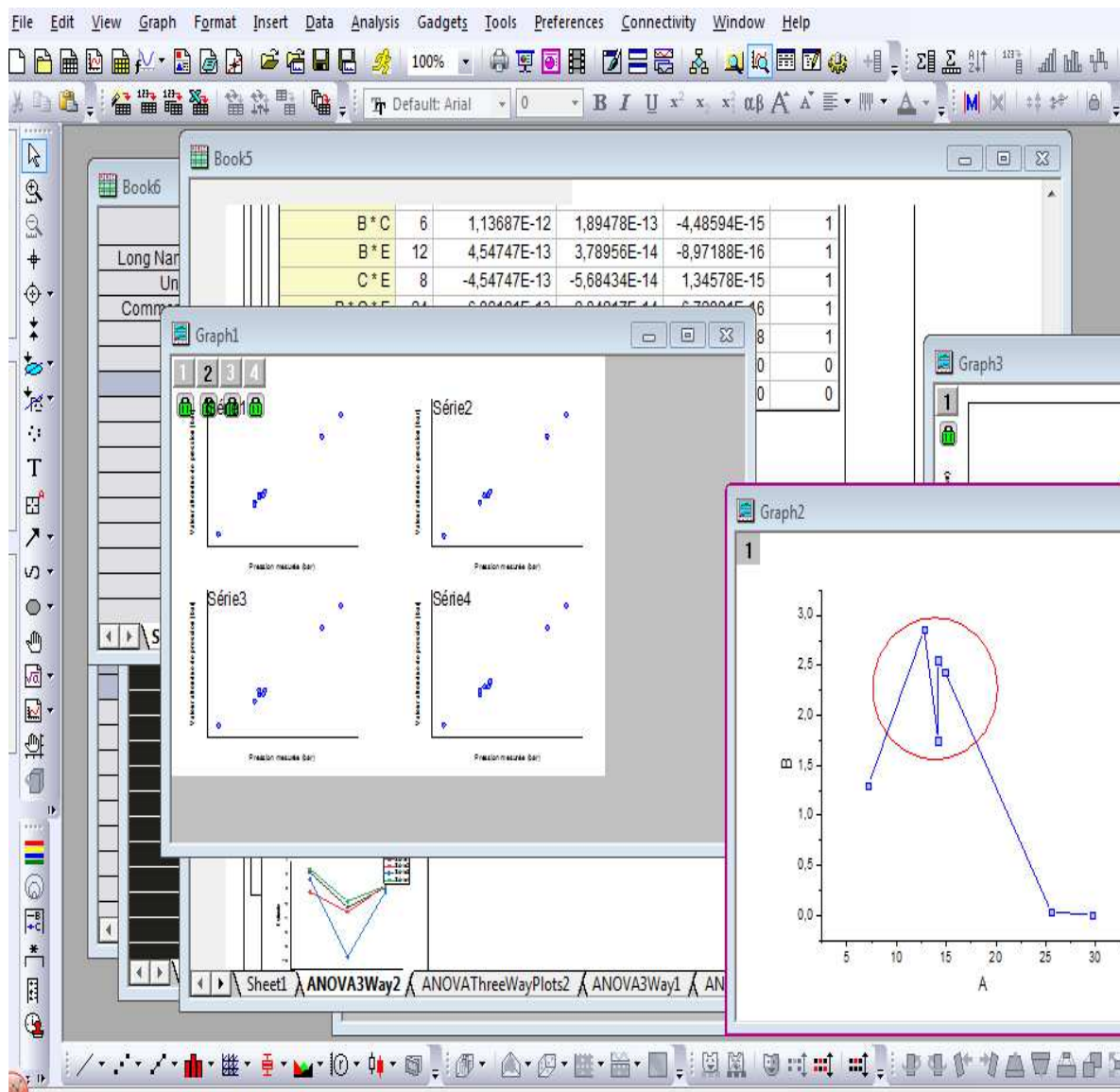


Fig.IV.2. Interface software du logiciel Origin

LA PARTIE EXPERIMENTALE

IV.3. Résultats et discussion

IV.3. 1. Descriptive des données exploitées

Tableau. IV.3. résume les résultats collectés en duplicate (Jour et Nuit), pendant 4 jours, des mesures de différentes pressions et température de contrôle du circuit du combustible gazeux.

| | Val. att | | Série1 | | Série2 | | Série3 | | Série4 | | moy | % RSD |
|---------|----------|---|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|--------|-------|
| | | | P (bar) | T (°C) | P (bar) | T (°C) | P (bar) | T (°C) | P (bar) | T (°C) | | |
| PI-HG | 07,102 | J | 7,239 | 65 | 6,895 | 65 | 7,239 | 62 | 7,308 | 68 | 7,170 | 1,300 |
| | | N | 7,240 | 68 | 6,895 | 65 | 7,239 | 62 | 7,308 | 66 | | |
| PI-D5 | 13,652 | J | 13,100 | 60 | 13,100 | 60 | 11,721 | 62 | 13,100 | 62 | 12,781 | 2,858 |
| | | N | 12,755 | 62 | 13,100 | 60 | 11,721 | 62 | 13,652 | 60 | | |
| PI-PM1 | 14,479 | J | 14,479 | 60 | 14,479 | 60 | 13,100 | 62 | 14,479 | 62 | 14,177 | 1,747 |
| | | N | 14,134 | 62 | 14,479 | 60 | 13,789 | 62 | 14,479 | 60 | | |
| PI-PM2 | 15,168 | J | 14,824 | 60 | 14,479 | 60 | 13,100 | 62 | 14,479 | 62 | 14,177 | 2,549 |
| | | N | 14,479 | 62 | 14,479 | 60 | 13,100 | 62 | 14,479 | 60 | | |
| PI-PM3 | 15,513 | J | 15,168 | 60 | 15,168 | 60 | 13,789 | 62 | 15,168 | 62 | 14,866 | 2,431 |
| | | N | 15,168 | 62 | 15,168 | 60 | 13,789 | 62 | 15,513 | 60 | | |
| PI-FG-1 | 25,855 | J | 25,511 | 65 | 25,511 | 65 | 25,511 | 62 | 25,511 | 68 | 25,519 | 0,034 |
| | | N | 25,511 | 68 | 25,579 | 65 | 25,511 | 62 | 25,511 | 66 | | |
| PI-FG-2 | 29,303 | J | 29,648 | 65 | 29,648 | 65 | 29,648 | 62 | 29,648 | 68 | 29,648 | 0,000 |
| | | N | 29,648 | 68 | 29,648 | 65 | 29,648 | 62 | 29,648 | 66 | | |

IV.3.2. Analyse graphique

Un premier traitement de ces données consiste à une analyse graphique. (La figure IV.2) montre la dispersion des pressions mesurées en fonction des valeurs attendues $P_{mes} = f(P_{att})$. On remarque que pour les quatre séries, les données sont dispersées linéairement. Bien que ces mesures sont réalisées par des instruments différents et dans des endroits différents du compartiment du circuit du combustible.

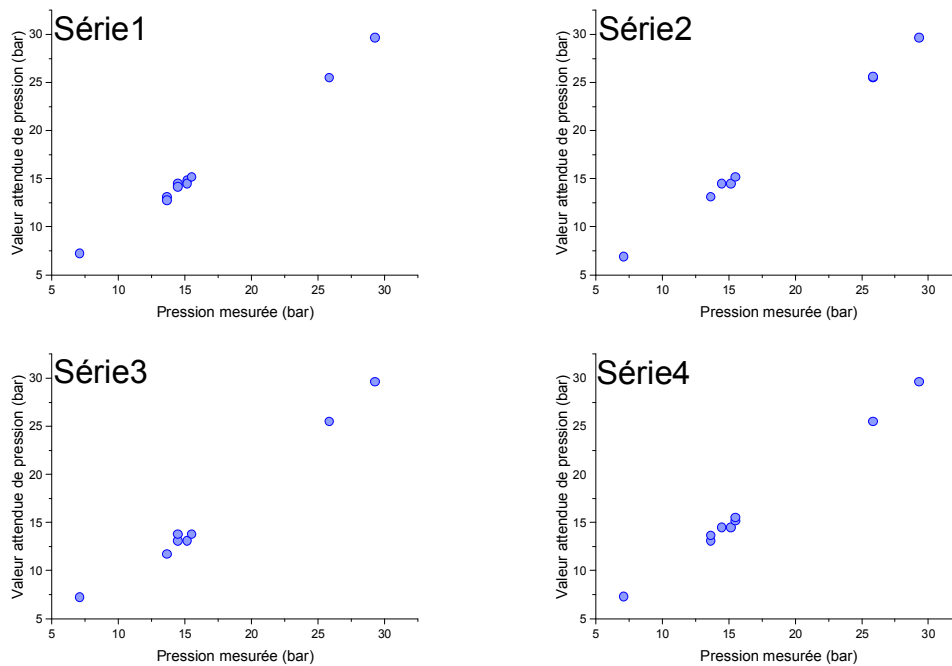


Fig.IV.3 . Dispersion des données de pressions mesurées en fonction des valeurs attendues.

IV.3.3. Etude de la linéarité

L'observation de cet alignement des données peut être quantifié par une étude de linéarité, où la droite de lissage linéaire $P_{mes} = f(P_{att})$ est comparée à la bissectrice... $y = x$. (figure .IV.3) montre ce teste réalisé sur les grandes moyennes $\bar{P}_{(mes)}$, on remarque que la droite du lissage se coïncide presque avec la bissectrice ($y = x$). Ce calcul montre aussi, forte corrélation entre les paires (x_i, y_i) ($R = 0.998$). En plus il donne une équation linéaire avec une pente égal à peu près à l'unité, ce qui prouve qu'il y a une linéarité.

LA PARTIE EXPERIMENTALE

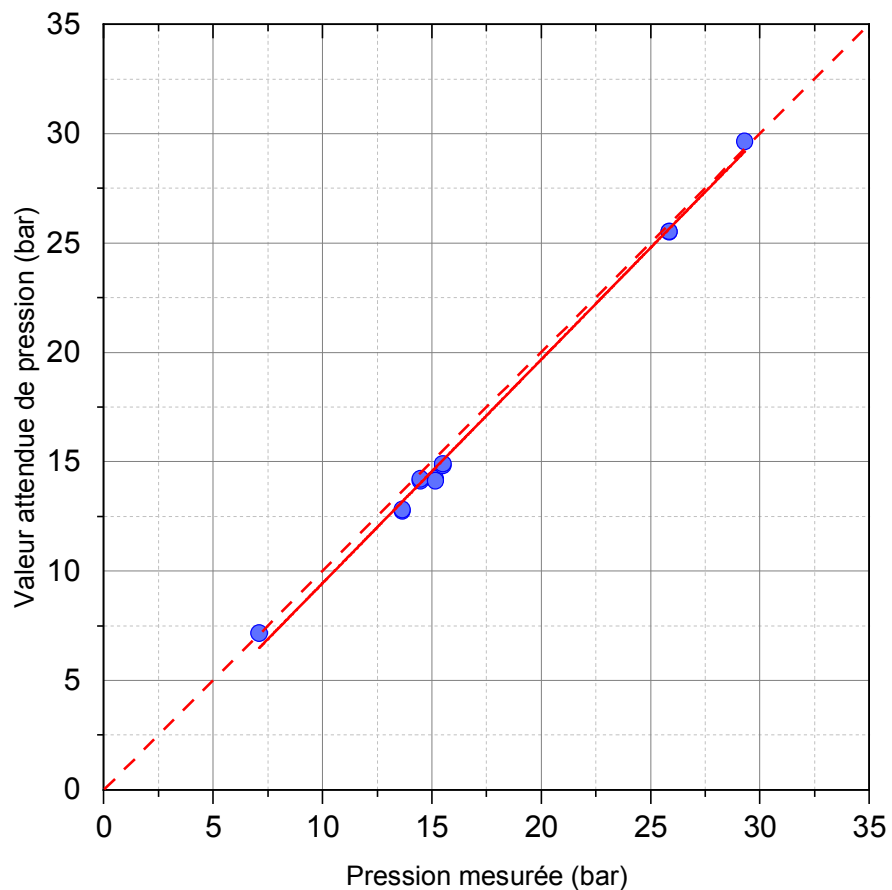


Fig.IV.4.Linéarité des mesures de pression dans le compartiment du circuit du combustible gazeux ... ; ligne continue ($y = x$), ligne discontinue ($P_{mes} = f(P_{att})$).

| | |
|--|---------|
| $\bar{P}_{(mes)} = -0,77754 + 1.02239 P_{(att)}$ | |
| Number of Points | 14 |
| Degrees of Freedom | 12 |
| R Value | 0,9983 |
| Adj. R-Square | 0,99631 |

IV.3.4. Etude de la variabilité des mesures

Le calcul en pourcent des écarts-types expérimentaux moyens relatifs (%RSD), des différentes pressions sont mentionnées dans le tableau ... Ces résultats traduisent une variabilité inter-séries de ces mesures. On remarque que ce paramètre ne dépasse pas 3% pour l'ensemble des niveaux. (La figure.IV.5) trace cette variabilité en fonction des pressions moyennes et montre une grande précision observée au niveau du premier manomètre en amont (PI-FG-1) et le manomètre intermédiaire (PI-FG-2), qui mesurent, respectivement, les pressions du gaz entrant au niveau de la vanne (SRV) d'arrêt et de détente/régulation de vitesse et la pression P_2 avant les vannes de réglage (GCV) du débit du combustible gazeux.

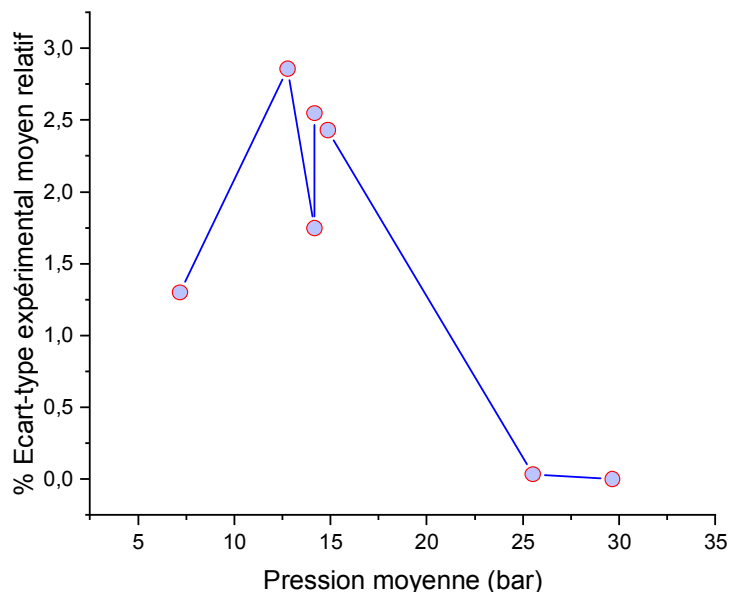


Fig.IV.5 .Variabilité des mesures de pressions de contrôle du circuit combustible gazeux

Ceci justifie un maintien presque constant de cette pression en amont des GCV. Par contre une variabilité un peu élevée est notée pour les pressions mesurées en aval de la vanne de réglage du débit du gaz. Les fluctuations pour ces pressions peuvent témoigner aussi d'une manœuvre de contrôle, qui intervient chaque fois sur les vannes GCV pour régler le débit du gaz combustible, en réponse à la commande du combustible du système de contrôle, à savoir la référence de débit du combustible gazeux (FSR2).

LA PARTIE EXPERIMENTALE

Finalement, la variabilité, de la plus faible pression du gaz, PI-HG du système de déclenchement, mesurée au niveau du circuit du combustible, se montre faible et peut être assigné à une influence de son environnement et ne doit pas être aperçu comme une alerte au système de protection de la turbine.

IV.3.5. Identification des facteurs d'influence de mesure des pressions de contrôle du circuit du combustible gazeux

Comme on peut le constater sur les données du (Tableau IV.3) on peut identifier, à première vue, un facteur temps à quatre niveaux (séries ou jours), où la mesure est répétée (journée et nuit). En plus de ce classement, ces données peuvent se répartir aussi, par ordre de grandeur des pressions mesurées. On remarque qu'on peut déterminer au moins trois niveaux pour ce facteur. Ainsi, un premier niveau 1 pour les pressions inférieure à 10 bar ($P < 10$), dans ce cas il s'agit des PI-HG pression d'huile déclenchement du combustible gazeux, un deuxième niveau 2 pour les pressions comprises entre 10 et 20 bar ($10 < P < 20$), des pressions du gaz partant des vannes de réglage et mesurées par les manomètres PI-D5 et les trois PI-PMG. Enfin un troisième niveau 3 pour les pressions supérieur à 20 bar ($20 < P$), ceux sont les deux pressions mesurée par les manomètres PI-FG, avant l'arrivée du gaz aux vannes de contrôle. Ce qui induit, aussi, une autre possibilité de répartition, c'est celle de regrouper ces données par zone de mesure, comme c'est déjà illustré dans la figure.... C'est-à-dire, par rapport à la position des vannes de contrôle du gaz GCV, où on peut observer une possible influence de la variabilité de température de combustible. On détermine à cet effet, pour ce facteur, deux niveaux. D'une part, il y a les pressions mesurées en amont de la vanne de contrôle GCV, c'est-à-dire, les pressions mesurées par PI-HG et les deux PI-FG, d'autre part, il y a celles mesurées en aval de la vanne de contrôle GCV, c'est-à-dire, la pression du gaz de diffusion PI-D5 et les trois pressions du gaz mesurée par les manomètres PI-PMG. Ce qui donne au moins, trois effets d'influence, correspondant à un plan factoriel de type ($4 \times 3 \times 2$).

IV.3.6. Analyse de variance

La vérification antérieure de la linéarité, pour cette gamme de valeurs expérimentales, nous incite à générer des données sur la déviation (erreur) des mesures de pression, par rapport aux valeurs attendues, référées en tant que valeurs conventionnellement vraies, selon les équations (IV.1) et (IV.2) :

LA PARTIE EXPERIMENTALE

$$Erreur = Valeur mesurée - Valeur Attendue \quad (IV.1)$$

$$\%Erreur Relative = \left(\frac{Erreur}{Valeur Attendue} \right) \times 100 \quad (IV.2)$$

Ceci dans le but de suivre la performance du système de contrôle dans la commande du circuit combustible. Le tableau IV.4 . arrange les données de pression en pourcent d'erreurs relatives, selon les facteurs identifiés auparavant. Une analyse de variance jusqu'à trois facteur est donc possible, pour cette étude statistique, en considérant les valeurs des erreurs relatives comme réponses aux facteurs ; temps, ordre de grandeur et position du manomètre de mesure par rapport à la vanne de contrôle du débit de gaz GCV.

Tableau IV.4 .Données des erreurs relatives des mesures de pression au niveau des compartiments du circuit combustible.

| Paramètres | Facteur (B) | Facteur (C) | Facteur (A) | | | | |
|------------|-------------|-------------|-------------|--------|--------|---------|--------|
| | | | | Série1 | Série2 | Série3 | Série4 |
| PI-HG | Niv1 | Amant | J | 1,942 | -2,913 | 1,942 | 2,913 |
| PI-HG | Niv1 | Amant | N | 1,942 | -2,913 | 1,942 | 2,913 |
| PI-D5 | Niv2 | Aval | J | -4,040 | -4,040 | -14,100 | -4,040 |
| PI-D5 | Niv2 | Aval | N | -6,566 | -4,040 | -14,100 | 0.000 |
| PI-PM1 | Niv2 | Aval | J | 0.000 | 0.000 | -9,520 | 0.000 |
| PI-PM1 | Niv2 | Aval | N | -2,381 | 0.000 | -4,760 | 0.000 |
| PI-PM2 | Niv2 | Aval | J | -2,273 | -4,545 | -13,600 | -4,545 |
| PI-PM2 | Niv2 | Aval | N | -4,545 | -4,545 | -13,600 | -4,545 |
| PI-PM3 | Niv2 | Aval | J | -2,222 | -2,222 | -11,100 | -2,222 |
| PI-PM3 | Niv2 | Aval | N | -2,222 | -2,222 | -11,100 | 0.000 |
| PI-FG-1 | Niv3 | Amant | J | -1,333 | -1,333 | -1,330 | -1,333 |
| PI-FG-1 | Niv3 | Amant | N | -1,333 | -1,067 | -1,330 | -1,333 |
| PI-FG-2 | Niv3 | Amant | J | 1,176 | 1,176 | 1,176 | 1,176 |
| PI-FG-2 | Niv3 | Amant | N | 1,176 | 1,176 | 1,176 | 1,176 |

Les résultats de l'analyse ANOVA à trois facteurs, réalisée par le Logiciel Origin, sont récapitulés dans les tableaux... Le calcul a été effectué on changeant les paramètres à deux reprises, afin d'identifier les interactions. On peut noter que lorsqu'on compare les moyennes des populations pour les différents facteurs, vis-à-vis les décisions faites, sur la base d'un intervalle de confiance de 95%, la différence des moyennes des populations du facteur (temps) est significative, (P-Value < 0.05), dans les deux cas étudiés. Par contre, cette

LA PARTIE EXPERIMENTALE

différence n'est pas significative pour les populations ; ordre de grandeur (Facteur B) et zone de mesure (Facteur C).

Tableau. IV.5. ANOVA à trois facteurs, montrant l'interaction (facteur A vs facteur C)

Overall ANOVA

| | DF | Sum of Squares | Mean Square | F Value | P Value |
|-----------------|----|----------------|--------------|--------------|-------------|
| Fac A | 3 | 199,89355 | 66,63118 | 13,86342 | 1,68476E-6 |
| Fac B | 2 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| Fac C | 1 | -4,54747E-13 | -4,54747E-13 | -9,46157E-14 | 1 |
| Fac A * Fac C | 3 | 232,2147 | 77,4049 | 16,10502 | 3,30132E-7 |
| Fac B * Fac C | 2 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| Model | 11 | 858,30737 | 78,02794 | 16,23466 | 4,48352E-12 |
| Error | 44 | 211,47536 | 4,80626 | 0 | 0 |
| Corrected Total | 55 | 1069,78273 | 0 | 0 | 0 |

At the 0.05 level, the population means of Fac A are significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac B are not significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac C are not significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac A * Fac C are significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac B * Fac C are not significantly different.

Tableau IV.6 .ANOVA à trois facteurs, montrant l'interaction (facteur A vs facteur B)

Overall ANOVA

| | DF | Sum of Squares | Mean Square | F Value | P Value |
|-----------------|----|----------------|-------------|-------------|-------------|
| Fac A | 3 | 76,14665 | 25,38222 | 5,68263 | 0,00238 |
| Fac B | 2 | 2,27374E-13 | 1,13687E-13 | 2,54525E-14 | 1 |
| Fac C | 1 | 2,27374E-13 | 2,27374E-13 | 5,09049E-14 | 1 |
| Fac A * Fac B | 6 | 260,55807 | 43,42634 | 9,72239 | 1,1779E-6 |
| Fac B * Fac C | 2 | 2,27374E-13 | 1,13687E-13 | 2,54525E-14 | 1 |
| Model | 14 | 886,65073 | 63,3322 | 14,17895 | 1,73628E-11 |
| Error | 41 | 183,13199 | 4,46663 | 0 | 0 |
| Corrected Total | 55 | 1069,78273 | 0 | 0 | 0 |

At the 0.05 level, the population means of Fac A are significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac B are not significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac C are not significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac A * Fac B are significantly different.

At the 0.05 level, the population means of Fac B * Fac C are not significantly different.

LA PARTIE EXPERIMENTALE

Tableau IV.7. Comparaison des moyennes

Bonferroni Test

| Fac A | | MeanDiff | SEM | t Value | Prob | Alpha | Sig | LCL | UCL |
|--------|--------|----------|--------|----------|------------|-------|-----|----------|---------|
| Série1 | Série2 | 0,62223 | 0,7421 | 0,83846 | 1 | 0,05 | 0 | -1,42807 | 2,67252 |
| Série1 | Série3 | 4,23837 | 0,7421 | 5,7113 | 5,36973E-6 | 0,05 | 1 | 2,18808 | 6,28866 |
| Série1 | Série4 | -0,71782 | 0,7421 | -0,96728 | 1 | 0,05 | 0 | -2,76812 | 1,33247 |
| Série2 | Série3 | 3,61614 | 0,7421 | 4,87283 | 8,79466E-5 | 0,05 | 1 | 1,56585 | 5,66644 |
| Série2 | Série4 | -1,34005 | 0,7421 | -1,80574 | 0,46681 | 0,05 | 0 | -3,39034 | 0,71024 |
| Série3 | Série4 | -4,95619 | 0,7421 | -6,67858 | 2,03288E-7 | 0,05 | 1 | -7,00649 | -2,9059 |

| Fac B | | MeanDiff | SEM | t Value | Prob | Alpha | Sig | LCL | UCL |
|-------|------|----------|---------|----------|------------|-------|-----|----------|----------|
| Lev1 | Lev2 | 2,71523 | 0,41891 | 6,48164 | 1,9804E-7 | 0,05 | 1 | 1,67258 | 3,75789 |
| Lev1 | Lev3 | 0,77445 | 0,6311 | 1,22715 | 0,67888 | 0,05 | 0 | -0,79633 | 2,34524 |
| Lev2 | Lev3 | -1,94078 | 0,33817 | -5,73908 | 2,44476E-6 | 0,05 | 1 | -2,78248 | -1,09909 |

| Fac C | | MeanDiff | SEM | t Value | Prob | Alpha | Sig | LCL | UCL |
|-------|------|----------|---------|---------|-------------|-------|-----|---------|---------|
| Amant | Aval | 2,71144 | 0,33516 | 8,09007 | 2,99602E-10 | 0,05 | 1 | 2,03598 | 3,38691 |

D'autre part, le test de Bonferroni, tableau... montre une différence significative des moyennes entre les niveaux du facteur B (Sig = 1). Mais on s'aperçoit que ce n'est pas à cause de l'ordre de grandeur du niveau de pression. Car entre les faibles pressions et les hautes pressions (Niv1 vs Niv3), cette différence n'est pas significative (Sig = 0). En effet, ces deux dernières mesures s'effectuent en amont de la vanne de contrôle (même température). Par contre, les mesures en aval s'effectuent à une température légèrement inférieure. L'effet position du manomètre, par rapport à la vanne de contrôle, autrement dit, température du combustible dans les différents endroits de son circuit est donc responsable de cette fluctuation. Cette conclusion est confirmée lorsqu'on compare les moyennes des deux niveaux du facteur C. Par contre, la différence des moyennes entre les séries du facteur temps, montre une influence des conditions des mesures de la série 3, ceci s'observe lorsqu'on compare les moyennes de cette dernière avec celles des autres séries.

IV.3.7. Interaction

Les résultats statistiques (P-Value < 0.05), du tableau 5 et 6 montrent la présence d'interactions, d'une part, entre le facteur A et le facteur B et d'autre part, entre le facteur A et le facteur C. (La Figure.IV.6) illustre cette interaction, principalement, aux faibles et aux plus

LA PARTIE EXPERIMENTALE

hautes pressions, ces grandeurs se mesurent, en effet dans la même zone (amant). Ce qui est confirmé clairement dans (la Figure.IV.7) .

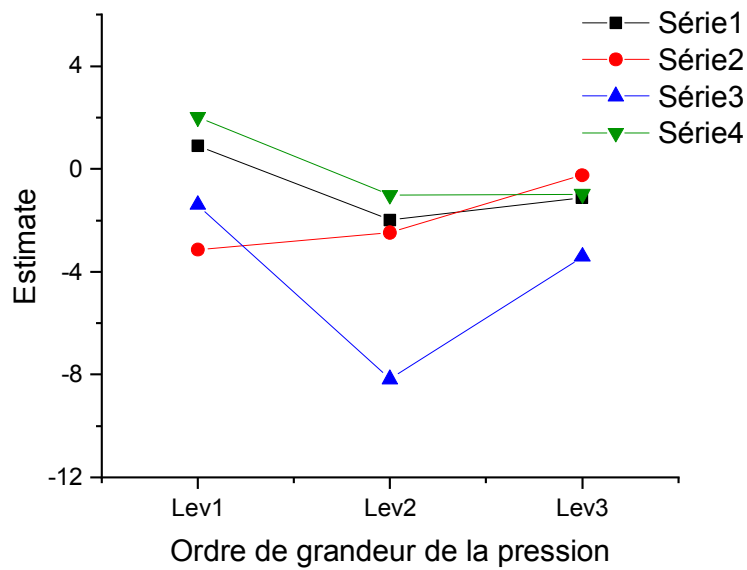


Fig.IV.6. Interaction entre le facteur temps et le facteur ordre de grandeur

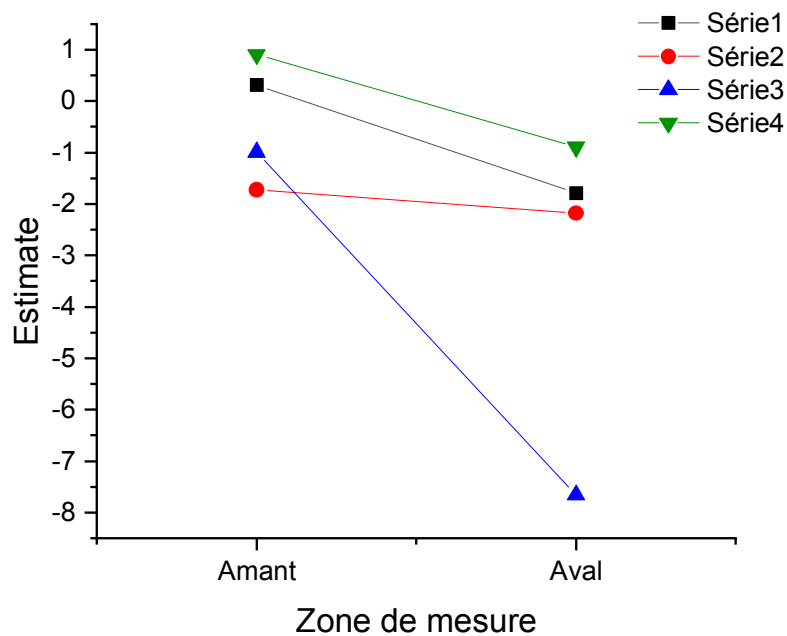


Fig.IV.7. Interaction entre le facteur temps et le facteur zone de mesure

LA PARTIE EXPERIMENTALE

De l'autre côté, ces résultats statistiques ne révèle aucune interaction entre le facteur B et le facteur C, la P-Value est toujours supérieur à 0.05, dans les deux calculs entrepris. Ce qui est confirmé aussi par(la figure IV.8), on remarque que les droites sont presque parallèles.

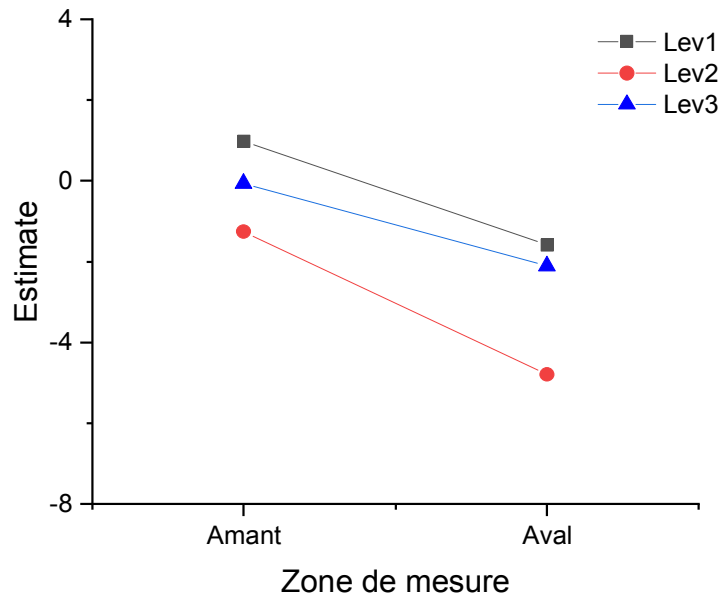


Fig.IV.8. Interaction entre le facteur ordre de grandeur et le facteur zone de mesure

Conclusion

Cette étude nous a permis de comprendre les différents principes de fonctionnement des turbines à gaz conçues pour la production d'électricité. Particulièrement, celui adopté dans les installations des unités de production employant les turbines à gaz cycle combiné (TGCC). Comme c'est le cas de la nouvelle centrale implantée à Mecheria (Wilaya de Naama). Ce type d'installation, révélant d'une industrie lourde est régi par un contrôle minutieux de multitudes de systèmes entrant dans la conception de ce gigantesque assemblage. Dont, le compartiment du circuit combustible, menu d'un système à faible émission d'oxydes d'azote DLN, constitue un support majeur, vu son importance dans l'alimentation en continu de la turbine à gaz par le combustible et avec un débit précis.

Le contrôle à ce niveau est basé sur un traitement online des données des mesures de grandeurs physiques, notamment, de pression et de température, comparés à des valeurs de référence du constructeur. Afin d'adapter un débit combustible approprié pour donner un rendement thermique performant de la turbine à gaz.

Dans ce travail nous avons montré comment ce contrôle peut être suivi statistiquement, en mode post-analyse, sur les mêmes données de prise de décision de la commande de contrôle. Cette étude statistique, employant l'analyse de variance a permis, en effet, d'identifier des facteurs potentiels d'influence sur le contrôle du circuit combustible. Mais qui a témoigné aussi de leur faible contribution à l'erreur et d'une manœuvre appropriée de la commande de contrôle à atteindre les valeurs attendues.

BIBLIOGRAPHIE

Chapitre I : Introduction Générale

- [1] La production et la distribution d'énergie <http://www.ilocis.org/fr/documents/ilo076.htm>
- [2] À partir de quelles sources d'énergie l'électricité est-elle fabriquée <https://www.killmybill.be/fr/sources-energie/> d'après Mathilde lepage
- [3] COMPARAISON DES DIFFÉRENTS MODES DE PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ 2011 <http://www.energethique.com/>
- [4] la production d'électricité par des centrales thermiques <https://www.engie.com>
- [5] "Production d'électricité d'origine thermique", note d'information, EDF, 2015. <https://www.edf.fr>
- [6] <https://www.enea-consulting.com/> les moyens de production d'énergie -2014 version finale
- [7] General Electric Service, « Installation & Service Engineering International Departement », Documentation interne SONATRACH

Chapitre II : Turbine à Gaz

- [1] Onovwiona. H.I, Ugursal. V.I, " Residential cogeneration systems: review of the current technology", Renewable and Sustainable Energy Reviews 10, 389–431, 2006
- [2] Gaz turbine , instruments ,iso,3977, 2004, www.iso.fr
- [3] Applications des turbines à gaz — Exigences relatives à la production d'énergie , ISO 19859,2016. www.iso.fr
- [4] Gaz turbine , vocabulary, ISO 11086,1996, www.iso.fr
- [5] *GE Energy* ,Estimating Gas Turbine Performance , GEK 116403,June 2009

- [6] Meherwan P Boycem Gas Turbine Engineering Handbook, Third Edition, Gulf Professional Publishing, 2006, 64-92
- [7] Abdallah Bouam, Rabah Kadi, Slimane Aissani. Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. fhal-00167203f
- [8] Jacques MAUNAND, Production d'électricité par turbine à gaz, Techniques de l'Ingénieur D 4 001
- [9] N El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel. Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur. Congrès International sur les Énergies Renouvelables et l'Environnement, Mar 2009, Sfax, Tunisie. hal-01474921, <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01474921>
- [10] Renaud Gicquel, Systèmes Energétiques, tome 2, Presse de l'Ecole des Mines Paris.
- H. Jeanmart, Thermodynamique et Energétique, Les cycles combinés, 2006-2007 Document web : <http://www.tgv-vise.be/documents/technique-1.pdf>
- [11] J. M. MONTEIL, Centrale à cycle combiné, Fonctionnement, exploitation, exemple, Techniques de l'Ingénieur, traite Genie energetique BE 8 907,

Chapitre III : SYSTÈME DE CONTRÔLE DU COMBUSTIBLE D'UNE CENTRALE DE PRODUCTION D'ENERGIE TGCC

- [1] [GE Energy ,Estimating Gas Turbine Performance , GEK 116403,June 2009
- [2] [GE Power, **Dry Low NO_x 2.6+ Combustion System 9FA/9FB Gas Turbines**, GEA14358E (02/2016), powergen.gepower.com]