

République Algérienne Démocratique et Populaire

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

*Université SAAD DAHLAB BLIDA
Faculté de science et technologie
Département de génie mécanique*


SNC · LAVALIN



*MEMOIRE DE
FIN D'ETUDES*

*EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE
MECANIQUE*

Option : optimisation des systèmes énergétiques

THEME

**Influence des conditions climatiques sur les
performances d'un cycle combiné.**

Proposé et suivi par :

**Pr. B. BOUMADDENE
Mr. BALAHSEN HAKIM**

Réalisé par :

**CHABOU ABDELKADER
MASLEK ACHREF EDDINE**

Promotion: 2015/2016

Liste des figures et tableaux

Liste des figures

Chapitre 1

1.1 Historique de la consommation électrique en Algérie 1963-2007

1.2 Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017

1.3 Structure du parc de production en 2007

1.4 Cycle ouvert de la TG doté d'un refroidisseur par évaporation directe.

1.5 Schéma d'un circuit d' injection de vapeur d'eau

Chapitre 2

2.1 Schéma T-H du Cycle Combiné.

2.2 Les éléments de la turbine à gaz.

2.3 Classification des turbines à gaz.

2.4 Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.

2.5 Mode de travail.

2.6 Représentation de cycle fermé et ouvert

2.7 Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

2.8 Schéma d'une turbine à vapeur

2.9 Mode de fonctionnement de la vapeur.

2.10 Turbine axial

2.11 Turbine radiale

2.12 Mode de transmission.

2.13 Turbine à disque.

2.14 Turbine à tambour.

2.15 Turbine à gaz à cycle combiné.

2.16 Principe fonctionne.

2.17 Les différents éléments d'une chaudière de récupération.

2.18 Représentation du pincement et de l'approche.

2.19 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération.

2.20 La turbine à gaz 9FB du central

2.21 Compresseur axial de la TG 9FB

2.22 La configuration de la chambre de combustion de TG 9FB.

2.23 Configuration de HRSG de la centrale.

Liste des figures et tableaux

2.24 *Configuration de condenseur de la centrale.*

2.25 *Configuration de l'alternateur*

Chapitre 3

3.1 *Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz*

3.2 *Cycle réel d'une turbine à gaz.*

3.3 *La variation de la masse volumique en fonction de la température
Ambiante*

3.4 *Variation débit massique en fonction de la température ambiant*

3.5 *Variation de la température de sortie de compresseur en fonction de la température
ambiante*

3.6 *Variation de la température de sortie de compresseur en fonction du . . . La
température ambiante et taux de compression*

3.7 *Variation de C_p d'aire dans le compresseur en fonction de la température*

3.8 *Travail consommée par le compresseur en fonction de température*

3.9 *Variation de la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de . . .
Combustion en fonction de la température d'entrée.*

3.10 *représente la variation de débit de combustible en fonction de la température
d'entrée du compresseur.*

3.11 *La variation de rapport f (combustible/aire) en fonction de la température
ambiante.*

3.12 *Variation de la puissance produit par la TG en fonction de température ambiante.*

3.13 *la consommation spécifique en fonction de la temperature ambiant*

3.14 *Rendement théorique en fonction de la température ambiante*

3.15 *Variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude*

3.16 *Cycle de Brayton*

3.17 *Variation de la densité d'air en fonction de la pression atmosphérique et la
température ambient.*

3.18 *La variation de débit massique d'air en fonction de la pression atmosphérique et la
température ambient*

3.19 *Variation de puissance en fonction de la pression atmosphérique*

3.20 *Puissance en fonction de chute de pression dans le filtre*

Liste des figures et tableaux

- 3.21 *Variation de pression de sortie du compresseur en fonction de la pression atmosphérique.*
- 3.22 *Pression de sortie de compresseur en fonction de la pression atmosphérique et taux de compression*
- 3.23 *Taux de compression en fonction de la température maximale dans la chambre de combustion*
- 3.24 *Le travail net en fonction de taux de compression*
- 3.25 *Variation de Rendement en fonction de la T_{cc} et taux de compression*
- 3.26 *Variation de Rendement en fonction de taux de compression et la température ambiante à $T_{max}=1673.15$ k.*
- 3.27 *Humidité spécifique en fonction de l'humidité relative et la température ambient.*
- 3.28 *Diagramme psychométrique d'air.*
- 3.29 *Travail de compresseur en fonction de l'humidité Relative*
- 3.30 *Travail de la détente en fonction de l'humidité relative.*
- 3.31 *Variation de la puissance produit en fonction de l'humidité relative à 278.15 k.*
- 3.32 *Variation de la puissance produit en fonction de l'humidité relative*
- 3.33 *Rendement de la TG en fonction de l'humidité relative*
- 4.2 *Schéma de principe du cycle combiné à trois niveaux de pression dans la TV avec fractionnement de débit.*

Chapitre 4

- 4.1 *Schéma de principe du cycle combiné à trois niveaux de pression dans la TV avec fractionnement de débit de la CC à SKHE.*
- 4.2 *cycle de Rankine.*
- 4.3 *L'énergie récupère par HRSG en fonction de la température ambient.*
- 4.4 *L'énergie récupérée par HRSG en fonction de la pression atmosphérique et la température ambient*
- 4.5 *Quantité d'énergie récupérée par HRSG en fct de Température ambiante et l'humidité Relative*
- 4.6 *Variation de puissance produite par le CC en fonction de la Température ambiante et l'humidité Relative à une pression atmosphérique constante*

Liste des figures et tableaux

Liste des tableaux

- 1.1 *Les nouveaux moyens de production en cours de réalisation sur la période 2008-2012*
- 3.1 *La variation de puissance produit par la TG en fonction de la température ambient*
- 3.3 *La variation de L'humidité spécifique en fonction de la température ambient et l'humidité relative*
- 3.4 *Variation de la puissance produit en fonction de l'humidité relative*
- 4.1 *Puissance produite par le CC en fonction CCL.*
- 4.2 *Rendement de CC en fonction des conditions ambiantes avec pression atmosphérique constante*

La turbine à gaz est une machine productrice de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance proportionnelle au débit d'air passant qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique. Par conséquent, leur capacité de production. Les turbines à gaz fonctionnant sous climat chaud ne produisent pas seulement moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant [2 ; 3]. Selon McCracken [4], la puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35 % en été et la consommation de carburant augmente d'un moyen de 6 %.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, mais les deux méthodes les plus communes sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [5 ; 6]. Le refroidissement de l'air à l'admission augmente typiquement le rendement de la turbine à gaz de 10-18 % pour chaque 10 °C de diminution de la température de l'air d'admission [4].

1. 2. Historique de création et de développement de la TG :

En Angleterre en 1791, John Barber a inventé la première véritable TG au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une TG moderne, qui utilise le cycle Thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une Chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une TG de détente [7].

En 1861, MENNONS a écrit un brevet d'une TG dont la conception se rapproche des TG modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En 1884, PARSONS a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

1.2.1. Les cinquante premières années du 20ème siècle :

En 1903, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique pour construire la première TG à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400 °C [8, 9]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la TG a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la TG, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En 1905 à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'Elling. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa TG construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [10].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et

Rene Armengaud, cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Rateau** durant les années **1905-1906**. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [7].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la TG, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine.

Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [11].

La première TG mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [12]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette TG possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau = 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [11, 12]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la TG de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [12].

1.2.2. La seconde moitié du 20ème siècle :

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [7]. Il y avait aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de TG. **Westinghouse** a mis en exploitation sa **TG Power Station W301**, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a

été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [7]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés dans la littérature [13, 14, 7, 15]. Cette approche est destinée à optimiser les TG pour un travail spécifique maximal. Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de TG ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7 en 1990 et avait un rendement de 45,2 % pour une TET de 1260°C, avec une puissance totale de 214 MW en cycle combiné, et de 150 MW à 34,5% en cycle simple [16]. Une autre machine, de modèle 501F, élaborée conjointement par Westinghouse, Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio, qui est devenue opérationnelle en 1993, avec une même TET 1260 °C et une puissance de 160 MW, une efficacité du cycle de 35,6% et 51,7%, dans des applications à cycle simple et combiné, respectivement [7].

Au début des années **90**, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec les principaux fabricants de TG, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme visant à développer les **SAT**. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [5, 8, 17, 18, 19].

En **1999-2000**, Vision-21 programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants:

- Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60%;
- Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75% ;

Près de zéro les émissions de soufre, de NO_x, de particules, et la réduction de 100% de CO₂ à la sortie [20]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des TG, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

1. 6. Etat de l'art du développement et d'amélioration de la TG et le cycle combinée d'après étude de l'influence des conditions ambiante

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des TG en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages, on peut citer les travaux suivants :

Alhazmy et col [6] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de TG lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur. Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

Mohsen et al [21] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation à TG et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la TG de type ouvert indiqué dans la Figure 1-3. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

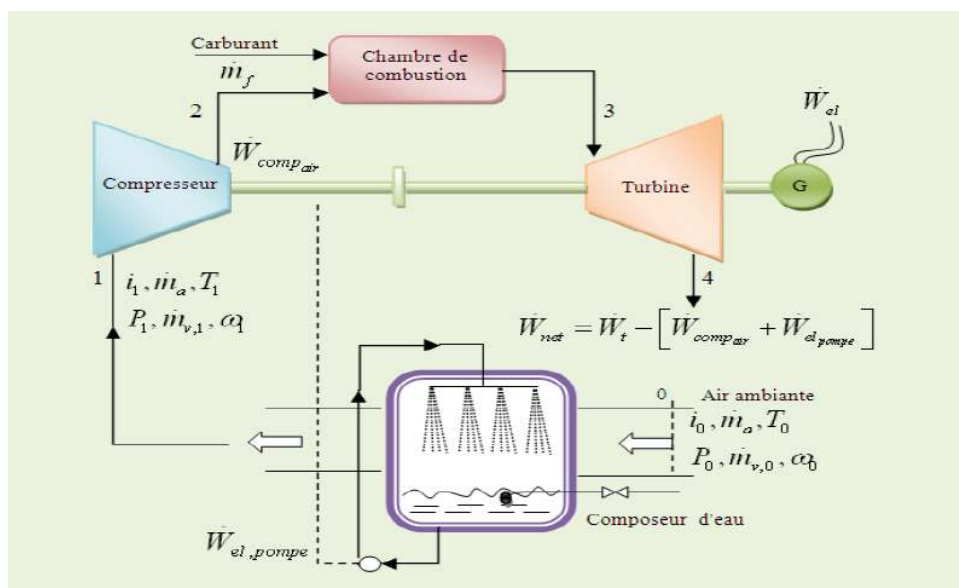


Figure 1-3 : Cycle ouvert de la TG doté d'un refroidisseur par évaporation directe.

Majed et al [22] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la TG. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau. Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des TG fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la TG. L'amélioration d'exécution est calculée, pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de TG ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Jeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation.

Amir et al [23] ont étudié le refroidissement par évaporation déshydratant pour l'amélioration des performances d'installations de la TG, ils ont fait une comparaison entre l'amélioration des performances obtenues par la méthode proposée et ceux des autres systèmes de refroidissement par évaporation (direct et indirect), dans des conditions climatiques différentes. Ils montrent que la technique de refroidissement par évaporation déshydratant, au moins pour les climats chauds et humides, est plus efficace que les autres techniques de refroidissement par évaporation.

Hosseini et al [24] ont présenté une modélisation du système de refroidissement par évaporation installé dans les TG de la Fars (Iran) de la centrale à cycle combiné. Dans ce modèle, différents paramètres de conception tels que la vitesse d'entrée de l'air, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias, ont été pris en considération. L'analyse des résultats montre, que pour un nombre constant de Prandtl, l'efficacité du refroidisseur diminue et la chute de pression augmente, de même que la vitesse d'air entrant. La baisse du taux d'évaporation de l'eau et la température du refroidisseur a été calculée, et les effets de la température de l'humidité relative et la pression de l'air ambiant ont été étudiés.

Les résultats pratiques et analytiques de cette étude, montrent que la TG du Fars à cycle combiné, pour une température ambiante de 38 °C avec 8% d'humidité relative, la puissance augmente de 11 MW, tandis que la température de l'air d'admission chute d'environ 19°C, avec l'installation du refroidissement par évaporation.

En raison de l'augmentation annuelle d'électricité de 5280 MWh et compte tenu de 2,5 cents / kWh le prix de vente d'électricité excédentaire générée, durant la période de récupération obtenue est d'environ quatre ans. Dans cette étude, une simulation numérique a été utilisée par **Beshkani** et al [13], le modèle est amélioré en utilisant différentes conditions aux limites dans le sens de la hauteur du canal d'air humide. Les aspects économiques de refroidissement de l'air d'admission de TG de la centrale de Fars sont étudiés, la chute de température, le taux d'évaporation et l'augmentation de la puissance sont étudiés pour différentes températures ambiantes et humidités relatives.

Kadi et al [25] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la TG (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des TG avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les TG peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des TG ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

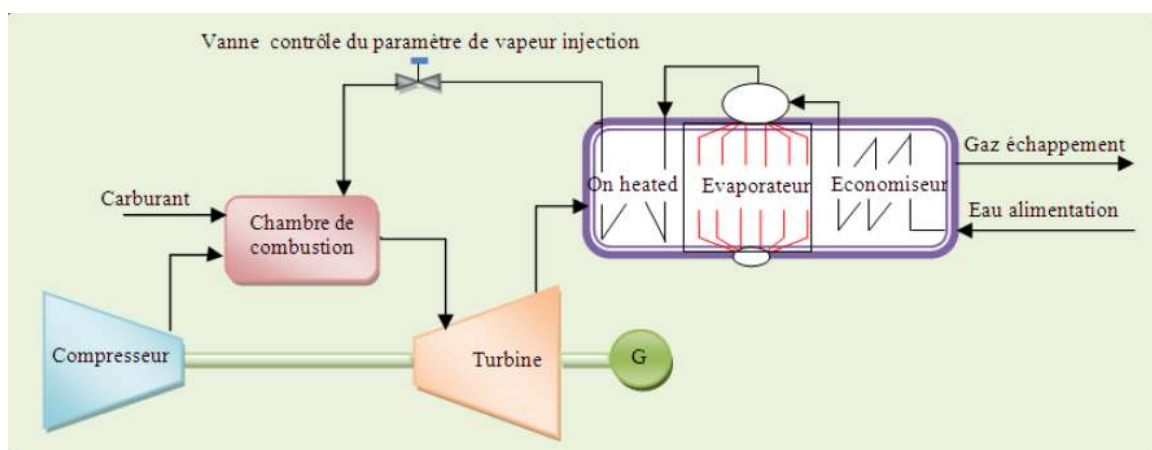


Figure 1-4 : Schéma d'un circuit d' injection de vapeur d'eau

Bouam et al [2, 3, 4] ont fait une étude pour développer un cycle simple avec l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour améliorer les performances de la TG, pour cela, ils ont proposé un cycle simple avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Ils ont réalisé un programme de calcul et d'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TG. Les résultats obtenus montrent que la puissance utile et le rendement d'une TG se stabilisent, quand une quantité précise de vapeur d'eau est injectée lors de la variation de la température ambiante.

Jaber et al [26] ont réalisé une étude sur l'influence de l'apport d'air de refroidissement sur le rendement de la TG, une comparaison entre l'utilisation de différents systèmes de refroidissement, tels que le refroidissement par évaporation et le refroidissement par serpentin. Ils ont exécuté un modèle de simulation informatique pour les systèmes utilisés et développés afin d'évaluer la performance de la TG étudiée à la centrale électrique de Marka, (Amman, Jordanie). Les caractéristiques de performance sont étudiées pour un ensemble de paramètres réels de fonctionnement, les résultats obtenus ont prouvé que le système de refroidissement par évaporation, est capable d'amplifier la puissance et d'augmenter l'efficacité de la TG étudiée, d'une meilleure manière que le système de refroidissement par serpentin dû à sa consommation de puissance élevée exigée pour couvrir l'unité de réfrigération de vapeur.

Néanmoins, il fournit le plein contrôle sur les conditions d'admission de la température indépendamment du taux d'humidité.

Garooi et al [27] ont étudié l'effet de refroidissement de l'air d'admission sur le rendement des TG. Leurs travaux montrent que, le travail net et l'efficacité augmenteront de 6-10% et de 1-5% respectivement, pour chaque diminution de 10 °C de la température d'admission, puisque, le coefficient de performance du cycle de réfrigération d'absorption est faible, avec un taux de haute pression dans une simple TG et un taux de basse pression dans la régénératrice de la TG.

L'énergie des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération. Les résultats prouvent que, quand un éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération, il a besoin d'une source externe d'énergie pour le cycle de réfrigération.

Is'haq [28] a présenté une étude sur les performances de deux TG, une à un arbre et une autre à deux arbres, avec deux méthodes de refroidissement de l'air d'entrée qui leurs sont appliquées.

Ces deux méthodes sont la réfrigération par compression de vapeur et la réfrigération par absorption de vapeur. Il a utilisé le principe de la thermodynamique pour analyser les deux méthodes de réfrigération et de leur comportement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats de simulation obtenus en utilisant le système de réfrigération à compression de vapeur ont donné une augmentation de puissance de sortie d'environ 27% et 20%, respectivement pour la TG à un arbre et la Tag à deux arbres, et ceci à une température ambiante de 50 °C. Les chiffres correspondants pour ces deux TG lors de la réfrigération par absorption de vapeur utilisée sont de 31,8% et de 26,7% respectivement. Il a été conclu dans cette étude que les deux méthodes de refroidissement sont techniquement réalisables.

Muthana et al [29] ont exécuté une étude sur les différentes modifications de régénération qui consistent à une intégration du système de régénération et d'un système d'évaporation d'eau dans le conduit d'entrée d'air de la TG (GT-85-2-H). L'objectif principal est d'améliorer l'efficacité thermique par régénération, en utilisant l'injection d'eau comme un moyen pour accroître sensiblement la puissance de sortie ainsi que l'efficacité. L'étude, qui repose sur l'essai avec la régénération et l'essai avec injection de l'eau dans l'entrée d'air du compresseur a donné les résultats suivants :

- La régénération améliore l'efficacité thermique d'environ 56%, due à la réduction de la consommation de carburant.
- La puissance de sortie réduit d'environ 20,67% en raison des pertes de pression qui se produisent à cause du système de régénération.
- La consommation de carburant spécifique est réduite d'environ 59%.

Rahim et al [30] ont effectué une étude sur les performances d'un système de refroidissement qui se compose d'une boucle externe d'eau froide couplée à l'entrée de la TG. L'analyse explique les changements des paramètres thermodynamiques, ainsi que les variables économiques, telles que la rentabilité, le financement et la durée de vie du système, qui sont étendues aux composants de refroidissement, comme les réfrigérateurs, les pompes à eau et l'échangeur thermique. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'importance d'une analyse couplée, thermo-économiques dans le choix du système de refroidissement et des paramètres de fonctionnement.

Les résultats ont montré que l'amélioration de la puissance de sortie dépend du degré de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur.

La forte dépendance des performances des turbines à gaz sur la température ambiante a créé le besoin des technologies de refroidissement à l'admission. Des résultats expérimentaux étendus et des études théoriques entreprises sur plusieurs années sont fournis par Chaker et al [31],

Les performances thermodynamiques de compression humide avec récupération sont présentées par Zheng et al [32]. Parmi leurs résultats obtenus, c'est que le cycle avec compression humide et récupération peut donner une augmentation dans le rendement et la puissance qui peut être plus haute que n'importe quelle autre système de refroidissement à l'admission.

La température ambiante influence fortement le rendement de la turbine à gaz causant une réduction autour de 0.5-0.9 % pour 1°C de l'élévation de la température. Il y a également une augmentation significative du taux de chaleur de la turbine à gaz car les élévations de la température ambiante, ayant pour résultat des frais d'exploitation accrues. Car l'augmentation de la demande de puissance est habituellement coïncidente avec la température ambiante élevée. Tandis qu'il y a plusieurs à grande échelle au cours de ces dernières années en raison de l'avantage de son bas coût comparé aux autres techniques, comme le refroidissement intermédiaire et le refroidissement par réfrigération (media evaporative cooling et inlet chilling),

La forte influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz rendu populaire l'application du refroidissement par évaporation du brouillard et de la survaporisation de l'admission pour l'augmentation de la puissance. Un des principaux avantages du brouillard de survaporisation (overspray fogging) est qu'il augmente la puissance par l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Une revue complète sur des aspects analytiques et expérimentaux de la technologie de survaporisation pour des turbines à gaz est présentée dans la deuxième et troisième partie de l'article de Bhargava et al [28]. En général, la plupart des machines fonctionnent avec un niveau de survaporisation n'excédant pas 2 % du débit de la masse d'air.

Les performances de la turbine à gaz dépendent des conditions environnementales du site d'installation, en particulier la température de l'air ; les variations de la température de l'air ont une grande influence sur le rendement et la puissance développée par l'usine. Dans leur article Braco et al [33] examinent d'un point de vue thermodynamique les effets de la compression humide sur les performances de la centrale de turbine à gaz, analysent en particulier l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la centrale. Les résultats de simulation montrent que la compression humide est une technique très efficace

pour les centrales de turbine à gaz quand les conditions ambiantes sont fortement variable .D'après ces auteurs la survaporisation de 0.2%, permet d'atteindre une augmentation de la puissance maximale délivrée par la turbine à gaz autour de 14%.

[34] Ram G.Narula, Martin Massy and Jyoti Singh, « Desing Consideration for Cobined Cycle Plants For the Deregulated Market-AN EPC Contractor's Perspective ». ASME paper No : GT-2002-30252 Amsterdam, the Netherlands, June 3-6-2002.

[35] Dale Grace, Greg Boncimino and William stenzel « combined cycle plant optimisation studies » ASME paper No : JPGC2001/PWR619030, june 4-7-2001, New Orleans, Louisiana.

[36] A.L.Polyzakis, C.Koroneos and G.Xydis, « optimum gaz turbine cycle for combined cycle power plant ».Energy conversion and Management 49(2008)551-563.

[37] A.M.Bassily, « Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gaz reheat, gaz recuperation, and reduction of the irrever-sibility in the heat recovery steam generator »,Applied Energy 85 (2008) 1141-1162.

[38] R.Yadav, Pradeep kumar and Samir Sarawati, « comparative thermodynamique Analysis of Combined and steam Injected Gaz Turbine » ASME paper No : IJPGC 2003-40118,June 16-19,2003,atlanta,Georgia.

[39] Falah Alobaid,Ralf Postler,Jochen Strle,Bernd Epple and Kim Hyun-Gee, « modiling and investigation start-up procedures of a combined power plant » Applied Energy 85 (2008) 1173-1189.

[40] Sanjay,Onkar Singh and B.N. Prasad,Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle » Applied thermal eneingering 28 (2008) 2315-2326.

[41] Mustapha Chaker , Cyrus B.Meher-Homji and Thomas Mee III, « Inlet Fogging of gaz Turbine Engines6part B :Fog Droplet sizing Analysis,Nozzle Types,Measurement and Testing »,ASME paper No : 2002-GT-30563,June 3-6,2002 Amesterdam,theNetherlands.

[42] Qun Zheng,Minghong li and Yufeg Sun , « Thermodynamic Performance Of Wet Compression and Regenerative (WCR) Gas Turbine » ASME paper :GT2003-38517,Vol.125,June 16619 ,2003,Atlanta,USA.

[43] R.K.Bharrgava, C.B.Meher-Homji, M.Bianchi,F.Melino,A.Peretto,and S.Ingistov, « Gas Turbine Fogging Technology :A State of –the-An Review-Part il :Overspray Fogging-Analitical and Experimental Aspects, »,ASME J.Eng .Gas Turbine Power ,April 2007.

[44] Stefano Bracco,Alessandro Prierfederici and Trucco, « The Wet Compression Technology for Gas Turbine Power Plants : Thermodynamic model » ,Applied Thermal Engineering 27(2007)699-704.

Cycle combinée à injection de brouillard est autour de 3 MW à 15 MW, correspondant à un rendement de 1-5 % du cycle combinée .basé sur des conditions ambiantes moyennes de l'emplacement, ils ont également établi une table qui inclue les différences dans les performances thermique de la centrale du cycle combiné avec et sans injection de brouillard. En outre, cette table démontre les effets de l'efficacite du système d'injection du brouillard sur les performances thermique de la centrale du cycle combiné, et qui peut être employée comme une directive pour l'installation des systèmes d'injection de brouillard à l'admission des centrales de cycle combiné.

Chapitre 1

Introduction générale

Dans notre pays, au niveau de la côte de l'Algérie, les conditions extérieures qui sont l'humidité et la température sont très élevées. Dans l'industrie énergétique, en particulier, celle qui repose sur les turbines à gaz (TG) ou les cycles combiné (CC), il y a un besoin de développement des méthodes permettant d'économiser la consommation de carburant et de diminuer les émissions polluantes. Ces méthodes s'appuient, généralement, sur l'amélioration de ses performances d'après la connaissance de l'influence de ses paramètres (condition ambiante).

Les systèmes de production d'électricité entraînés par le moyen des centrales de turbine à gaz et des cycles combiné souffrent de très basse puissance particulièrement pendant les différentes périodes de pointes, quand l'électricité est très demandée. Pour répondre au manque de puissance prévue. Des projets d'adaptation ont été sérieusement considérés, comme la conversion des cycles simples de turbine à gaz et cycle combiné existants en cycles plus avancés qui offrent des rendements et puissances plus élevés. La turbine à gaz et la turbine à vapeur ou bien le cycle combine sont des machines productrices de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou humides qui dépendent de plusieurs paramètres (saison, jour...ect), cette variation des conditions climatiques peut influencer sur les performances du cycle combine et la turbine à gaz. Grace à la connaissance de leurs influences sur les performances de la TG et CC on peut trouver les solutions et les méthodes d'amélioration de ses performances et augmentez la production.

A cause de la sensibilité des aubes de la turbine à gaz aux particules polluantes contenus dans l'air pause l'intérêt du filtrage de l'air à l'entrée de compresseur (à l'amont de la TG). Donc le système de filtrage peut influencer aussi sur les performances des CC.

Chapitre 1

1.2 Consommation électrique en Algérie

L'électricité est un bien de consommation qui est devenu indispensable au bien-être de la population et au développement économique de toute société. A ce titre, il est vital pour un pays qu'un accès à l'électricité soit assuré et que la continuité de sa fourniture soit garantie. Une adéquation entre les capacités de production, de transport et de distribution disponibles à moyen et long terme d'une part et l'évolution de la demande future d'électricité d'autre part est indispensable pour y parvenir.

Le présent programme indicatif met en évidence les besoins en moyens de production de l'électricité pour les dix prochaines années pour satisfaire le marché national.

Le comité de direction de la CREG a approuvé, lors de sa réunion du 13 octobre 2008, La présente proposition de programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité pour la période 2008-2017 à soumettre au ministre de l'Energie et des Mines qui l'a approuvé par décision n° 185 du 22 octobre 2008 [1].

METHODOLOGIE :

L'élaboration du programme indicatif est intégrée dans une méthodologie d'analyse à long terme des investissements nécessaires en moyens de production de l'électricité, qui comporte deux phases [2] :

- L'élaboration, en deux étapes, des prévisions de la demande d'électricité.
- La détermination des besoins en moyen de production d'électricité.

1.3. Prévision de la demande d'électricité

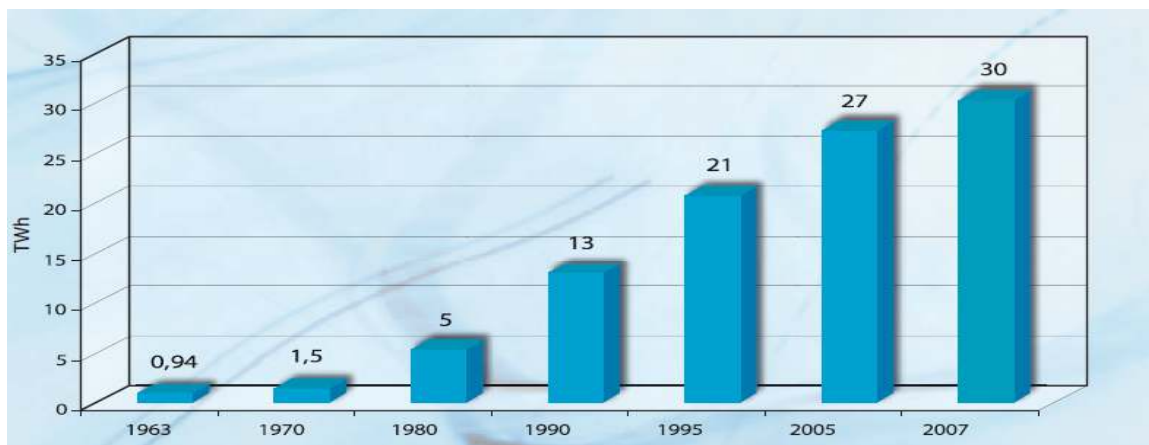


Figure (1.1) : Historique de la consommation électrique en Algérie 1963-2007 [1]

Chapitre 1



Figure (1.2) : Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017[1]

: Les centrales de production électriques

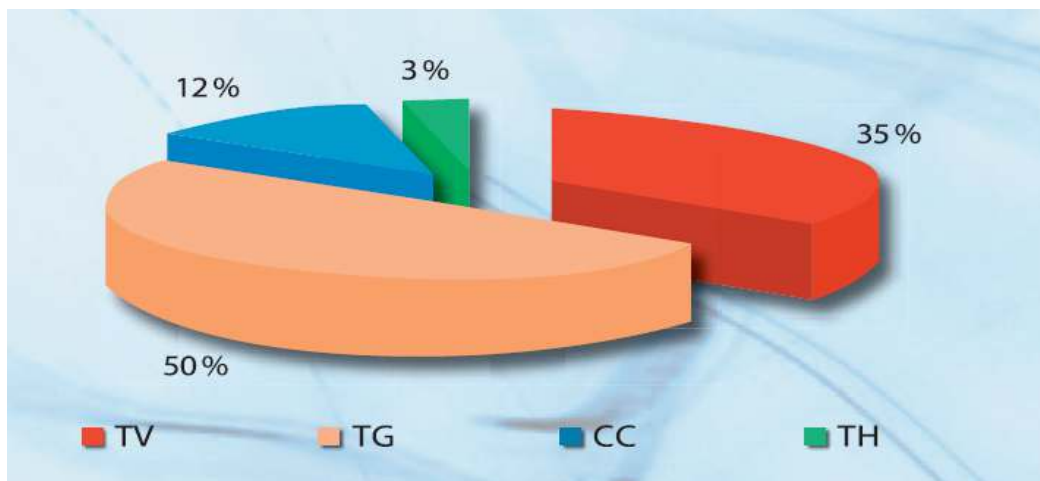


Figure (1.3) : Structure du parc de production en 2007[1]

La puissance totale installée sur le réseau national pour satisfaire le besoin électrique nationale et l'exportation vers les pays voisins existants est produite par des différents types de centrales de la production d'électricité sont classés par l'énergie primaire utilisée et la construction.

Généralement les centrales utilisent GN comme énergie primaire pour leur disponibilité et le coût de GN en Algérie.

Il existe des parcs solaires à production électrique par l'énergie solaire.

1 : centrale de turbine à gaz. Exp (TG.4.arabaa).

2 : centrale de turbine à vapeur. Exp (kabdjannet).

3 : centrale hybride exp (hassi Remal).

4 : centrale cycle combiné (SKH 1200 MW).

Chapitre 1

On a fait un stage dans la centrale électrique de cycle combiné SKHE pour rapprocher notre étude à la pratique et comparé les résultats avec des résultats réels.

Table [1.1] : les centrales de production électrique et leurs puissances produites.

centrale	type	Puissance nominale (MW)
Oran Est	TG	2*37.5
Relizane	3-TG	3*155
Arbaa	4-TG	4*140
Alger port	2-TG	2*35.5
Msila	2-TG	2*215
Annaba	2-TG	2*35.5
Batna	2-TG	2*127
Hadjerat ennos	CC	3*400
Terga	CC	3*400
K.Eadraouche	CC	3*400
Hassi R'mel	Hybride (TG/solaire)	150 MW (30 MW solaire)

Chapitre 1

2 : Etude bibliographique

2.1 Introduction

La turbine à gaz est une machine productrice de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiante telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine a volume constant, sa puissance proportionnelle au débit d'air passant qui directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perte une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds et l'année .une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique .par conséquent que leur capacité de conséquence. Les turbine à gaz fonctionnant sous climat chauds noc seulement produisent moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant [2 ; 3]. Selon McCracken [4], la puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35 en été et sa consommation de carburant augmente d'une moyen de 6 %.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiante sur le rendement de la turbine à gaz, mais les deux méthodes les plus communs sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [5 :6]. Le refroidissement de l'air à l'admission typiquement augmente le rendement de la turbine à gaz de 10-18 % pour chaque 10 C de diminution de la Température de l'air d'admission [4].

Chapitre 1

2. 2. Historique de création et de développement de la TG :

En 1791, **John Barber** a inventé la première véritable TG au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une TG moderne, qui utilise le cycle Thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une Chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une TG de détente [7].

En 1861, **MENNONS** a écrit un brevet d'une TG dont la conception se rapproche des TG modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En 1884, **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

A : Les cinquante premières années du 20^{ème} siècle

En 1903, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique pour construire la première TG à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400 °C [8, 9]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la TG a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la TG, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En 1905 à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'Elling. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa Tag construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [10].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et **Rene Armengaud**, cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par

Chapitre 1

l'ingénieur français **August Rateau** durant les années **1905-1906**. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [7].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la TG, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine.

Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [11].

La première TG mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [12]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette TG possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau = 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [11, 12]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la TG de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [12].

B : La seconde moitié du 20ème siècle

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [7]. Il y avait aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de TG. **Westinghouse** a mis en exploitation sa TG **Power Station** W301, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [7]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés

Chapitre 1

dans la littérature [13, 14,7, 15]. Cette approche est destinée à optimiser les TG pour un travail spécifique maximal. Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de TG ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7 en 1990 et avait un rendement de 45,2 % pour une TET de 1260°C, avec une puissance totale de 214 MW en cycle combiné, et de 150 MW à 34,5% en cycle simple [16]. Une autre machine, de modèle 501F, élaborée conjointement par Westinghouse, Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio, qui est devenue opérationnelle en 1993, avec une même TET 1260 °C et une puissance de 160 MW, une efficacité du cycle de 35,6% et 51,7%, dans des applications à cycle simple et combiné, respectivement [7].

Au début des années **90**, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec les principaux fabricants de TG, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme visant à développer les **SAT**. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [5, 8, 17, 18, 19].

En **1999-2000**, Vision-21 programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants:

- Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60%;
- Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75% ;

Près de zéro les émissions de soufre, de NOx, de particules, et la réduction de 100% de CO₂ à la sortie [20]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des TG, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

2.3 . Etat de l'art du développement et d'amélioration de la TG et le cycle combinée d'après étude de l'influence des conditions ambiante

2.3.1 : Turbine à gaz :

Chapitre 1

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des TG en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages, on peut citer les travaux suivants :

Alhazmy et al [6] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de TG lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur. Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

Mohsen et al [21] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation à TG et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la TG de type ouvert indiqué dans la Figure 1-3. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

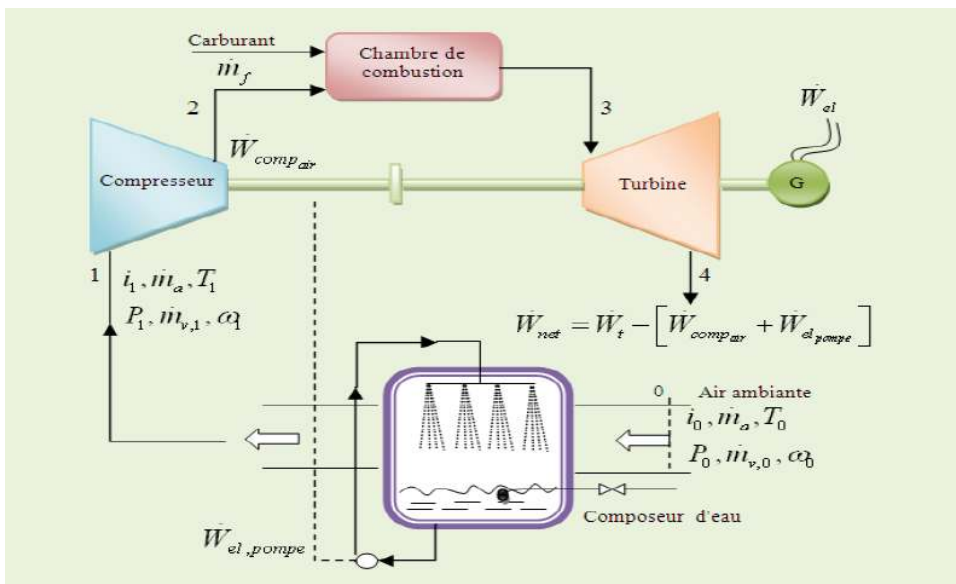


Figure 1-4 : Cycle ouvert de la TG doté d'un refroidisseur par évaporation direct.

Majed et al [22] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de

Chapitre 1

refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la TG. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau. Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des TG fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la TG. L'amélioration d'exécution est calculée, pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de TG ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Jeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation.

Amir et al [23] ont étudié le refroidissement par évaporation déshydratant pour l'amélioration des performances d'installations de la TG, ils ont fait une comparaison entre l'amélioration des performances obtenues par la méthode proposée et ceux des autres systèmes de refroidissement par évaporation (direct et indirect), dans des conditions climatiques différentes. Ils montrent que la technique de refroidissement par évaporation déshydratant, au moins pour les climats chauds et humides, est plus efficace que les autres techniques de refroidissement par évaporation.

Hosseini et al [24] ont présenté une modélisation du système de refroidissement par évaporation installé dans les TG de la Fars (Iran) de la centrale à cycle combiné. Dans ce modèle, différents paramètres de conception tels que la vitesse d'entrée de l'air, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias, ont été pris en considération. L'analyse des résultats montre, que pour un nombre constant de Prandtl, l'efficacité du refroidisseur diminue et la chute de pression augmente, de même que la vitesse d'air entrant. La baisse du taux d'évaporation de l'eau et la température du refroidisseur a été calculée, et les effets de la température de l'humidité relative et la pression de l'air ambiant ont été étudiés.

Les résultats pratiques et analytiques de cette étude, montrent que la TG du Fars à cycle combiné, pour une température ambiante de 38 °C avec 8% d'humidité relative, la puissance

Chapitre 1

augmente de 11 MW, tandis que la température de l'air d'admission chute d'environ 19°C, avec l'installation du refroidissement par évaporation.

En raison de l'augmentation annuelle d'électricité de 5280 MWh et compte tenu de 2,5 cents / kWh le prix de vente d'électricité excédentaire générée, durant la période de récupération obtenue est d'environ quatre ans. Dans cette étude, une simulation numérique a été utilisée par **Beshkani** et al [13], le modèle est amélioré en utilisant différentes conditions aux limites dans le sens de la hauteur du canal d'air humide. Les aspects économiques de refroidissement de l'air d'admission de TG de la centrale de Fars sont étudiés, la chute de température, le taux d'évaporation et l'augmentation de la puissance sont étudiés pour différentes températures ambiantes et humidités relatives.

Kadi et al [25] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la TG (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des TG avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les TG peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des TG ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

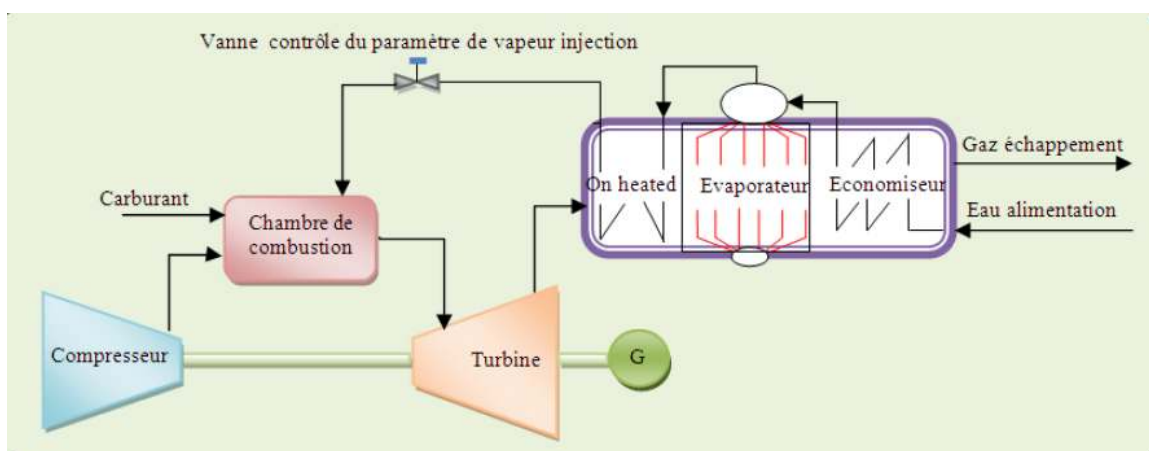


Figure 1-5 : Schéma d'un circuit d' injection de vapeur d'eau

Bouam et al [2, 3, 4] ont fait une étude pour développer un cycle simple avec l'utilisation de

Chapitre 1

l'énergie des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour améliorer les performances de la TG, pour cela, ils ont proposé un cycle simple avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Ils ont réalisé un programme de calcul et d'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TG. Les résultats obtenus montrent que la puissance utile et le rendement d'une TG se stabilisent, quand une quantité précise de vapeur d'eau est injectée lors de la variation de la température ambiante.

Jaber et al [26] ont réalisé une étude sur l'influence de l'apport d'air de refroidissement sur le rendement de la TG, une comparaison entre l'utilisation de différents systèmes de refroidissement, tels que le refroidissement par évaporation et le refroidissement par serpentin. Ils ont exécuté un modèle de simulation informatique pour les systèmes utilisés et développés afin d'évaluer la performance de la TG étudiée à la centrale électrique de Marka, (Amman, Jordanie). Les caractéristiques de performance sont étudiées pour un ensemble de paramètres réels de fonctionnement, les résultats obtenus ont prouvé que le système de refroidissement par évaporation, est capable d'amplifier la puissance et d'augmenter l'efficacité de la TG étudiée, d'une meilleure manière que le système de refroidissement par serpentin dû à sa consommation de puissance élevée exigée pour couvrir l'unité de réfrigération de vapeur.

Néanmoins, il fournit le plein contrôle sur les conditions d'admission de la température indépendamment du taux d'humidité.

Garooi et al [27] ont étudié l'effet de refroidissement de l'air d'admission sur le rendement des TG. Leurs travaux montrent que, le travail net et l'efficacité augmenteront de 6-10% et de 1-5% respectivement, pour chaque diminution de 10 °C de la température d'admission, puisque, le coefficient de performance du cycle de réfrigération d'absorption est faible, avec un taux de haute pression dans une simple TG et un taux de basse pression dans la régénératrice de la TG.

L'énergie des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération. Les résultats prouvent que, quand un éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération, il a besoin d'une source externe d'énergie pour le cycle de réfrigération.

Is'haq [28] a présenté une étude sur les performances de deux TG, une à un arbre et une autre à deux arbres, avec deux méthodes de refroidissement de l'air d'entrée qui leurs sont appliquées.

Ces deux méthodes sont la réfrigération par compression de vapeur et la réfrigération par absorption de vapeur. Il a utilisé le principe de la thermodynamique pour analyser les deux

Chapitre 1

méthodes de réfrigération et de leur comportement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats de simulation obtenus en utilisant le système de réfrigération à compression de vapeur ont donné une augmentation de puissance de sortie d'environ 27% et 20%, respectivement pour la TG à un arbre et la Tag à deux arbres, et ceci à une température ambiante de 50 °C. Les chiffres correspondants pour ces deux TG lors de la réfrigération par absorption de vapeur utilisée sont de 31,8% et de 26,7% respectivement. Il a été conclu dans cette étude que les deux méthodes de refroidissement sont techniquement réalisables.

Muthana et al [29] ont exécuté une étude sur les différentes modifications de régénération qui consistent à une intégration du système de régénération et d'un système d'évaporation d'eau dans le conduit d'entrée d'air de la TG (GT-85-2-H). L'objectif principal est d'améliorer l'efficacité thermique par régénération, en utilisant l'injection d'eau comme un moyen pour accroître sensiblement la puissance de sortie ainsi que l'efficacité. L'étude, qui repose sur l'essai avec la régénération et l'essai avec injection de l'eau dans l'entrée d'air du compresseur a donné les résultats suivants :

- La régénération améliore l'efficacité thermique d'environ 56%, due à la réduction de la consommation de carburant.
- La puissance de sortie réduit d'environ 20,67% en raison des pertes de pression qui se produisent à cause du système de régénération.
- La consommation de carburant spécifique est réduite d'environ 59%.

Rahim et al [30] ont effectué une étude sur les performances d'un système de refroidissement qui se compose d'une boucle externe d'eau froide couplée à l'entrée de la TG. L'analyse explique les changements des paramètres thermodynamiques, ainsi que les variables économiques, telles que la rentabilité, le financement et la durée de vie du système, qui sont étendues aux composants de refroidissement, comme les réfrigérateurs, les pompes à eau et l'échangeur thermique. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'importance d'une analyse couplée, thermo-économiques dans le choix du système de refroidissement et des paramètres de fonctionnement.

Les résultats ont montré que l'amélioration de la puissance de sortie dépend du degré de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur.

Chapitre 1

2.3.2 :CYCLE COMBINE :

Une central idéal de cycle combiné est une centrale qui a un rendement élevé dans les deux cas ; charge totale et charge partielle, haut fiabilité, et elle est facilement et économiquement maintenue. Malheureusement. Ces buts Sant en conflit avec l'un et l'autre dans une certaine mesure, par exemple, l'usine peut être conçues pour un rendement élevé, mais pour réaliser ce rendement plus élevé mais pour réaliser ce rendement plus d'argent doit être dépensé.

La déréglementions de l'industrie énergétique en Europe a mené a de nouvelles approches au financement et à la construction du central. Cette déréglementation du marché d'électricité /énergé a accéléré depuis que directive d'union européenne 92/96 rentrée en vigueur [33].dans cet environnement, les approches de conception, de construction ,et de fonctionnement sont «des besoins de base » et doivent être justifiées sur une basse économique l'article de **narula** et al [34]discuté la conception les dépenses et les considérations saillantes deréalisation de projet d'une usine cycle combiné pour un marché dérégulé .

L''objectif de l'étude **Grace** et al [35] était de démontrer la signification des décisions de conception de installation sur la performance et l'économie de centrale à cycle combiné, aussi bien l'utilisation des outilles informatiqu e s pour aider les réalisateurs a examiner et comparer rapidemant les discisions de conception des installations. ycompris la conception du générateur de vapeur par récupération de la chaleur (HRSG),la rusurchauffe,le refroidissement e à l'admission les couts de carburant, et les pris de l'électricité ont été également considéré dans chaque cas. L'article de **polysaKI** et al [36] comme objectif l'optimisation d'une centrale de cycle combiné décrite et de la comparer à quatre cycle de turbine à gaz : cycle simple cycle refroidi,cycle réchauffé etrefroidie.la centrale de cycle combiné produirait une puissance de 300 MW(2 00MW de la turbine à gaz et 100 MW de la turbine à vapeur). Les résultats on prouvé que la turbine à gaz réchoffée et la combinaison la plus souhaitable principalement en raison de la hot température d'échapementa de la turbine à gaz EGT =911.1k et un débit de vapeur de de 83.5Kg/S résultant à un rendement thermique élevé du cycle de vapeur de 36.6 et un rendement global de 53, 5 % le cycle optimal de la turbine à gaz ménerai à une centrale de cycle combiné plus efficace un souci aura comme conséquence la grande économie l'approche initiale adopter est d'étudier indépendamment les quatre configuration théoriquement possibles de turbine à gaz et sur la base de combiné

Chapitre 1

ces derniers avec le cycle simple de RANKING l'arrangement optimiste trouver une fois que la turbine à gaz est choisie la prochaine étape est d'utiliser l'impact de conception et des paramètres du cycle de vapeur sur la performance globale de la centrale afin de choisir le cycle combiné offrant la meilleure installation.

Dans l'article de **Bassily** [37] le réchauffage du gaz avec récupération a été appliqué au cycle combiné réchauffé à trois pressions avec l'initiation de la turbine à gaz exigeant de la turbine à gaz un récupérateur de gaz. Le modèle comprenant un modèle détaillé du processus de combustion de refroidissement de turbine à gaz est une technique pour réduire l'irréversibilité de son récupérateur de chaleur (HRSG) le cycle réchauffé et le cycle avec réchauffage à réduction de l'irréversibilité de récupérateur de chaleur (HRSG) ont été comparés au cycle simple. Les effets dans la variation de la température d'entrée turbine sur les performances tout le cycle ont été présentés et discutés. Les résultats trouvés par cet auteur [37] indiquent que le cycle avec réduction d'irréversibilité est de 1.9, 2.15 % plus élevé dans le rendement, 3.5 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle avec réchauffage. Qui est de 3.3-3.6 pourcentage plus haut dans l'efficacité et 22-26 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle simple. Le cycle simple réchauffé avec réduction d'irréversibilité est de 1.18% plus hauts dans l'efficacité que le cycle combiné à la même valeur de TIT. L'analyse économique a montré que l'application du réchauffage des gaz avec récupérations pourrait résulter à une économie annuelle de 10.2 à 11.2 millions de dollars pour une unité de production de 339 MW à 348 MW en utilisant le cycle simple la réduction de l'irréversibilité du HRSG du cycle avec réchauffage à pu avoir comme conséquence économie additionnelle annuelle de 11.8 millions de dollars pour une unité de production de 439 MW employant un cycle réchauffé.

Une étude comparative et une analyse de première et du second principe de thermodynamique des deux cycles combinés et turbine à gaz avec injection de la vapeur avec et sans récupération est présentée dans l'article de **Yadav et al** [38] l'analyse a été effectuée par le cycle

L'étude de **Albaid et al** [39] décrit le développement et la recherche d'un modèle de simulation statique et dynamique et son application pour améliorer les récupérations de chaleur (HRSG) d'une centrale de cycle combiné. Les modèles dynamiques de séparation à l'air des ordinateurs puissance sont des outils efficaces pour étudier et comprendre les caractéristiques de fractionnement des centrales améliorations la conception. Comprendre la stratégie de commande et les conditions opérationnelles la récupération de chaleur dans le générateur de vapeur (HRSG) est modélisé à l'aide d'un logiciel commercial de simulation appelé (APROS) les résultats obtenus un niveau très élevé d'exactitude et de fiabilité qui s'accorde

Chapitre 1

aux donné de conception par ceci le model de (HRSG) représente le vrai générateur de vapeur récupérateur de chaleur ,afin d'avoirs l'information fiable sur la production de l'électricité demandé ,en plus de ceci le model de HRSG reprisant un outille efficace pour futur recherche, l'améliorations et l'étude de paramètre d'optimisation des condition de fonctionnement.

Une étude comparative de l'influence des différent moyens de refroidissement des aubes de turbine est fait par **sanjay** et al [40]sur les performance thermodynamique de central de cycle combiné sept arrangement implique l'air et la vapeur comme liquide réfrigèrent sous des technique de refroidissement de boucle ouverte et bloquée en été étudié la boucle ouvert incorpore les technique de refroidissement de convection internes technique de refroidissements en film et de transpiration ces autres ont constaté que la boucle de refroidissement de vapeur fermé offre plus de travail spécifique et par conséquence donne une valeur plus élevé rendement de la centrale de d'environ 60% tandis que pour la vapeur de transpiration et le refroidissement en boucle ouvert ,

La forte dépendance des performances des turbines à gaz sur la température ambiante a créé le besoin des technologies de refroidissement à l'admission. Des résultats expérimentaux étendus et des études théoriques entreprises sur plumeur années sont fourni par Chaker et al [41],

Les performances thermodynamique de compression humide avec récupération est présentée par Zheng et al [42]. parmi leurs résultats obtenus c'est que le cycle avec compression humide et récupération peut donner une augmentation dans le rendement et la puissance qui peut être plus haute que n'importe quelle autre système de refroidissement à l'admission.

La Température ambiante influnce fortement le rendement de la turbine à gaz causant une réduction autour de 0.5-0.9 %pour 1° C de l'élévation de la Température .il y a également une augmentation significative du taux de chaleur de la turbine à gaz car les élévations de la température ambiante, ayant pour résultat des frais d'exploitation accure. Car l'augmentation de la demande de puissance est habituellement coïncidente avec la température ambiante élevée. Tandis qu'il y a plusieurs à grands échelle au cours de ces dernière années en raison de l'avantage de son bas cout comparé aux autre technique, comme le refroidissement intermédiaire et le refroidissement par réfrigération (media evaporative cooling et inlet chiling),

Le forte influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz rendu populaire l'application du refroidissement par évaporation du brouillard et de la

Chapitre 1

survaporisation de l'admission pour l'augmentation de la puissance. Un des principaux avantages du brouillard de survaporisation (overspray fogging) est qu'il augmente la puissance par l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Une revue complète sur des aspects analytique et expérimentaux de la technologie de survaporisation pour des turbines à gaz est présentée dans la deuxième et troisième partie de l'article de Bhargava et al [43]. En général, la plupart des machines fonctionnent avec un niveau de survaporisation n'excédant pas 2 % du débit de la masse d'air.

Les performances de la turbine à gaz dépendent des conditions environnementales du site d'installation, en particulier la température de l'air ; les variations de la température de l'air ont une grande influence sur le rendement et la puissance développée par l'usine. Dans leur article Braco et al [44] examinent d'un point de vue thermodynamique les effets de la compression humide sur les performances de la centrale de turbine à gaz, analysent en particulier l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la centrale. Les résultats de simulation montrent que la compression humide est une technique très efficace pour les centrales de turbine à gaz quand les conditions ambiantes sont fortement variables. D'après ces auteurs la survaporisation de 0.2%, permet d'atteindre une augmentation de la puissance maximale délivrée par la turbine à gaz autour de 14%.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé des méthodes appliquées pour l'amélioration de l'efficacité dans des exemples réalisés, ainsi que la problématique de la diminution du rendement pendant les jours à température très élevée et. Dans ce contexte, nous avons étudié les méthodes et les systèmes de refroidissement de l'air d'admission avant l'entrée dans le compresseur axial, aussi, nous avons présenté les différentes études expérimentales disponibles dans la littérature, et qui représentent les propriétés principales des TG et l'impact de la température ambiante et de l'humidité sur leur rendement global.

Chapitre 2

Chapitre 2: Généralités sur les éléments de l'installation du cycle combiné

2.1. Introduction

Une centrale de turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement bas comparé à une à vapeur et elle a des délais de construction qui sont courts. Cependant, son rendement est faible, particulièrement à charge partielle. La technologie du cycle combiné est maintenant bien établie et offre une efficacité supérieure à n'importe quel système basé sur la concurrence de turbine à gaz disponibles à moyen terme pour des applications de production d'électricité. On arrive ainsi à combiner un cycle ouvert de turbine à gaz avec un cycle fermé à vapeur, du type de Rankine. Les deux cycles sont évidemment partiellement juxtaposés, car tous deux doivent comporter une source froide.

La combinaison des deux cycles se fait dans la chaudière de récupération HRSG qui n'est en fait qu'un échangeur de chaleur à contre-courant (gaz brûlé, H₂O). Le transfert de chaleur s'y fait essentiellement par convection, part du rayonnement étant faible.

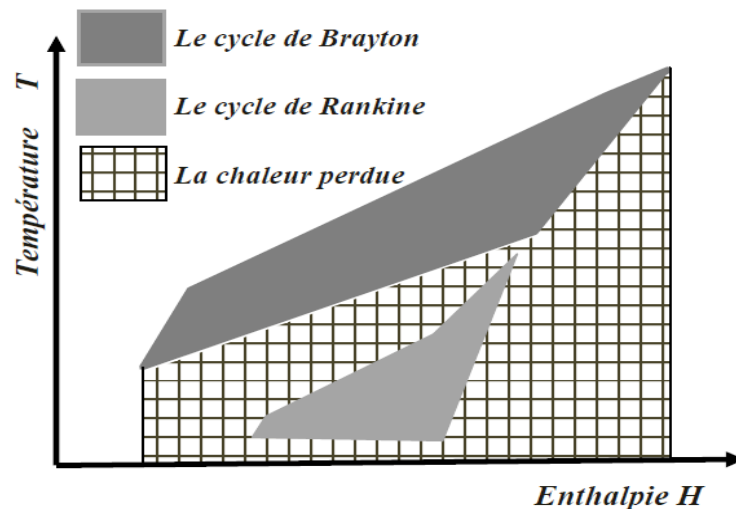


Figure (2.1) : Schéma T-H du Cycle Combiné

2.2. Généralités sur les turbines

2.2.1. Turbine à gaz

2.2.1.1. Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui




Chapitre 2

en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique. [45]

2.2.1.2. Les éléments d'une turbine à gaz

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

-  *Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;*
-  *Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;*
-  *Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [46]*

Chapitre 2

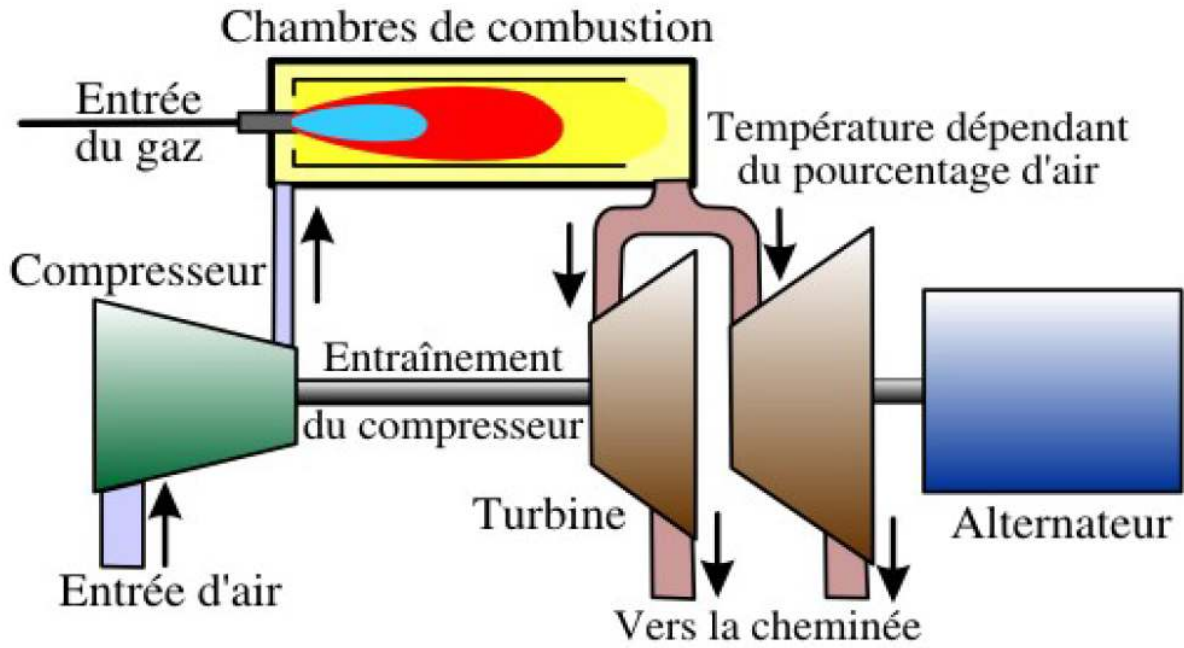


Figure 2.2 : Les éléments de la turbine à gaz.

2.2.1.3. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction

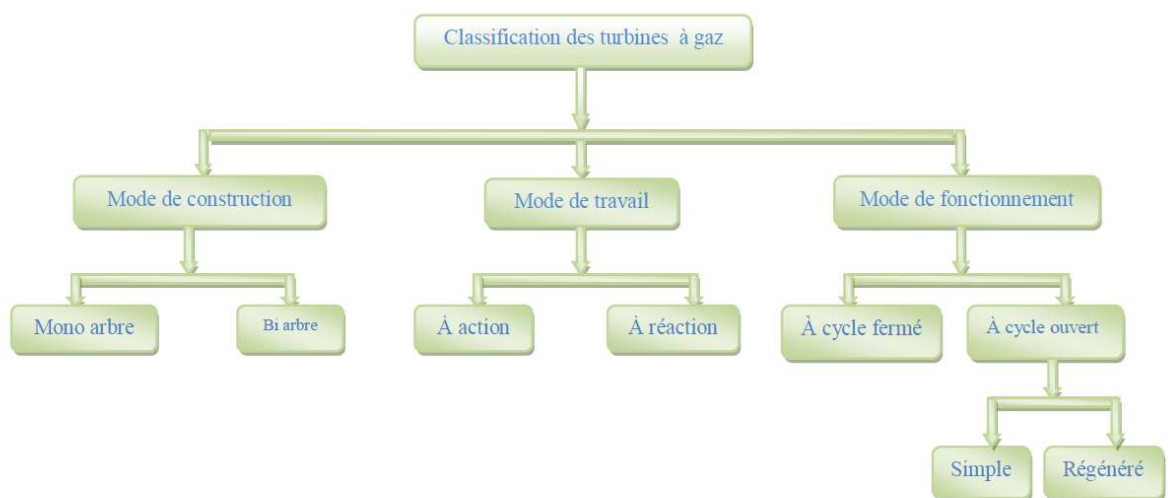
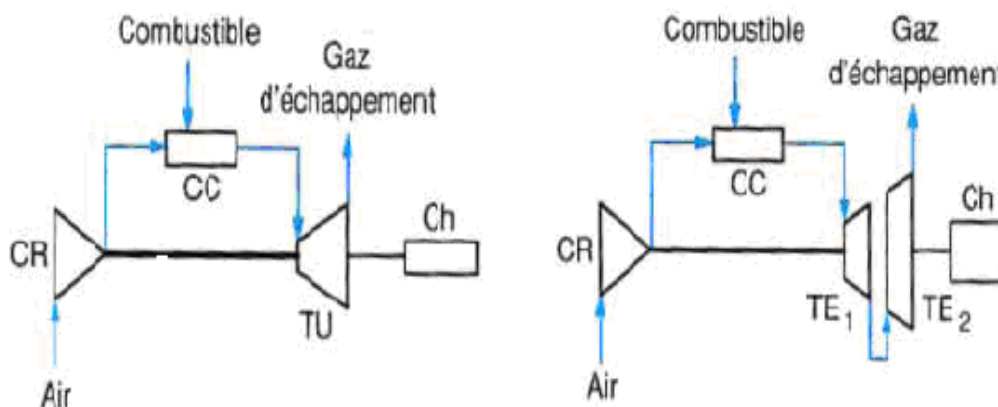


Figure 2.3: Classification des turbines à gaz.

Chapitre 2

2.2.1.3.1 :par le 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). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent 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. [47]



CR compresseur d'air
CC chambre de combustion
Ch charge
TU turbine
TE₁ turbine d'entraînement du compresseur
TE₂ turbine d'entraînement de la charge

Figure 2.4: Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.

2.2.1.3.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

Chapitre 2

➤ 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. [2]

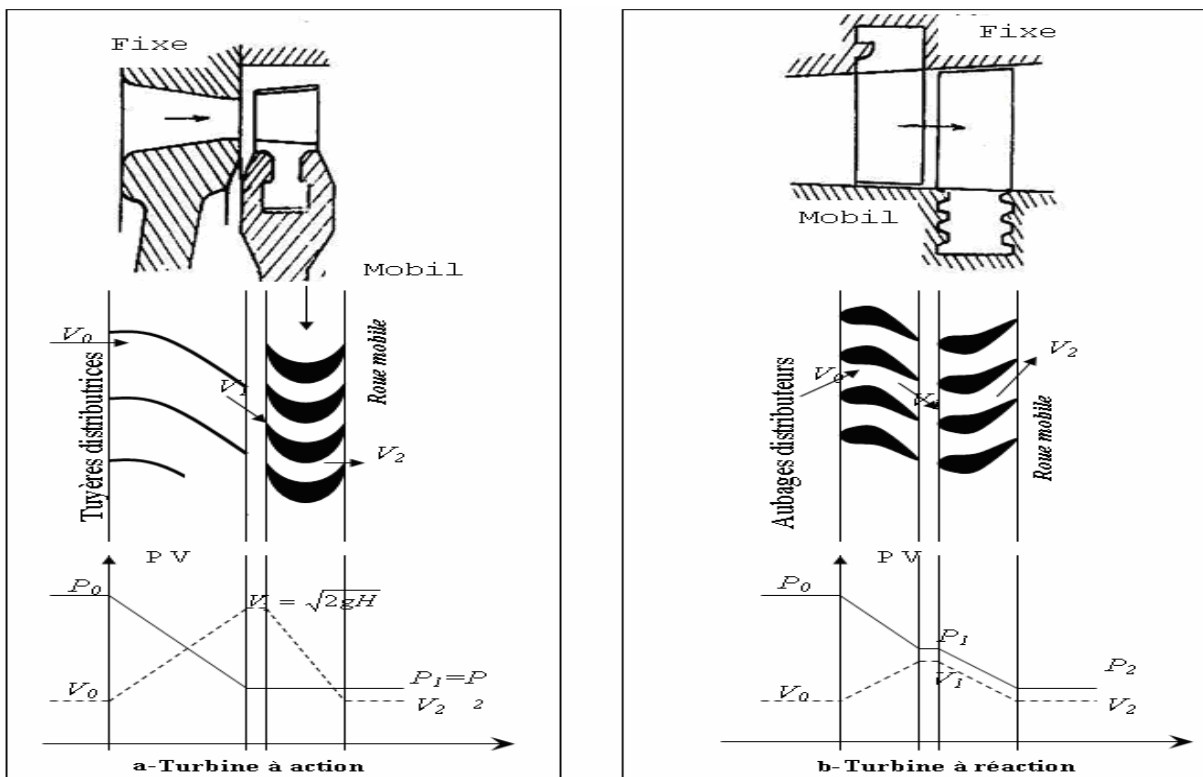


Figure 2.5: Mode de travail.

2.2.1.3.3. 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.

Chapitre 2

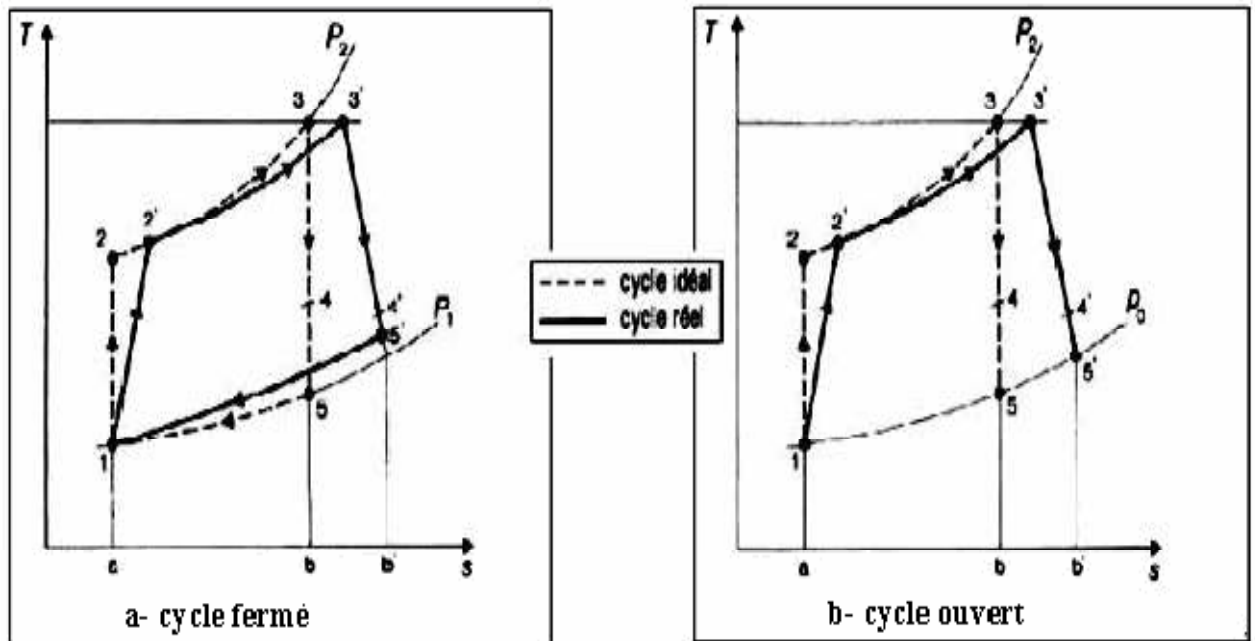


Figure 2.6: Représentation de cycle fermé et ouvert.

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. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [48]

2.2.1.4. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

- Elle extrait de l'air du milieu environnant
- elle le comprime à une pression plus élevée
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion;
- elle achemine 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

Chapitre 2

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;

- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus;
- La figure 2.6 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus. [49]

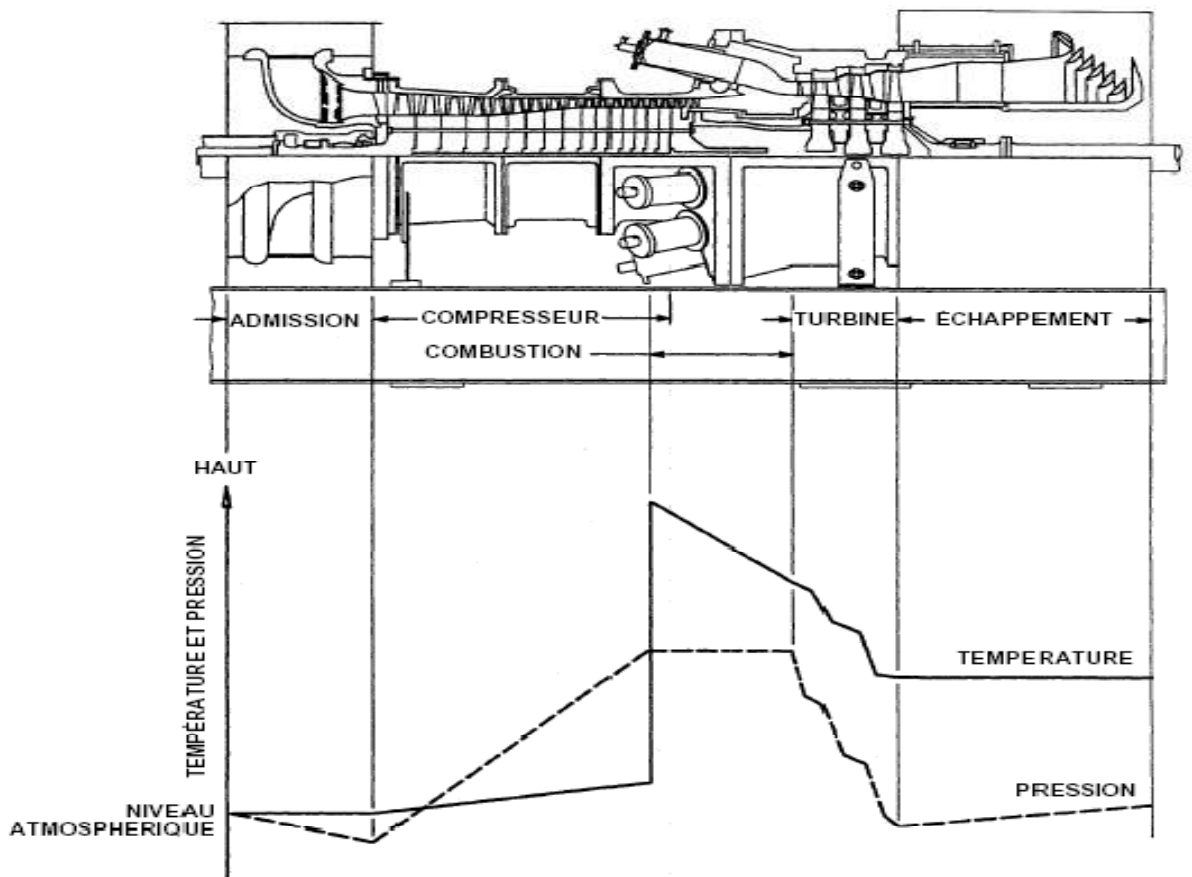


Figure 2.7: Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

2.2.1.5. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

Chapitre 2

A. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

- *Entraînement des compresseurs.*
- *Entraînement des pompes.*
- *Entraînement des alternateurs.*

B. Domaines mobiles :

- *Pour la traction automobile.*
- *Pour la traction ferroviaire.*
- *Pour l'application marine.*
- *Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice). [50]*

2.2.1.6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz (TG)

❖ Avantages

- *Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.*
- *A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.*
- *Démarrage facile même à grand froid.*
- *Diversité de combustible pour le fonctionnement.*
- *Possibilité de fonctionnement à faible charge.*

❖ Inconvénients

- *Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.*
- *Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.*
- *Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.*
[49]

2.2.2. Turbine à vapeur (TV)

2.2.2.1. Définition

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

Chapitre 2

l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant.[51]

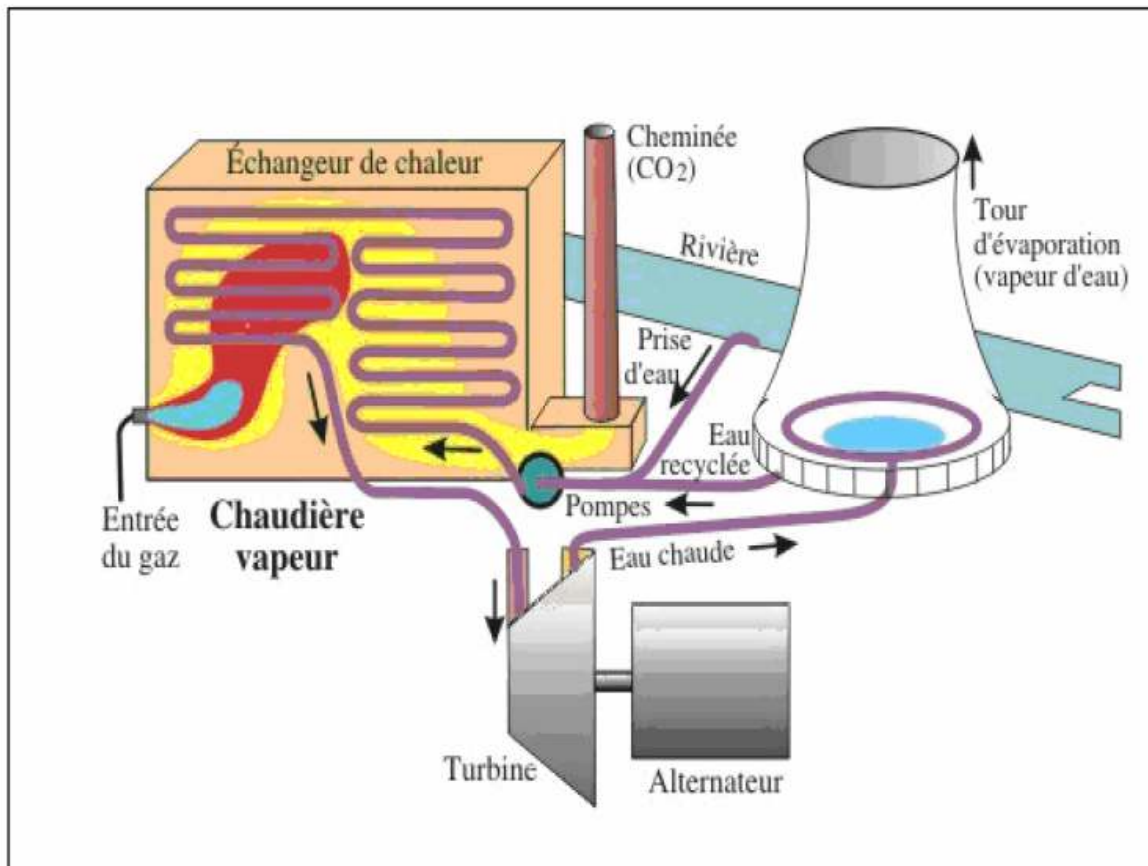


Figure 2.8: Schéma d'une turbine à vapeur

2.2.2.2. Classification des turbines à vapeur

On peut classer les turbines à vapeur selon :

- *La méthode de fonctionnement de la vapeur.*
- *Le sens d'écoulement de la vapeur.*
- *La nature de fonctionnement thermodynamique.*
- *La méthode de transmission d'énergie thermique.*
- *Le mode de construction.*

On a plusieurs critères pour la classification de la turbine à vapeur

A. La méthode de fonctionnement de la vapeur

On distingue les turbines suivantes :

Chapitre 2

➤ Les turbines à action

Où la chute d'enthalpie est utilisée en totalité dans la tuyère pour engendrer de l'énergie cinétique, qu'est transformée à son tour en énergie mécanique dans la roue figure I.8.a La turbine peut être monocellulaire, bicellulaire, ou multicellulaire. Dans les deux derniers cas, la transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique a lieu en plusieurs étapes. Dans les canaux fixes intermédiaires, entre les canaux mobiles, il n'existe aucune transformation d'énergie, seule la direction de la vitesse est modifiée.

➤ Les turbines à réaction

Dans lesquelles une partie seulement de la chute thermique mise à la position de l'étage, est transformée en énergie cinétique dans le distributeur; le reste est transformé en énergie cinétique dans les aubages mobiles de la roue figure I.8.b.

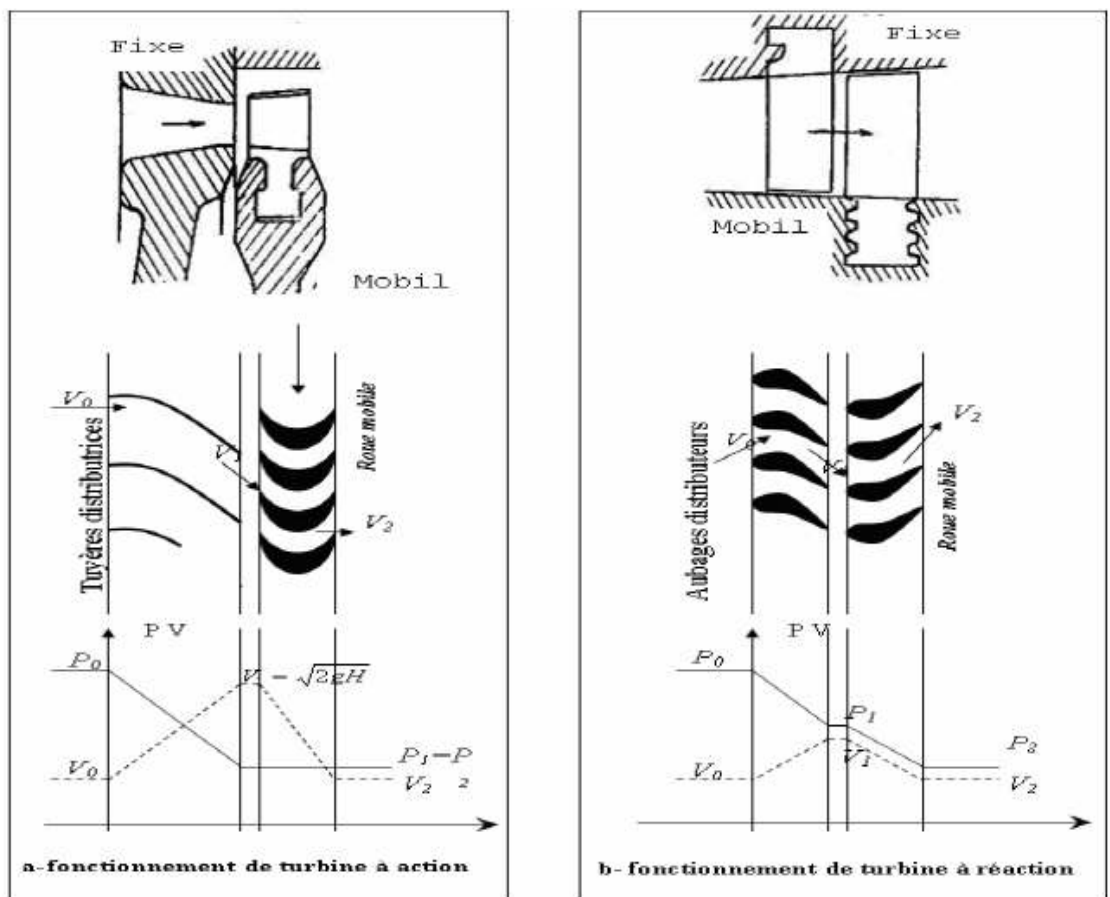


Figure 2.9: Mode de fonctionnement de la vapeur.

Chapitre 2

B. Le sens d'écoulement de la vapeur

➤ **Turbine axiale (TA)**

C'est type le plus utilisé ou les aubes sont placées radialement sur la roue ce qui exige un déplacement de vapeur presque parallèle à l'axe de la turbine figure 2.9.

➤ **Turbine radiale (TR)**

L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine figure 2.11.



Figure 2.10: Turbine axiale.

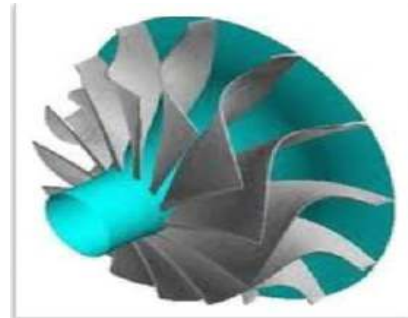


Figure 2.11: Turbine radiale

C. La nature de fonctionnement thermodynamique :

➤ **Turbine à condensation**

La vapeur circule suivant un cycle fermé, et l'opération de détente permet de détendre la vapeur jusqu'à des pressions très basses (0.05 bar). Généralement ce type de turbines est composé de turbines haute pression, moyenne pression et basse pression.

➤ **Turbine à contre pression**

La vapeur circule suivant un cycle ouvert, à l'échappement les pressions sont toujours supérieures à la sortie est utilisée pour d'autres fins (séchage, chauffage industrie chimique, ...).

d. Le mode de transmission d'énergie thermique :

➤ **Transmission directe :**

L'énergie mécanique produite est transmise directement à la génératrice à la même vitesse de rotation figure 2.11.a.

➤ **Transmission indirecte :**

L'installation nécessite un réducteur de vitesse, comme c'est le cas de la turbine de bateaux ou les vitesses d'hélices sont plus petites figure 2.11.b.

Chapitre 2

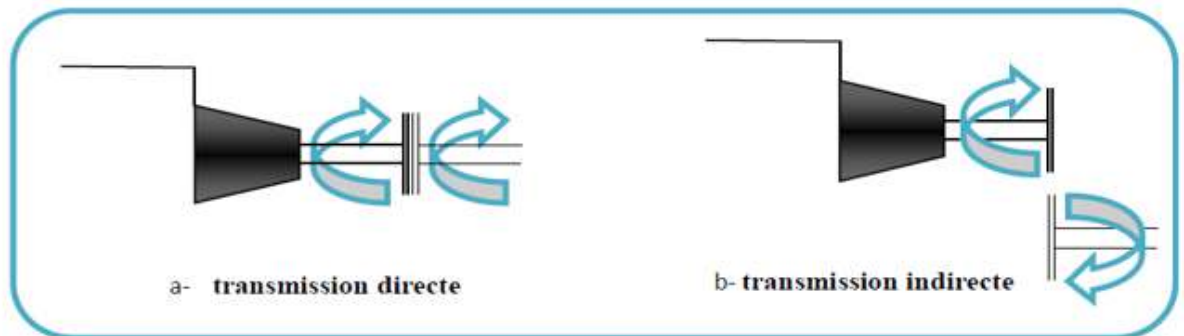


Figure (2.12) : mode de transmission.

e. Le mode de construction:

➤ Turbine à disque

Les roues à disque sont construites séparément et calées sur un arbre. [52]



Figure 2.13: Turbine à disque.

➤ Turbine à tambour

Les aubes sont calées sur un tambour rapporté sur l'arbre.

Chapitre 2

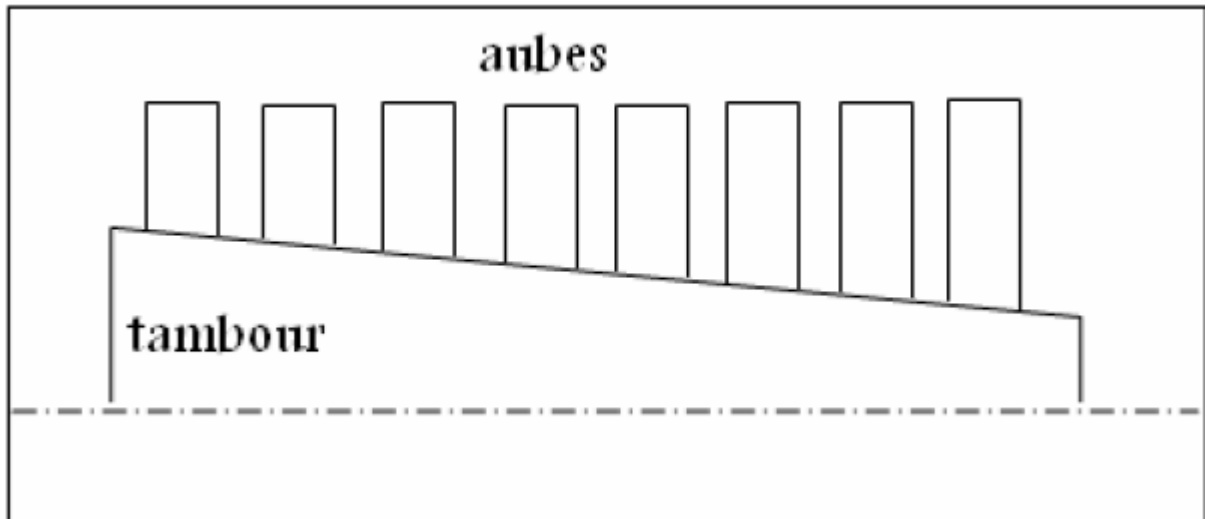


Figure 2.14 : Turbine à tambour.

2.2.2.3. Principe d'une turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- *L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière*
- *L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée,*
- *La vapeur se détend et refroidit dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique,*
- *La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.*

[53]

2.2.3. Turbine à gaz à cycle combiné

2.2.3.1. Définition

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux ou plusieurs cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux ou plusieurs fluides de cycle. Avec le développement de la turbine à gaz, le terme «cycle combiné» se réfère plus spécialement à un système composé d'une turbine à gaz, d'un récupérateur de chaleur générateur de vapeur, et d'une turbine à vapeur. [54]

Chapitre 2

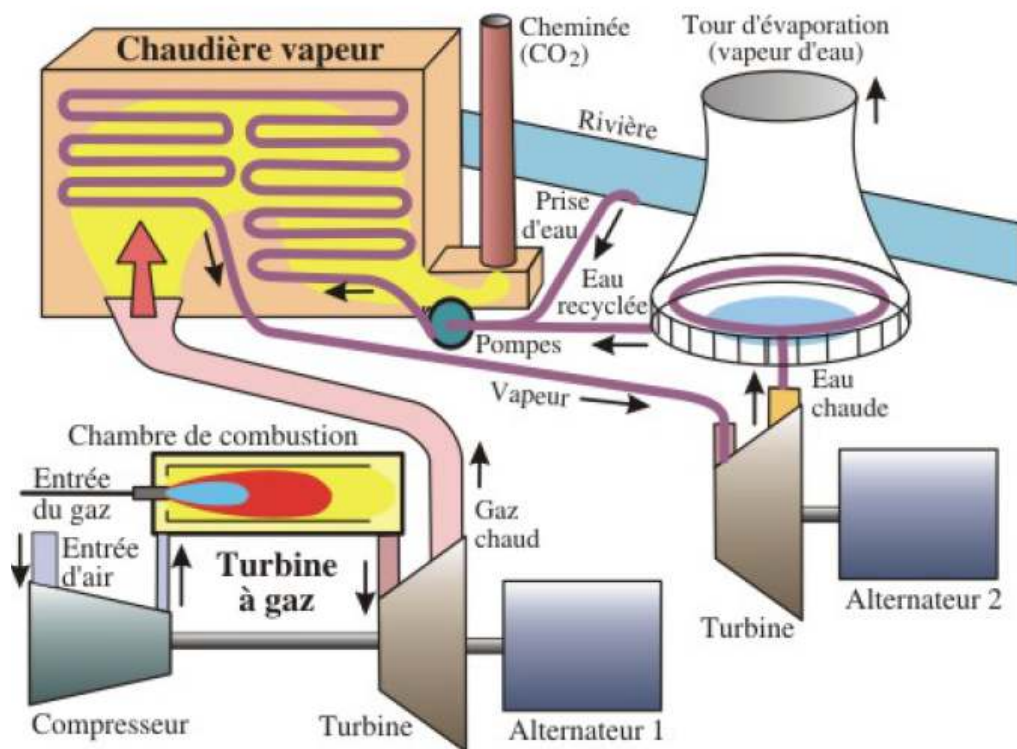


Figure 2.15: Turbine à gaz à cycle combiné.

2.2.3.2. Principe

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz.

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.[55]

Chapitre 2

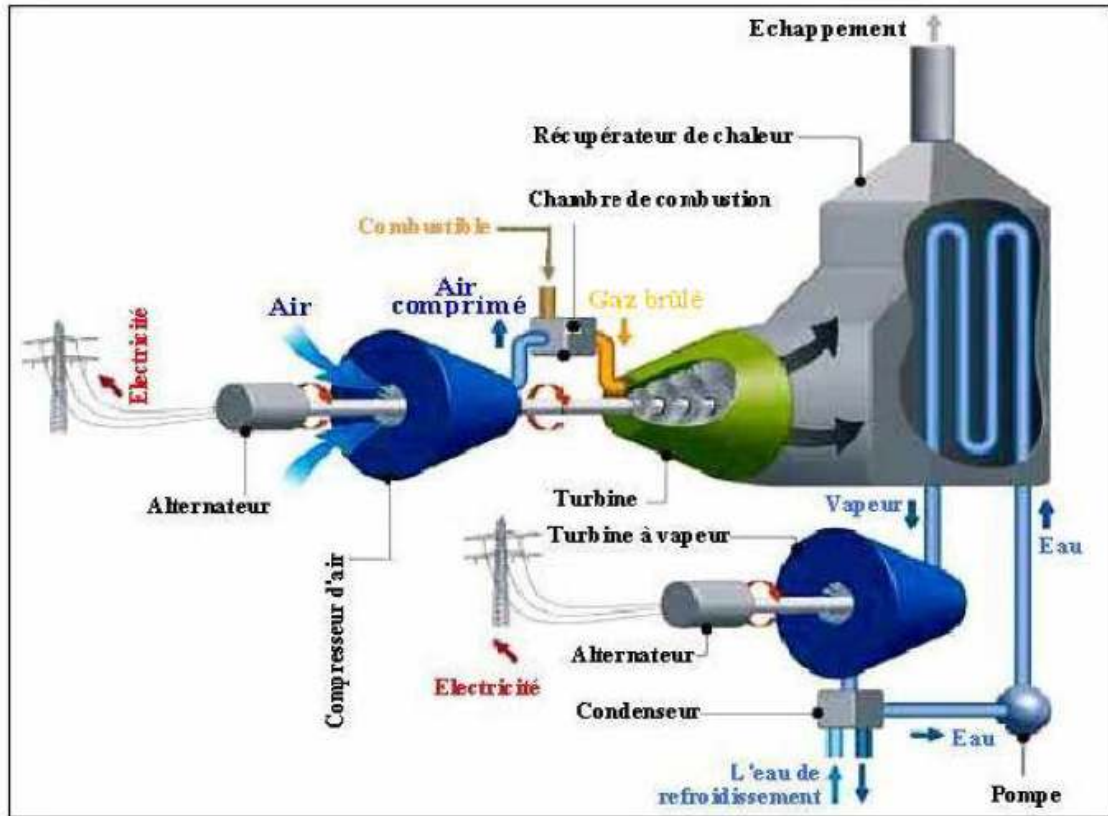


Figure 2.16: Principe fonctionne.

2.2.3.3 Chaudière de récupération (HRSG)

Une chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Ensuite, elle produit de la vapeur qui peut être utilisée pour alimenter une turbine à vapeur.

Une chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs thermiques. Elle est constituée de trois échangeurs montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et un surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. Par l'économiseur l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante. Par l'évaporateur l'eau est vaporisée. Et par le surchauffeur la vapeur est surchauffée à la température désirée [56], voir Figure 2-17

Chapitre 2

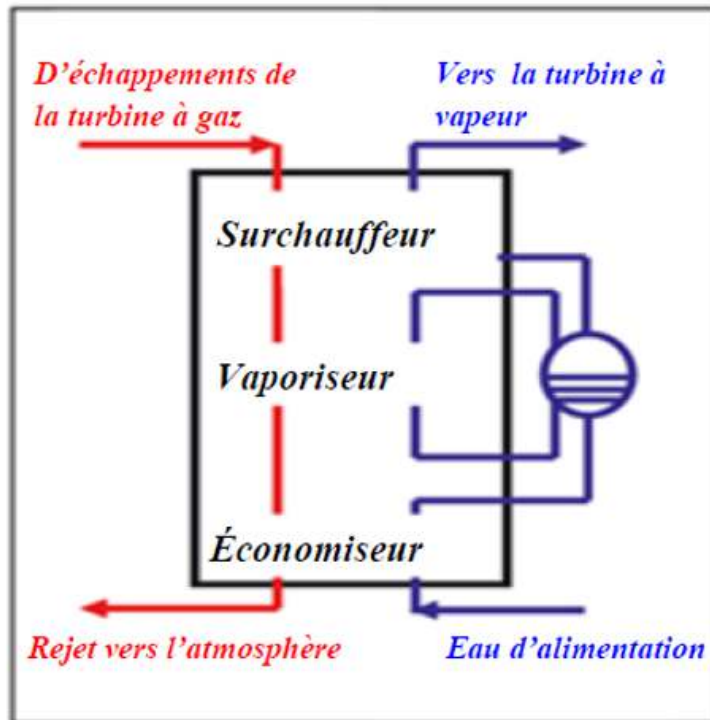


Figure (2.17) : les différents éléments d'une chaudière de récupération.

Deux paramètres importants sont utilisés pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de la température d'approche, qui est l'écart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon. Et la température du pincement, qui est l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice.

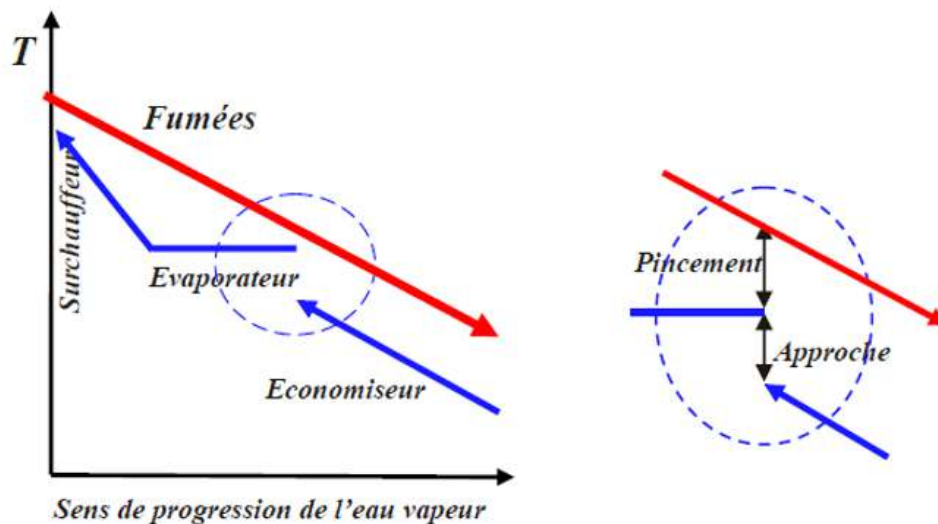


Figure (2.18) : représentation du pincement et de l'approche.

Chapitre 2

Figure (2.17) permet de visualiser ces deux notions qui servent à évaluer la qualité de l'échange thermique et à calculer la surface d'échange lors du dimensionnement d'une installation. La température de la vapeur en sortie du ou des surchauffeurs est limitée par celle des gaz dans la chaudière.

2.2.3.4 Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération

Afin d'illustrer et aussi comme une aide dans les calculs, il est courant d'utiliser le diagramme T-Q. Il présente des profils pour le processus de transfert de chaleur entre le gaz d'échappement et de l'eau / vapeur. Un exemple de diagramme T-Q est donné sur Figure 2.18 .

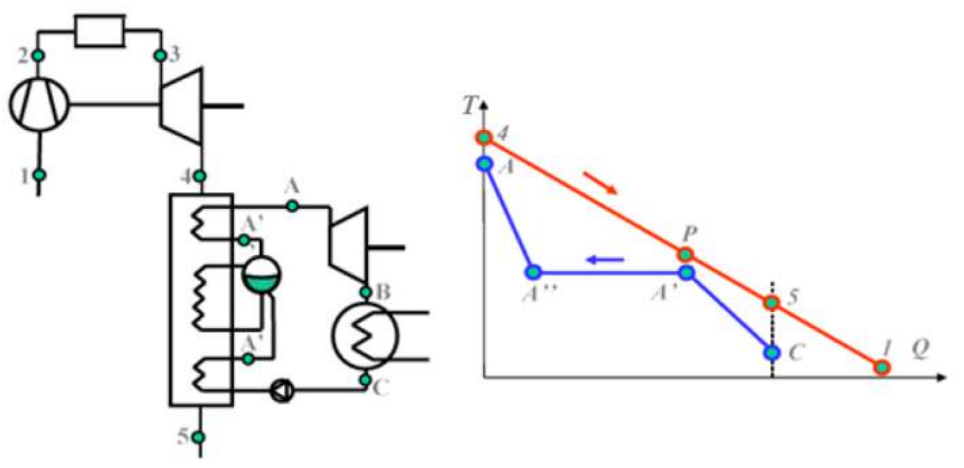


Figure (2.19) : Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération.

La pente des lignes dans le diagramme T-Q se calcule par l'expression:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = \dot{m} C_p \quad (2.1)$$

Le bilan thermique d'un élément dans l'un des flux dans un schéma T-Q peut être écrit comme:

$$\Delta Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.2)$$

Considérons une chaudière de récupération où l'eau et les fumées circulent à contre-courant. La connaissance des enthalpies des fumées aux points 4 et 5 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points A et C permettent de déterminer le

Chapitre 2

débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière [60]. Cela se fait par les deux relations Suivantes :

$$\dot{m}_f c_{pf}(T_4 - T_5) = \dot{m}_v(h_A - h_C) \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_f c_{pf}(T_4 - T_5) = \dot{m}_v(h_A - h_C) \quad (2.4)$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_v} = \frac{(h_A - h_{A'})}{c_{pf}(T_4 - T_P)} \quad (2.5)$$

Le rendement thermique d'une chaudière de récupération se calcule par la formule :

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad (2.6)$$

3.4 Rendement du cycle combiné

Le rendement du cycle combiné peut être exprimé par la formule suivante :

$$\eta_{TGV} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG})\eta_{HRSG} \cdot \eta_{TV} \quad (2.7)$$

Chapitre 2

2.3. : Présentation de la centrale électrique à cycle combiné

2.3.1 : Présentation de la centrale électrique SKH

La centrale électrique Sharika Kahraba Hadjret ennos (SKHE) wilaya de Tipaza ouest le centrale thermique à cycle combiné construit (matériel de GENERALE ELECTRIQUE) et gère par la suscité multinationale SNC-LAVALIN qui assure l'exploitation et l'entretien de l'installation pondant 20 ans d'un puissance plus de 1200 MW la capacité du réseau électrique d'algie .produisant de l'électricité par trois tranche du cycle combiné chaque a une puissance d'environ de 400 MW et Rendement proche de 60 percent .

2.3.2 : Description générale du cycle combiné SKHE

2.3.2.1 : définition

C'est une centrale thermique électrique produit l'électricité Graca de la chaleur dégagé a la combustion de gaz nature GN, ce type de centrale qui s'appelle les cycles combiné CC consiste à deux type de turbine : une turbine à gaz TG et une turbine à vapeur TV relie a un alternateur. Ce mécanisme permet d'accroitre la production et augmentera le rendement.

Combinaison de 2 processus thermodynamiques:

Le premier consiste à produire de l'électricité à partir d'un moteur thermique,

Le second, à récupérer l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement pour produire de la vapeur d'eau par l'intermédiaire d'une chaudière de récupération de chaleur et d'utiliser cette énergie dans une turbine de vapeur.

2.3.2.2: Turbine Gaz

La Turbine à Gaz est composée principalement d'une chambre de combustion, où les gaz à sa sortie se détendent en trois étapes, ce qui se produit en traversant des tuyères mobiles. Les gaz entrent aux travers des aubes avec une température très importante 1396 °C ce pourquoi il faut refroidir les aubes avec air du compresseur (sortie de l'étage 8 à vérifier). L'air circule par l'intérieur des lames et sort par des orifices disposés de manière à ne pas gêner l'écoulement. En outre les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation. Les gaz sortent de la Turbine à Gaz à une température de de 623 °C et 1 bar, le débit des gaz de combustion est de environ 2365 t/h

Chapitre 2

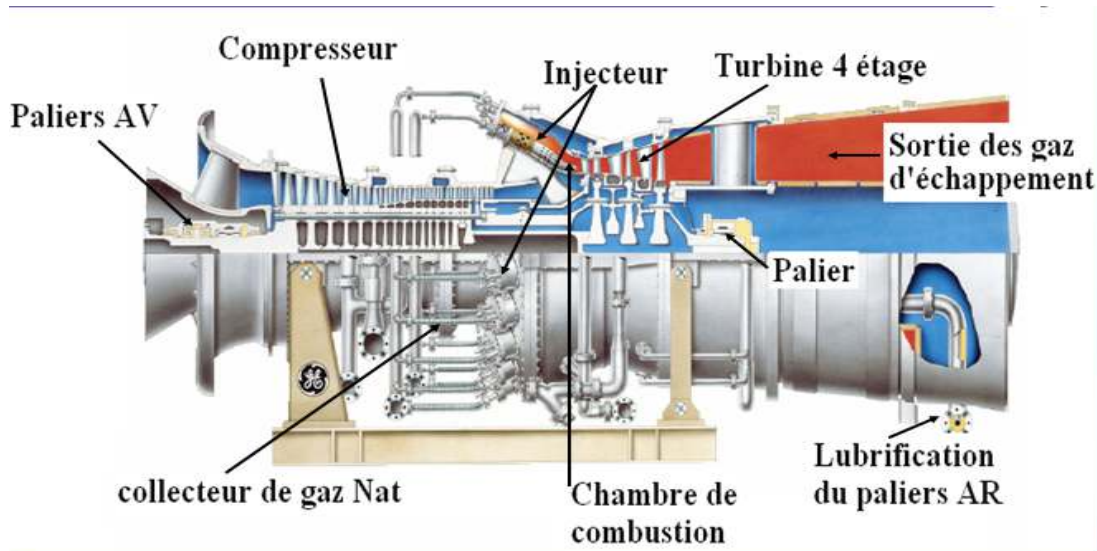


Figure (2.20) : la turbine à gaz 9FB du central

Fabricant: General Electric(GE)

Modèle: 9FB

Puissance: 268,8 MW

Poids: 288 Tm

Combustible: Gaz Naturel (GN) ou gazole

Température de GN à l'entrée: 185 °C

Pression de GN à l'entrée: 28 bars

Nombre de brûleurs: 18

Nombre d'étages de turbine: 4

Température d'échappement: 623 °C

Consommation de gaz à pleine charge: 18,3 kg/s

➤ **Compresseur**

Le compresseur alimente en air pressurisé, la chambre de combustion de la turbine de gaz avant injection du combustible.

Le compresseur est de type axial, à 18 étages, le taux de compression est 18,3 et le débit d'air est d'environ 600 kg/s.

Le compresseur absorbe 2/3 du travail produit par la turbine de gaz (approximativement 180 MW).

Chapitre 2

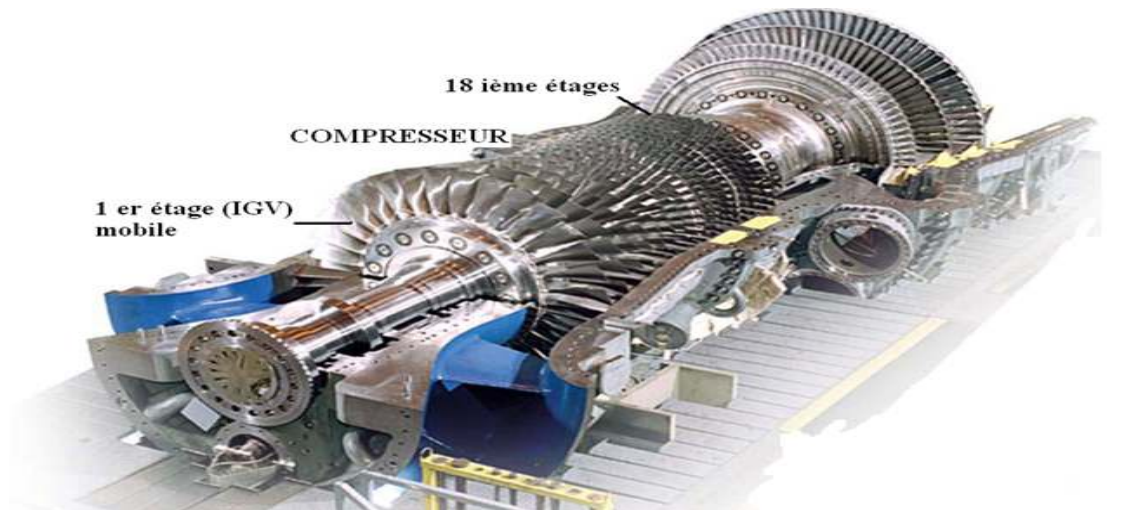


Figure (2.21) : compresseur axial de la TG 9FB.

➤ *Chambre de combustion C-C*

La chambre de combustion se compose de 5 injecteurs de flamme d'un combustible ce système le plus respectueux de l'environnement mais produisant des gaz polluants NO_x à une température de 1396 C

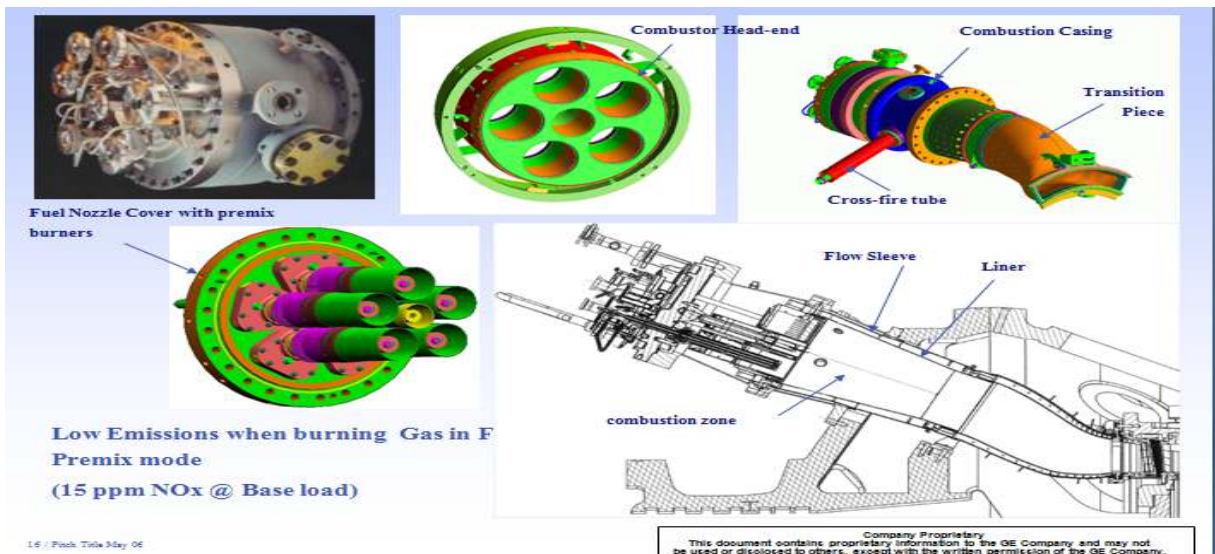


Figure (2.22) : la configuration de la chambre de combustion C-C de TG 9FB.

2.3.2.3 : La chaudière de récupération

La chaudière de récupération de chaleur (HRSG) consiste en un ensemble d'échangeurs tubulaires de chaleur par convection, où les gaz chauds d'échappement de la turbine à gaz, réchauffent l'eau et la vapeur qui circulent par l'intérieur des tubes. Les chaudières de récupération de chaleur peuvent être de types et de configurations diverses.

Le type le plus répandu est celui à trois niveaux de pression avec surchauffeur et réchauffeur intermédiaire Pression : 98.57 bar

Chapitre 2

Température : 566,5 °C

Débit : 78,83 kg/s

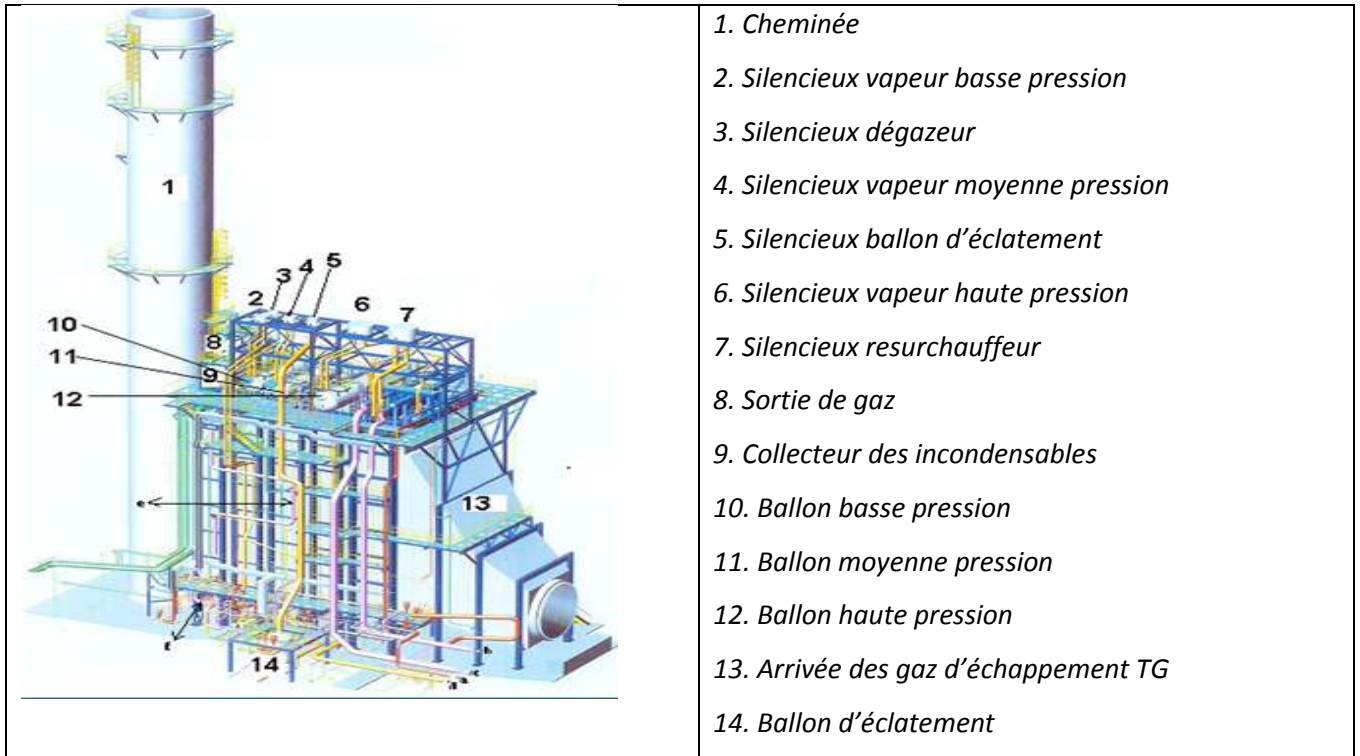


Figure (2.23) : configuration de HRS de la centrale.

2.3.2.4 : La turbine à vapeur TV

La Turbine à Vapeur a comme mission la transformation de l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique de rotation.

La Turbine à Vapeur dispose de couronnes de lames fixes et mobiles et il existe trois niveaux de pression : HP, MP & BP. Le rendement approximatif de chaque section de la Turbine de Vapeur est le suivant :

THP 78 à 84 %; TMP 87 à 92 %; TBP 86 à 90 %

Le pourcentage de puissance produite dans chaque section de la Turbine est le suivant :

THP 25 à 30 %; TMP 15 à 22 %; TBP 50 à 60 %

Composition:

Section THP : 30 étages à réaction

Section TMP : 11 étages à action

Section TBP : 6 étages de réaction et d'action

Fabricant : General Electric

Modèle : A 15

Chapitre 2

Composée de 2 corps ; un corps de Haute et Moyenne Pression de flux opposés pour équilibrer les impulsions axiales et un autre corps de basse Pression de double flux Puissance : 140 MW

2.3.2.5 : Le condenseur

Le corps du condenseur peut être de forme circulaire ou rectangulaire. Il peut être corps unique, de double corps ou corps triple en fonction de la turbine et les dimensions de la base. Le nombre de passe ou circule l'eau de refroidissement peut être un, deux, trois ou quatre, dépendant de la conception habituelle du fabricant ou du cycle utilisés (combinés ou pas). Le corps du condenseur peut être à une seule pression, double pression ou triple pression, dépendant de la conception habituelle pour les cycles combinés d'une seule pression. Le reste de possibilités dépend le type et la taille de la turbine de vapeur. La décharge de la vapeur de la turbine peut être axiale, latérale ou verticale, suivant le type de la turbine.

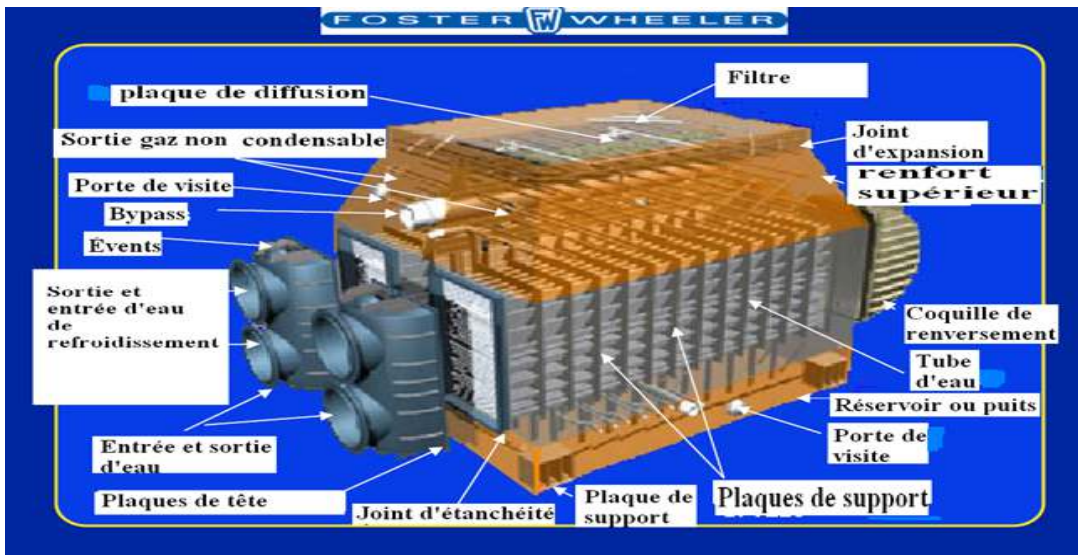


Figure (2.24) : configuration de condenseur de la centrale.

Le refroidissement se fait par l'eau de mer.

2.3.2.6 : Alternateur

Un générateur électrique est un dispositif qui transforme en énergie électrique un autre type d'énergie, généralement mécanique.

Chapitre 2

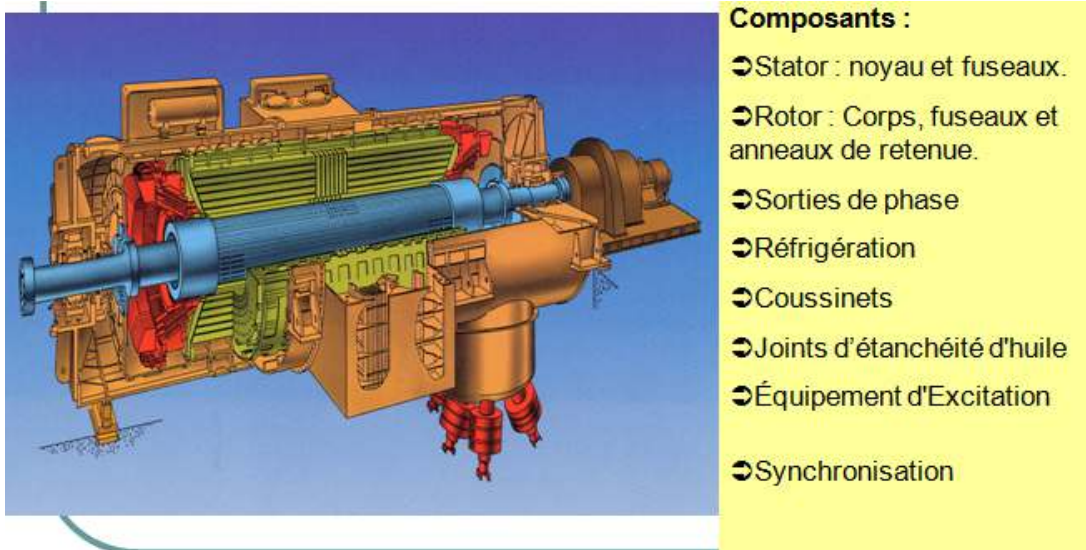


Figure (2.25) : configuration de l'alternateur.

Dans les plants conventionnelles de production d'énergie les générateurs sont synchrones La fréquence de synchronisme en Algérie est de de 50 Hz

Le système de refroidissement dans l'alternateur se fait l'hydrogène a l'intérieure dans le premier surcuit et la second l'hydrogène refroidi par l'eau de mer.

Fabricant : Général Electric

Taux : Triphasé, refroidi par H₂ (Hydrogène)

Pression 5,17 bar (75 psig), 40°C

Puissance apparente : 544 Mva

Tension de Génération : 19 kv

Vitesse de rotation : 3.000 rpm

3 phases, 50 Hz

2.3.2.7 : Les axillaire de la centrale

➤ Station de dessalement

Elle permet la production de l'eau douce (potable) à partir de l'eau salée (eau de mer) et cela a l'aide d'un traitement chimique qui permet de produit de l'eau dessalée et déminéralisée pour qu'elle soit prête a être pompé vers le condenseur ou elle entre dans le cycle combinée.

➤ Station de pompage d'eau de mer

Comme son nom l'indique, la station de l'eau de mer a l'aide de pompe puissance qui envoie une petite partie vers la station de dessalement et une grande partie vers le condenseur ou elle sert comme source froide pour éliminer les résidus (les algues) avant d'être pompé.

➤ Station de gaz

Chapitre 2

- *C'est un réservoir géant de gaz naturel ou il est prêt à être envoyé vers la chambre de combustion de la turbine à gaz.*

- **Réseau incendie**

Il contient deux pompes, une électrique, l'autre diesel, et qui sont à pompe de l'eau vers le lieu où l'incendie est signalé.

Le Réseau englobe tous les compartiments de la centrale.

- **Compresseur d'air**

Il a pour rôle d'aspirer l'air et ensuite d'augmenter sa pression. L'air comprimé est utilisé pour commander la fermeture des vannes (pneumatique).

- **La salle de contrôle**

C'est là où on veille à la bonne exécution de la centrale et on gère l'état des machines et les différents problèmes qui peuvent se poser.

C'est un sorte d'intermédiaire entre l'ingénieur et la machine.

- **Les transformateurs auxiliaires**

Contrairement au transformateur principal, les transformateurs auxiliaires diminuent la tension de 18.5 KV et cela pour l'alimentation des auxiliaires (pompes, moteur, ventilateur, éclairage, etc.).

- **Groupe diesel**

Pour assurer le démarrage de l'usine en cas de la coupure de l'électricité dans toute l'Algérie.

3 : Influence des conditions climatiques sur les performances de la TG

3.1 : Introduction

Les caractéristiques de l'air d'admission à l'entrée de compresseur de la TG et CC jouent un rôle très important dans la puissance de la turbine à gaz et la puissance le cycle combine globalement, dans ce chapitre on va étudier l'influence des différentes conditions climatique (Température ambiante, pression atmosphérique, l'humidité relative) ou les facteurs extérieurs.

D'autre paramètre les facteurs intérieur de la TG.

3.1.1 : Facteurs extérieurs

La turbine à gaz et CC est une machine qui emploie l'air dans son fonctionnement, cela implique que l'endroit où la turbine est installée à une grande influence, du fait que les caractéristiques de l'air changent avec l'influence de l'endroit se résulte dans le changement de la puissance produit par le CC, qui peut diminuer comme il peut augmenter. Les facteurs liés qui influent sur la puissance produit par la CC

3.1.1.1 : La température ambiante

La variation de la température ambiante au niveau de l'endroit de l'installation avec les saisons et le jour et la nuit et ce changement peut augmenter ou baisser la puissance produite par la TG et le cycle combiné CC et le Rendement de la TG et le CC.

3.1.1.2 : La pression atmosphérique

La pression d'aspiration est liée à l'altitude de la zone où elle est installée le CC et la saison, aussi le système de filtration d'air d'entrée de compresseur pour protéger les aubes de la turbine (les particules contenus dans l'air ambiant) fait aussi diminué la pression à l'entrée de compresseur. Donc on va étudier l'influence de cette variation de pression et conclure sur son importance.

[Les performances de la turbine à gaz sont normalement cotées à une pression d'air de 1,013 bar (14,7 pisa) -iso condition, qui correspond approximativement à la pression moyenne en vigueur au niveau de la mer.]

Chapitre 3

3 :1:1 :3. Humidité Relative

L'humidité relative c'est le rapport entre la pression de saturation et pression de vapeur a températures considéré dans l'atmosphère.

L'humidité relative varie avec la saison et l'endroit de l'installation de CC. On va étudier leur influence sur la puissance de CC globalement et la TG spécifiquement.

3 :1 :2 : les facteurs intérieurs

Les différentes caractéristiques de la turbine à gaz : taux de compression, rendement isentropique et poly tropique, température maximale rendement mécanique et la température d'échappement. Toutes ces caractéristiques sont des facteurs intérieurs qui dépendent du produit et la qualité de la TG ou CC.

Chapitre 3

3 : 2 : 1 : Étude thermodynamique de la turbine à gaz simple

3 : 2 : 1 : 1 : Cycle idéal de Brayton

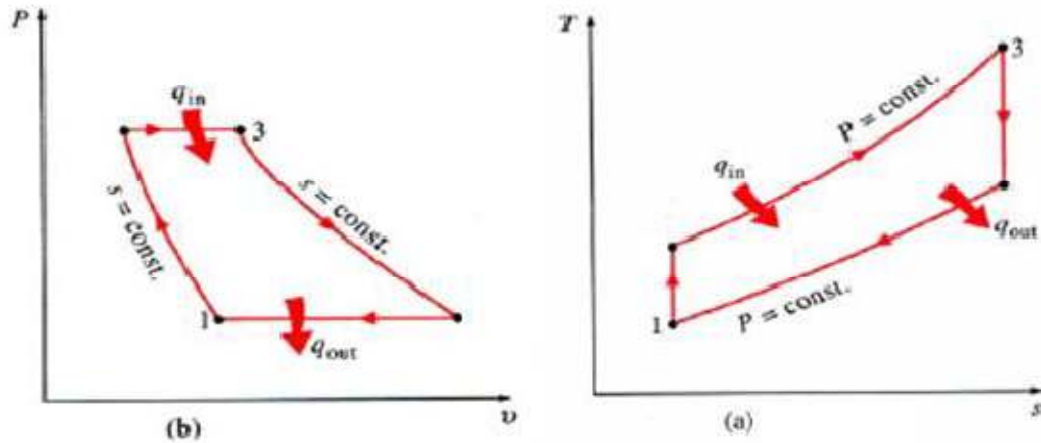


Figure (3.1): Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz [57].

(Cycle de Brayton)

Le cycle thermodynamique avec lequel fonctionne une turbine à gaz: "cycle de Brayton". C'est un cycle ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués vers l'atmosphère ou vers la chaudière de récupération dans le cycle combiné. Il se compose de 4 transformations qui sont par ordre :

1-2: Compression isentropique dans le compresseur axial (CA);

2-3: Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion (C-C);

3-4: Détente isentropique dans la turbine T (THP et TBP);

4-1: Echappement dans l'atmosphère (ATMO).

Le cycle thermodynamique représenté dans les diagrammes ($P-v$) et ($T-S$), est montré dans la figure (3.1).

Chapitre 3

3 : 2 : 1 : 2 : Analyse thermodynamique de cycle de Brayton idéal [58]

Travail de CA

$$W_c = H_2 - H_1 \quad (3.1)$$

$$W_c = cp_a \cdot T_2 - cp_a \cdot T_1 \quad (3.2)$$

Travail de la T (THP et TBP)

$$W_t = H_3 - H_4 \quad (3.3)$$

$$W_t = (1+f) \cdot Cp_g \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.4)$$

Travail net :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (3.5)$$

Puissance produite :

$$P_{util} = W_{net} \cdot \dot{m}_{air} \quad (3.6)$$

3 : 2 : 1 : 3 : Cycle brayton réel

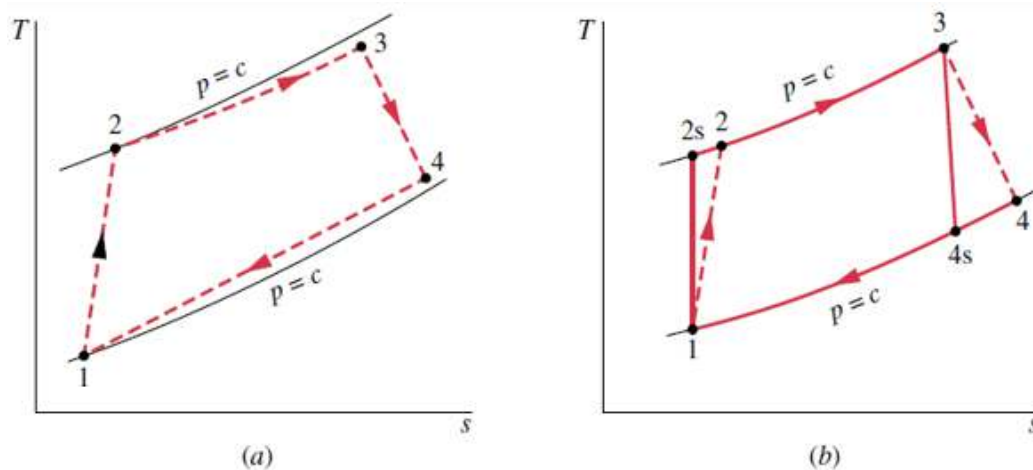


Figure (3.2): Cycle réel d'une turbine à gaz [57].

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante : La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_{ciso} : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$. La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la

Chapitre 3

transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_4s$.

La figure (3.2) montre la transformation réelle dans le cycle de brayton TG

3.2.1.4 : analyse thermodynamique de cycle de Brayton réelle [58]

➤ Evolution 1-2 CA :

On va déterminer la température de refoulement du CA T_2 et son travail W_c et la pression de sortie P_2 .

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est:

$$\gamma_{air} = \frac{c_{p_{air}}}{c_{p_{air}} - r_{air}} \quad (3.7)$$

$$r_{air} = \frac{R}{M_{air}} \quad (3.8)$$

La pression à la sortie de CA

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.9)$$

Température T_{2iso}

$$\frac{T_{2iso}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = \tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (3.10)$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le CA

$$W_{ciso} = C_{p_{air}} (T_{2iso} - T_1) \quad (3.11)$$

$$W_{ciso} = H_{2ciso} - H_1 \quad (3.12)$$

Température T_2 (réelle) :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air} \eta_{isoc}}}}{P_1} \quad (3.13)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air} \eta_{isoc}}} \quad (3.14)$$

$$T_1 = T_{amb}$$

Le travail réel consommé par le CA W_c :

$$W_c = H_2 - H_1 \quad (3.15)$$

$$W_c = C_{p_a} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.16)$$

η_m : Rendement mécanique de CA = 0.99

Chapitre 3

$$W_c = C p_a \cdot (T_2 - T_1) / \eta_m \quad (3.17)$$

➤ Evolution 2-3 C-C

On va déterminer la chaleur de combustion Q_{CC} et le débit de combustible injecté \dot{m}_c .

Chaleur de combustion

$$Q_{c-c} = \dot{m}_{air} \cdot (H_3 - H_2) \quad (3.18)$$

Avec le rendement de la chambre de combustion l'équation (3.18) devient :

$$Q_{C-C} = \dot{m}_{air} \cdot (c p_{gaz.b} \cdot T_3 - c p_{air} \cdot T_2) / \eta_{c-c} \quad (3.19)$$

$$T_3 = T_{C-C}$$

Débit de combustible injecté \dot{m}_c dans la C-C

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{C-C}}{PCI} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot V \cdot S$$

\dot{m}_{air} : Débit massique d'air.

S : section de passage d'air.

V : vitesse d'entre d'air.

PCI : pouvoir calorifique de la combustible

ρ_{air} : Masse volumique d'air.

➤ Evolution 3-4 (THP et TBP)

Température d'échappement

$$\frac{T_4}{T_3} = \tau^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t} \eta_t} \Rightarrow T_4 = \frac{T_3}{\tau^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t} \eta_t}} \quad (3.21)$$

$$\gamma_t = \frac{c p_{gb}}{c p_{gb} - r_{gb}} \quad (3.22)$$

$$r_{gb} = \frac{R}{M_{gb}}$$

Travail produit par la turbine T :

$$W_t = \eta_t C p_g T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{1}{\gamma}}}\right) \quad (3.23)$$

Chapitre 3

$$W_t = (1+f) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.24)$$

$$W_t = (1+f) \cdot (H_3 - H_4) \quad (3.24)$$

Puissance utile produit par la turbine à gaz :

Travail net :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (3.25)$$

$$W_{net} = C_p T_1 \left[\eta_t \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}} \right) - \left[\frac{1}{\eta_c} \left(\tau^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \right] / \eta_m \right] \quad (3.25)$$

$$P_{utile} = W_{net} \cdot \dot{m}_{air} \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot V \cdot s \quad (3.27)$$

Rendement de la turbine :

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{H_3 - H_2} \cdot 100 \quad (3.28)$$

$$\eta_{TG} = \frac{P_{util}}{Q_{cc}} \cdot 100 \quad (3.29)$$

Consommation spécifique :

$$C_{sp} = \frac{\dot{m}_c}{P_u} \cdot 3600 \quad (3.30)$$

Chapitre 3

3.2.2 : Calcul les paramètres de la TG

Dans ce qui suit, nous présentons un calcul thermodynamique de différentes caractéristiques (les facteurs intérieures) de la turbine à gaz, en utilisant les données pratique, pour déterminer les différents facteurs de la TG

Compresseur axial CA : les données de calcul

$\tau = 18.3$ donnée par constructeur.

$$\gamma_c = 1.39$$

$$r = 287.1$$

C_{p_c} est variable avec la variation de la température de sortie et entrée de Compresseur est peut calculer avec l'équation suivante [17]

$$C_{p_a} = 1.0189 * 10^3 - 0.1378 T_a + 1.9843 * 10^{-4} * 10^2 + 4.2399 * 10^{-7} T^3 - 3.7632 * 10^{10} T_a^4 \quad (3.31)$$

$$T_a = (T_1 + T_2) / 2.$$

Le rendement isentropique de compresseur est calculer par l'équation [59]

$$\eta_{is.c} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (3.32)$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{1}{\eta_{is.c}} (T_{02s} - T_{01})$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_{is.c}} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_{is.c}} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$\eta_{is.c} = \frac{T_{01}}{(T_{02} - T_{01})} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.33)$$

A l'aide des données de la centrale

$$T_1 = 284.45 \text{ K}$$

$$T_2 = 675.65 \text{ K}$$

$$\eta_{is.c} = 0.84$$

Chapitre 3

Chambre de combustion C-C: les donnees de calcul

$$\eta_{c-c}=0.96$$

$$T=1668.15 \text{ k}$$

Turbine (THP et TBP) : les donnees de calcul

T4=630 °C le système est gardé la température d'échappement constant

Turbine complète : les donnees de calcul

Cp_g est calculés par la relation suivant [59] :

$$c_{pg} = 1.8083 - 2.3127 \times 10^{-3} T + 4.045 \times 10^{-6} T^2 - 1.7363 \times 10^{-9} T^3 \quad (3.34).$$

$$T_{max}=1673.15 \text{ k}$$

$$Cp_g = 1.129 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma_t=1.34$$

Calcul des Paramètres de la turbine T (corps de détente)

Le rendement isentropique de la turbine est determine par l'equation[59]

$$\eta_{is,t} = \frac{h_{03} - h_{04s}}{h_{03} - h_{04}} \quad (3.35)$$

$$T_{03} - T_{04} = \eta_{is,t} T_{03} \left[1 - \left(\frac{1}{P_{03}/P_{04}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]$$

$$\eta_{is,t} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} \left[1 - \left(\frac{1}{P_{03}/P_{04}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right]} \quad (3.36)$$

A l'aide des donnée de la centrale

$$T_3=T_{max}=1673.15 \text{ k}$$

$$T_4=903.15 \text{ k}$$

$$\eta_{is,t}=0.92$$

Chapitre 3

3.3.1 : influence de la température ambiante sur la TG

3.3.1.1: introduction

La région algérienne se caractérise par un climat où la température ambiante peut varier de 0°C à 50°C suivant la saison et l'heure. Donc on va varier la température d'admission entre ces deux limites en tenant compte de la variation de masse volumique, dont l'effet se traduit par une augmentation ou une diminution de débit massique.

On prendra pour des températures différentes et variant avec un taux de pression constant et pression atmosphérique constant et humidité relative négligeable et compare les résultats des différentes températures

3.3.1.2: Variation de débit massique en fonction de la température d'admission

L'équation (3.27) représente la variation du débit massique en fonction de la masse volumique (densité d'air).

Variation de la masse volumique (densité d'air) en fonction de la température ambiante et représenté par la relation (3.37):

$$\rho_{\text{air}} = \frac{p_1}{r_{\text{air}} \cdot T_1} \quad (3.37)$$

L'air ambiant est considéré comme un gaz parfait. Il est à une pression supposée $1 \text{ atm} = 1.01325 \text{ bar} = 1.01325 \cdot 10^5 \text{ pascal}$, et $r = 287.1 \text{ J.Kg.K}^{-1}$.

Et $T_1 = T_{\text{amb}}$, sa masse volumique ρ_{air} se détermine par la formule :

On remplace : pour les températures dans l'intervalle de 0 à 50 °C (273.15 k ; 323.15 k) :

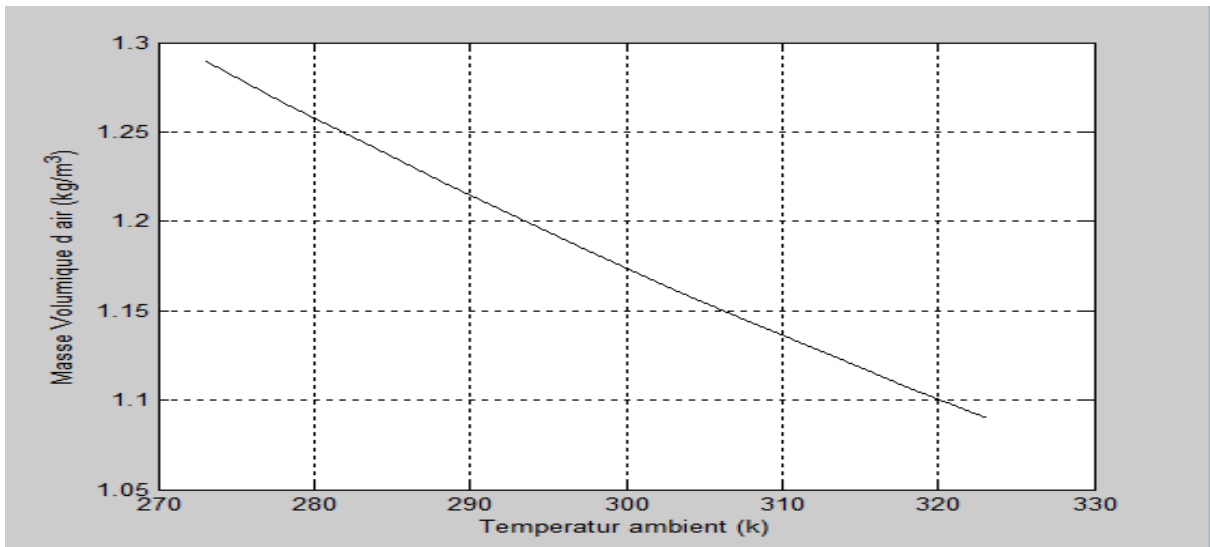


Figure (3.3) : La variation de la masse volumique en fonction de la température Ambiante

Chapitre 3

La figure (3.3) montre que la masse volumique de l'air diminue avec l'augmentation de la température Amb , donc l'air ATMO devient moins dense avec l'augmentation de la température Amb .

Débit massique d'air à l'entrée de CA

On calcul pour une section et une vitesse constante leur produit égal à 516

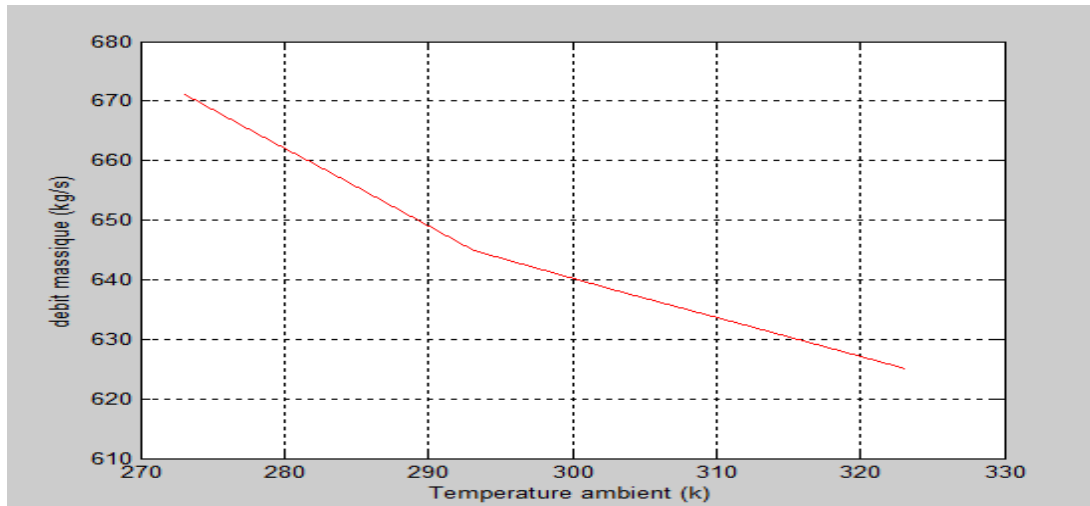


Figure (3.4): variation du débit massique en fonction de la température ambiante

Analyse des résultats :

Pour des températures ambiantes différentes on remarque une diminution du débit massique de l'air en fonction de la température. Cette diminution est influente sur la densité d'air entré dans le compresseur et l'excès d'air entré.

3.3.1.3: l'influence de la température Amb sur la Température de sortie compresseur T_2

on applique l'équation (3.10) on obtient la figure (3.5) suivant :

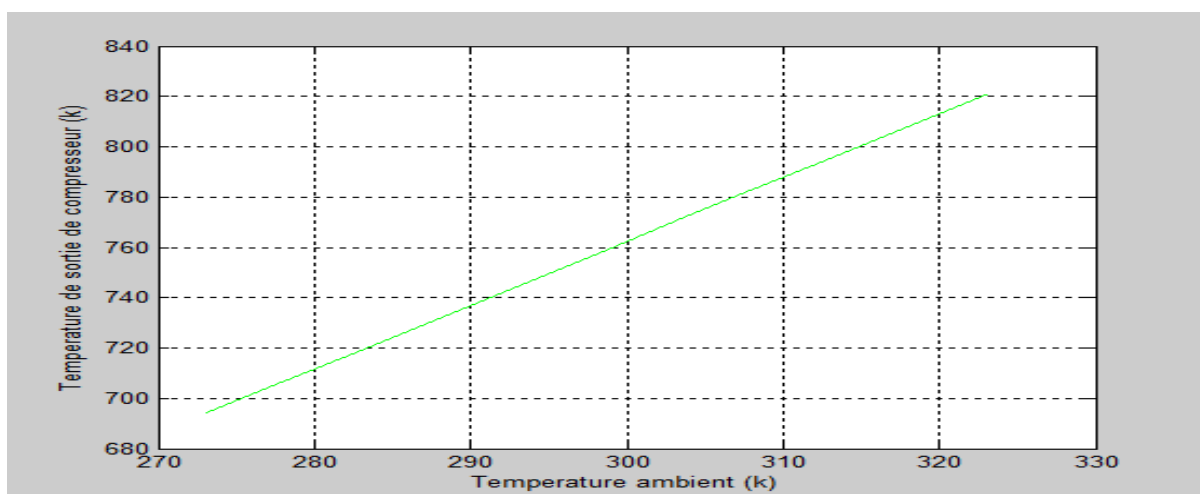


Figure (3.5): variation de la température de sortie de compresseur en fonction de la température ambiante

Chapitre 3

L'analyse de la figure (3.5) montre que la température de sortie du CA est augmentée avec l'augmentation de la température ambiante.

L'influence de taux de compression sur la température de sortie :

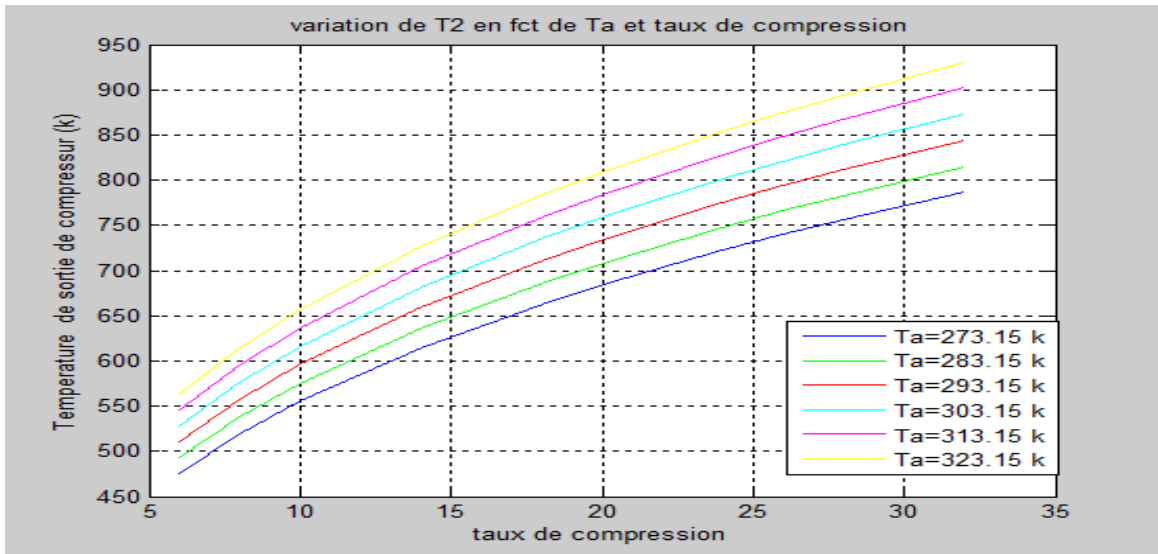


Figure (3.6): variation de la température de sortie de compresseur en fonction de la température ambiante et taux de compression.

On remarque dans la figure (3.6) une augmentation de la température T_2 si le taux de compression est plus élevé. La température Amb augmentedonc la température de sortie à la compression dépend de la température Amb et le taux de compression. .

3.3.1.4: L'effet de la T_{amb} sur le travail consommé par le compresseur (CA) W_c

Le travail consommé par le CA est calculé par l'équation (3.16), Le C_p d'air varie en fonction de la température dans le compresseur est calculé par l'équation (3.31). Sa variation avec la température Amb et la température de sortie compresseur représenté par la figure (3.7).

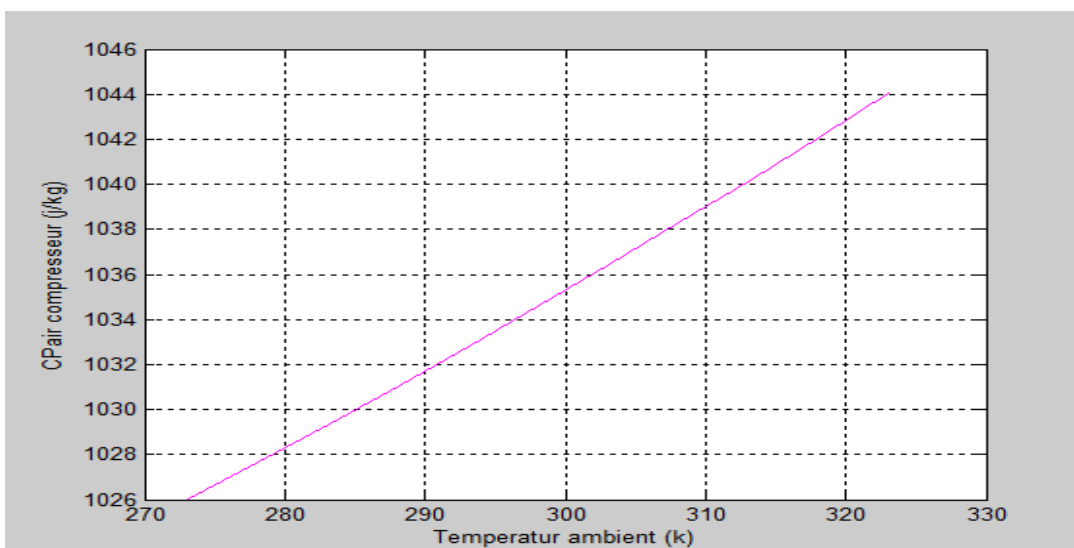


Figure (3.7) : variation de C_p d'aire dans le compresseur en fonction de la température ambiante.

Chapitre 3

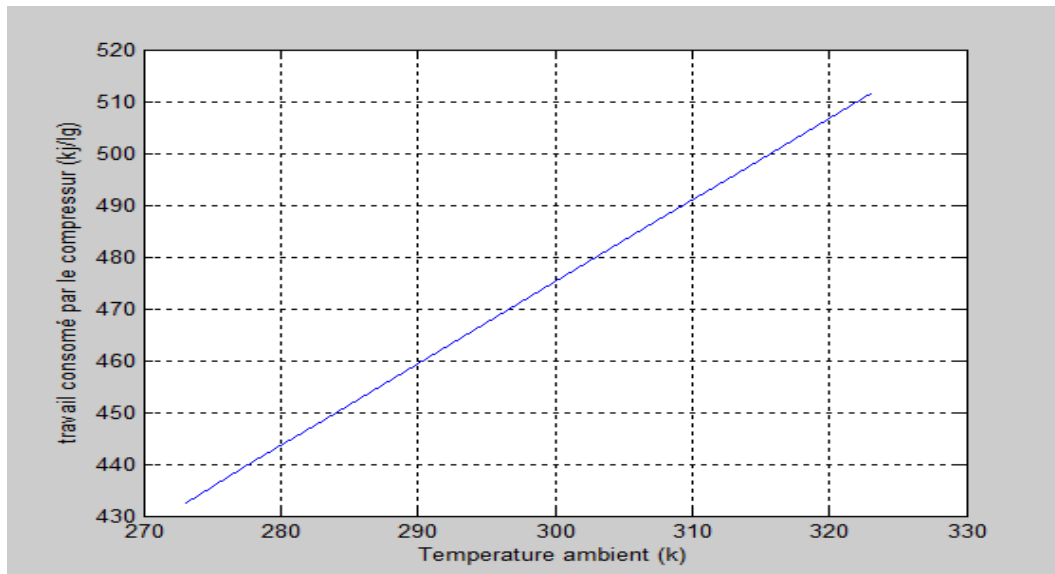


Figure (3.8) : travail consommé par le compresseur en fonction de la température ambiante
L'analyse de la figure (3.8) et sa variation avec la Température d'entrée montre que le travail consommé par le compresseur devient plus important lorsque la température Amb est augmentée.

3.3.1.5 : L'effet de la température de sortie du compresseur CA sur la quantité de chaleur dégagée Q_{c-c}

La quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion est bien optimisée pour déterminer le débit de combustible nécessaire à la combustion et pour éviter le dépassement de la température dans la C-Cà la température maximale.

La figure (3.9) se fait par l'équation (3.19) pour déterminer l'influence de T_2 .

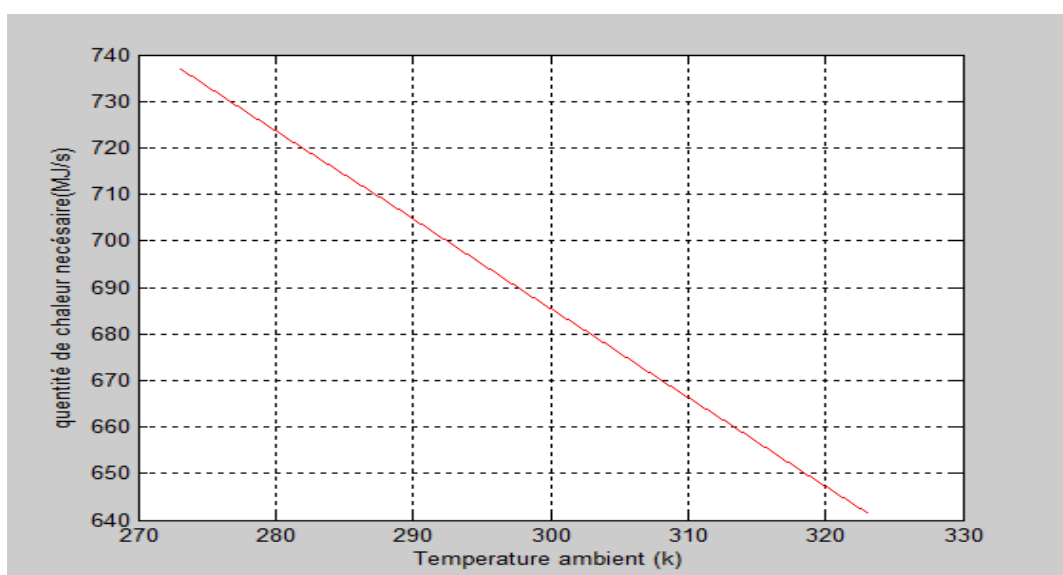


Figure (3.9): variation de la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion en fonction de la température d'entrée.

Chapitre 3

L'analyse des résultats montre qu'il y a une variation proportionnelle entre la quantité dégagée dans la C-C et la température d'entrée du compresseur T_1 équation (3.20).

L'augmentation de la Température Amb provoque l'augmentation de la Température de sortie compresseur qui entraîne une diminution de la quantité de chaleur nécessaire dans la C-C pour atteindre la température maximale dans la C-C.

3.3.1.6: Calcul du Débit de combustible injecté \dot{m}_c

A l'aide de l'équation (3.20) et l'équation (3.19) le débit de combustible varie avec la Température ambiante figure (3.10)

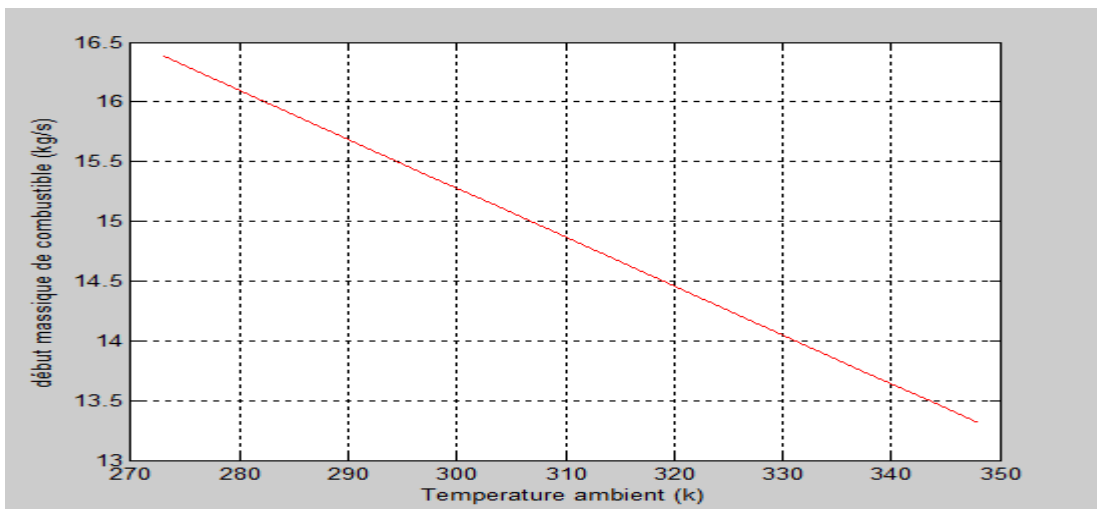


Figure (3.10) : représente la variation de débit de combustible en fonction de la température d'entrée du compresseur.

La figure (3.10) qui est représenté par l'équation (3.20) montre que Le débit de combustible diminue avec l'augmentation de la température Amb car la quantité de chaleur nécessaire diminue lorsque la Température d'entrée (ambiante) augmentée.

3.3.1.7 : La fraction débit de combustible sur débit d'air

Le rapport combustible/air est représenté par l'équation (3.38)

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{air}} \quad (3.38)$$

Influence de la température Amb sur le rapport f (combustible /air) est représenté par la figure (3.11)

Chapitre 3

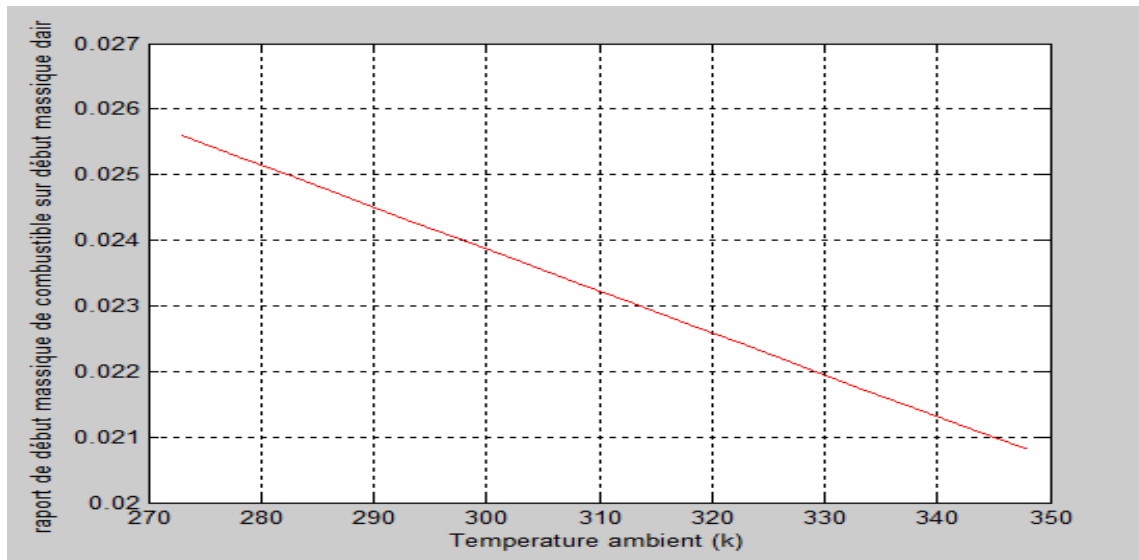


Figure (3.11): la variation de rapport f (combustible/air) en fonction de la température ambiante.

La figure montre que le rapport f (combustible/air) diminue avec l'augmentation de la température d'entrée (température ambiante).

L'équation (3.24) de travail de la turbine produit par la détente de la turbine montre que la puissance augmente avec l'augmentation du rapport (f) carburant/comburant (combustible/air)

3.3.1.8: L'effet de la température Amb (T_1) et le rapport f (débit /combustible/débit d'air) sur la puissance produit par la TG

Tableaux [3.1] : la variation de puissance produit par la TG en fonction de la température Amb.

$T_{amb}(k)$	f (kg. Combustible/kg air)	P_{TG} (MW)
273,15	0.0256	276,85
278,15	0.0253	266,95
283,15	0.0249	257,40
288,15	0.0246	248,18
293,15	0.0243	239,27
298,15	0.0240	230,67
303,15	0.0237	222,35
308,15	0.0233	214,30
313,15	0.0230	206,60
318,15	0.0227	198,95
323,15	0.0224	191,38

Chapitre 3

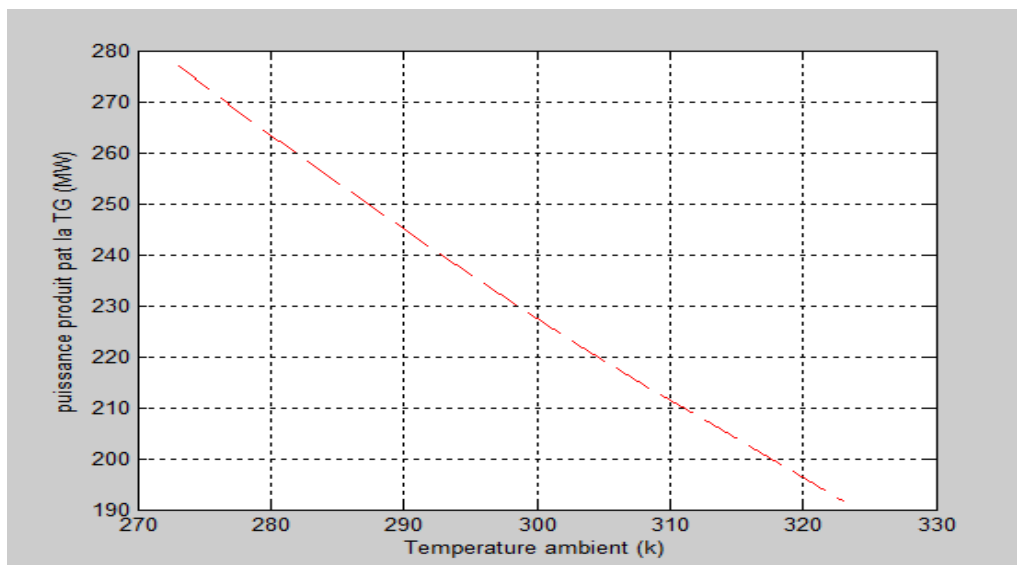
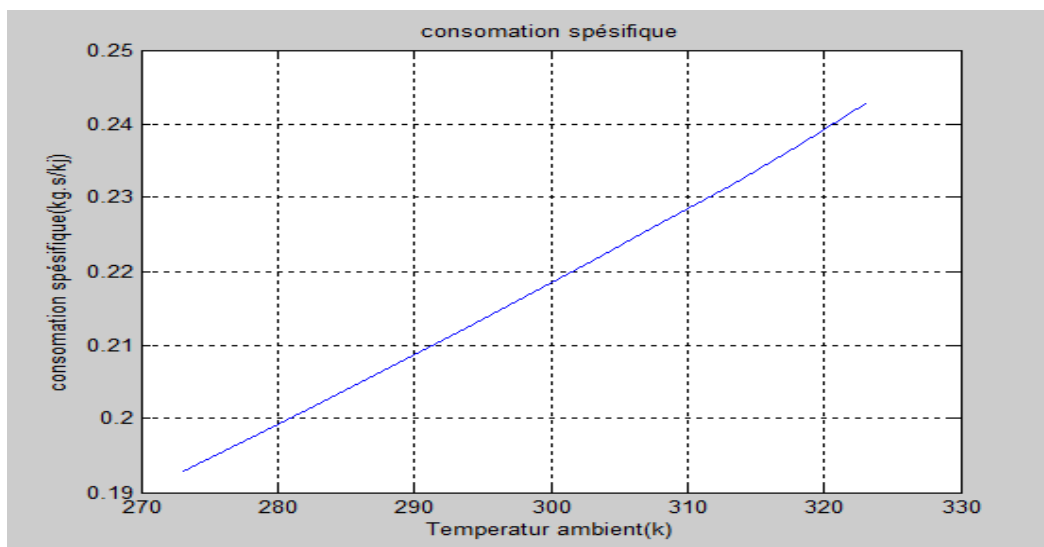


Figure (3.12) : variation de la puissance produit par la TG en fonction de température ambiante. Après l'analyse de la figure (3.12) en conclure que la puissance produit par la TG est démunie avec l'augmentation de la Température ambiante est sa variation est très important.

3.3.1.9: Consommation spécifique

D'après l'équation (3.30) la consommation spécifique varie de façon suivant avec la Température ambiante figure (3.13).



Figur (3.13):la consomation spésifique en fonction de la temperature ambiante.

La consomation spécifique de la TG est augmonte avec l'augmontation de la Temperature ambiante.

3.3.1.10: Rendement théorique de la TG

Le rendement de la TG est représenté par l'équation (3.28) et (3.29) dans la figure (3.14).

Chapitre 3

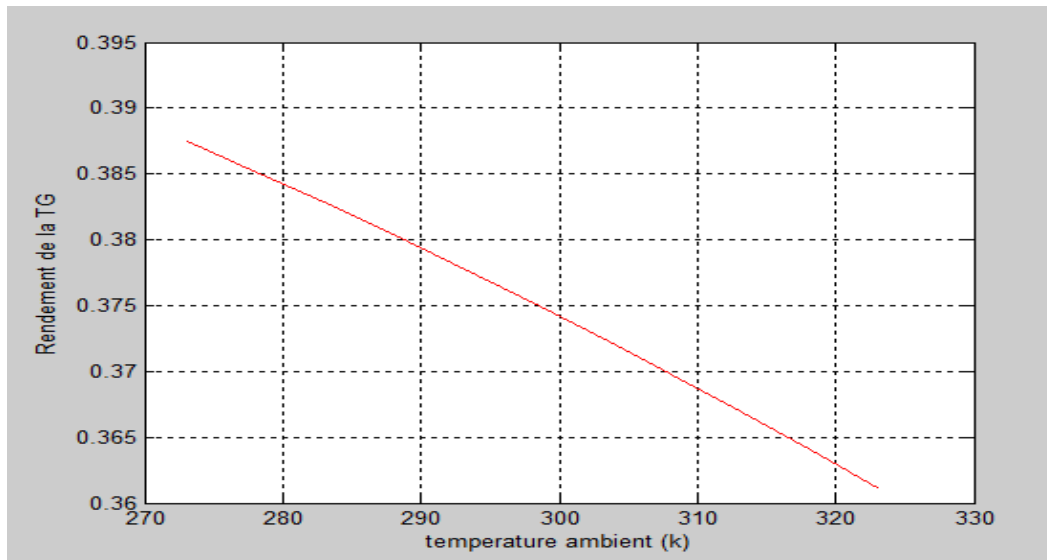


Figure (3.14) : rendement théorique en fonction de la température ambiante

Le rendement de la TG diminue avec l'augmentation de la Température Amb.

3.3.1.1.11: CONCLUSION :

La température ambiante varie pendant les saisons et les journées. Ce changement influe sur la densité d'air ambiant ; donc le débit d'air de compresseur diminue avec l'augmentation de la température, aussi ce changement augmente le travail consommé par le compresseur et diminue le travail net produit par la TG. Donc la puissance produite par la TG diminue avec l'augmentation de la Température ambiante ; aussi le Rendement diminue et la consommation spécifique augmente.

3.3.2 : L'effet de la pression atmosphérique et la pression à préfiltrage sur les performances de la TG

3.3.2.1 : Introduction

La pression atmosphérique est la pression de l'air. Tout l'air qui pèse sur une surface d'observation donnée est vu comme s'il constituait une colonne, allant du sol jusqu'à la limite de l'atmosphère. Cette colonne d'air presse tout ce qu'elle rencontre. Cette pression change donc selon qu'on est en haut ou en bas de la colonne, c'est-à-dire selon l'altitude du lieu où l'observateur se trouve. Elle varie aussi selon la chaleur de l'air [60].

La pression est plus faible lorsqu'on monte en altitude, du fait que la quantité d'air qui reste au-dessus est moins importante. Cela a été démontré par Blaise Pascal grâce à une expérience qu'il a réalisé le 19 septembre 1648. L'expérience consistait à comparer la mesure de deux baromètres à colonne de mercure au même moment, l'un à Clermont-Ferrand et l'autre en haut de la montagne la plus proche, le Puy de Dôme. Plusieurs savants contrôlent l'opération, et en effet, le niveau du baromètre, donc la pression mesurée, est moins élevée en haut de la montagne qu'à Clermont-Ferrand [60].

Un phénomène de l'air comme de tous les gaz est que sa température augmente quand on le comprime, et elle diminue si on le détend. Lorsque l'air monte dans l'atmosphère ou le long d'une montagne, sa pression baisse et donc il se refroidit. C'est la principale cause du fait que le climat soit plus froid en montagne [60].

L'autre facteur la chute de pression dans le filtre qui est utilisé dans l'installation pour filtrer l'air à l'entrée de compresseur. La chute de pression dans le filtre peut être influente sur la puissance et le rendement de la TG. On va étudier son influence.

L'air atmosphérique peut être considéré comme un gaz parfait

Chapitre 3

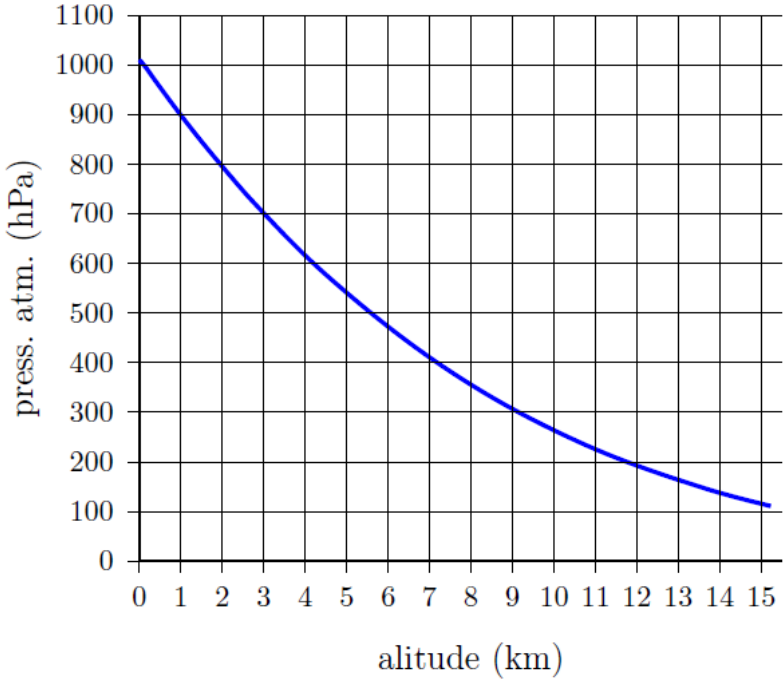


Figure (3.15) : variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude Z.

Chapitre 3

3.3.2.2 : Analyse de la variation de pression dans le cycle de Brayton

Transformation isentropique réel [61]

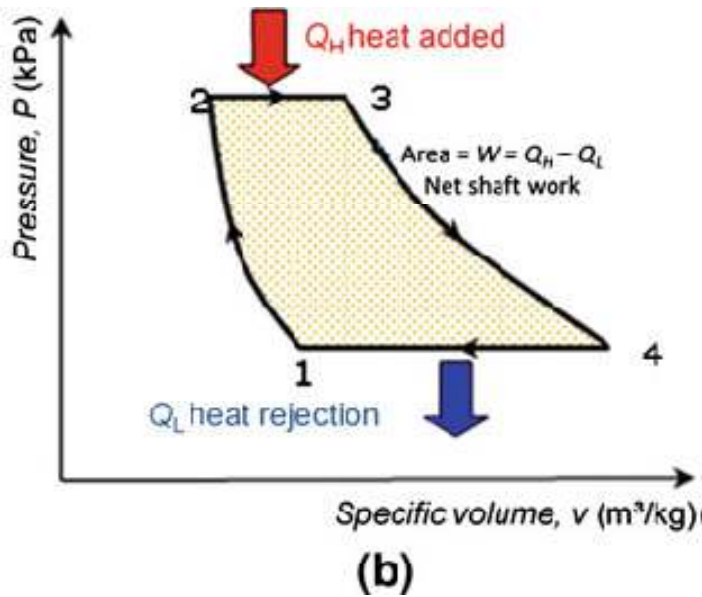


Figure (3.16) : Cycle de Brayton

Compression CA

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_p}} \Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_c} \quad (3.39)$$

Chambre de combustion

Perte de pression dans la chambre de combustion

Détente de turbine T

$$P_4 = P_1 = P_{\text{ression d'entrée de CA}}$$

La pression de sortie et la pression d'entrée sont égales dans la TG :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.40)$$

$$r = \frac{p_4}{p_3} \quad (3.41)$$

$$P_4 = P_1 = P_{\text{ression d'entrée de CA}}$$

La relation montre que le taux de compression dans la CA et la turbine (THP et TBP) sont égaux dans tous les cas pour maximiser la puissance de la turbine.

$$\tau_c = \frac{1}{r} \quad (3.42)$$

Chapitre 3

3.3.2.3 : effet de la Pression atmosphérique

On ne considère que la pression à l'entrée de compresseur égale à la pression atmosphérique avec la chute de pression dans le filtre d'air la pression à pré filtrage.

Le système de filtrage d'air à l'entrée de compresseur se fait pour la protection et séparation des particules solide dans l'air qui implique une chute de pression égale dp et sa valeur dépend de la durée d'utilisation de filtre. Les particules solide d'air qui restent dans le filtre deviens des obstacles de passage d'air aussi munîmes les sections des passages d'air dans le filtre donc plus que filtré l'air plus que le chute de pression dans le filtre dp plus important .

$$P_1 = P_{\text{atmosphérique}} - dp \quad (3.43)$$

3.3.2.3.1 : le débit massique d'air en fonction de pression ATMO

$$\rho_{\text{air}} = \frac{p_{\text{ATMO}}}{r_{\text{air}} \cdot T_{\text{1Amb}}} \quad (3.44)$$

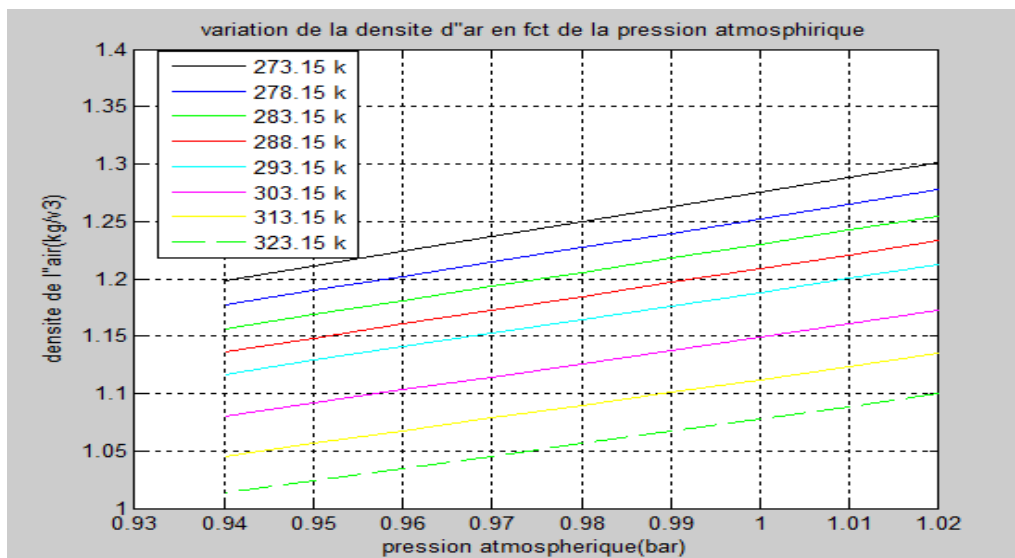


Figure (3.17) : variation de la densité d'air en fonction de la pression atmosphérique et la température ambient.

L'analyse de la figure (3.17) qui est représenté par l'équation (3.44) démontre que l'air devient moins dense si la pression dimunie la température augmente. Cette diminution influent sur le débit massique d'air.

La relation (3.27) représente la variation du débit massique en fonction de masse volumique

Chapitre 3

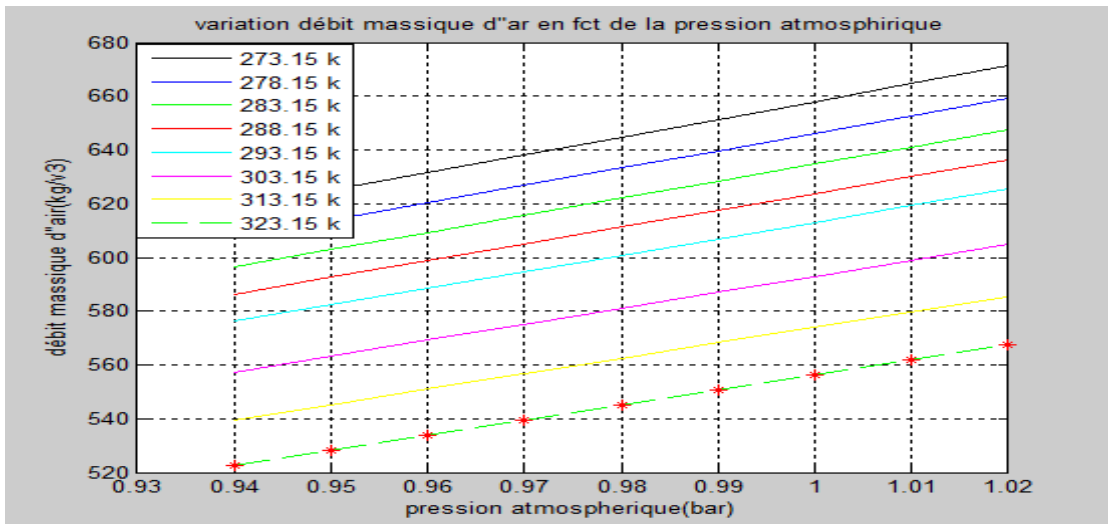


Figure (3.18) : la variation de débit massique d'air en fonction de la pression atmosphérique et la température ambiante.

3.3.2.3.2 : l'effet de la pression ATMO sur la puissance produit par la TG

D'après l'équation (3.27) la puissance produit par la TG varie de façon suivant

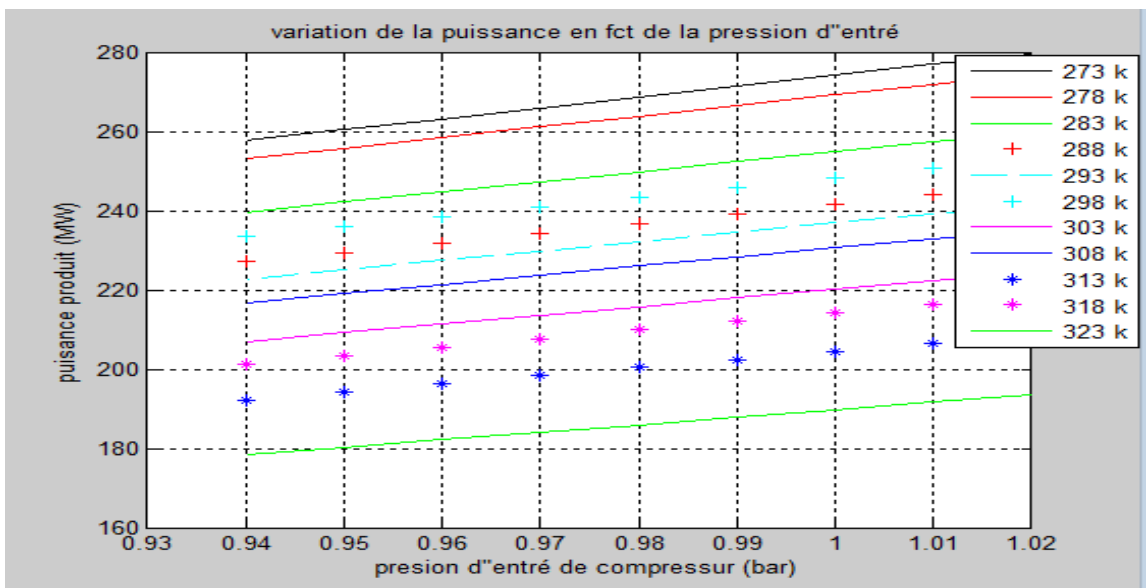


Figure (3.19) : variation de puissance en fonction de la pression atmosphérique.

La figure (3.19) qui représente la variation de la puissance produite par la TG démontre que la puissance augmente avec l'augmentation de la pression atmosphérique

3.3.2.4 : l'effet de chute de pression (pré filtrage) dans le filtre sur la puissance produite par la TG

La masse volumique d'air ρ_{air} se détermine par la formule avec la chute de pression:

$$\rho_{air} = \frac{p_{atmo-dp}}{r_{air} \cdot T_{1ambiante}} \quad (3.45)$$

Chapitre 3

La variation de la pression atmosphérique dans l'endroit de l'installation est presque négligeable par contre le chute de pression dans le filtre est important donc en fait les pour les températures dans l'intervalle de (273.15 k ; 323.15 k) et pression atmosphérique 1.01325 bar avec un intervalle de chute de pression (0.0.1 ; 0.08) bar.

$$P_{util} = \frac{P_{atmo} - dp}{r_{air} \cdot T_{1ambiante}} \cdot V \cdot S \cdot W_{net} \quad (3.46)$$

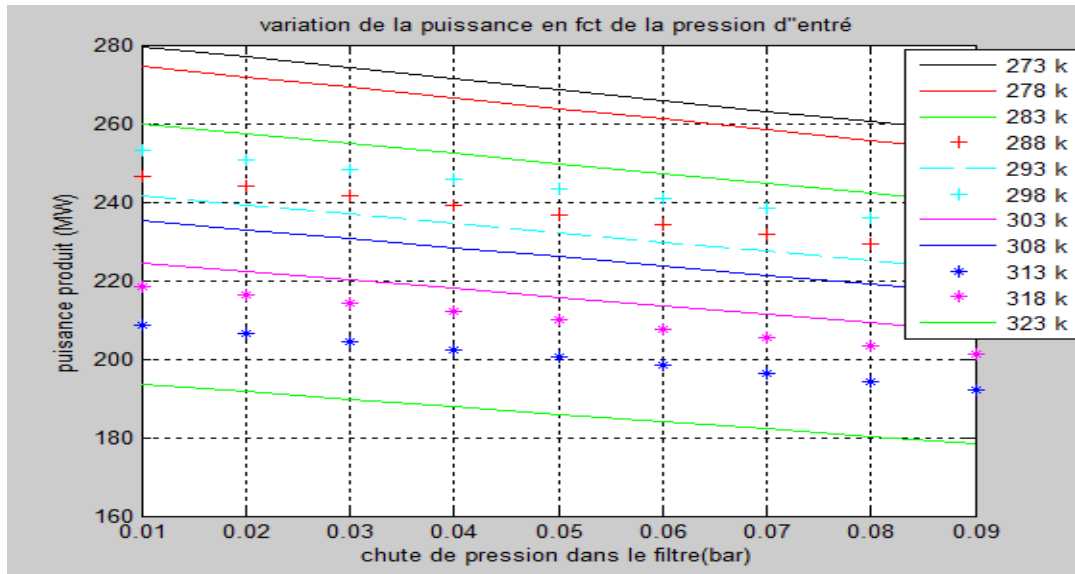


Figure (3.20) : puissance en fonction de chute de pression dans le filtre.

L'augmentation des pertes de pression dans le filtre diminue la puissance produite.

D'après l'équation (3.27) L'analyse de résultat montre que le débit massique augmente avec l'augmentation de pression atmosphérique à l'entrée de compresseur et diminue avec l'augmentation de la température ambiante figure (3.19).

Donc l'influence de la pression atmosphérique et le chute de pression dans le filtre se fait sur la densité d'air et le débit massique de l'air d'entrée au compresseur et sa diminution influent de façon direct sur la puissance de la turbine à gaz car la puissance utile est calculé par le produit de travail net et le débit massique d'air par l'équation (3.26).

3.3.2.5 : l'influence de la pression à pré filtrage a l'entrée de compresseur sur la pression de sortie

La pression de sortie de compresseur dépend de la pression d'entrée compresseur avec le taux de compression par l'équation (3.37)

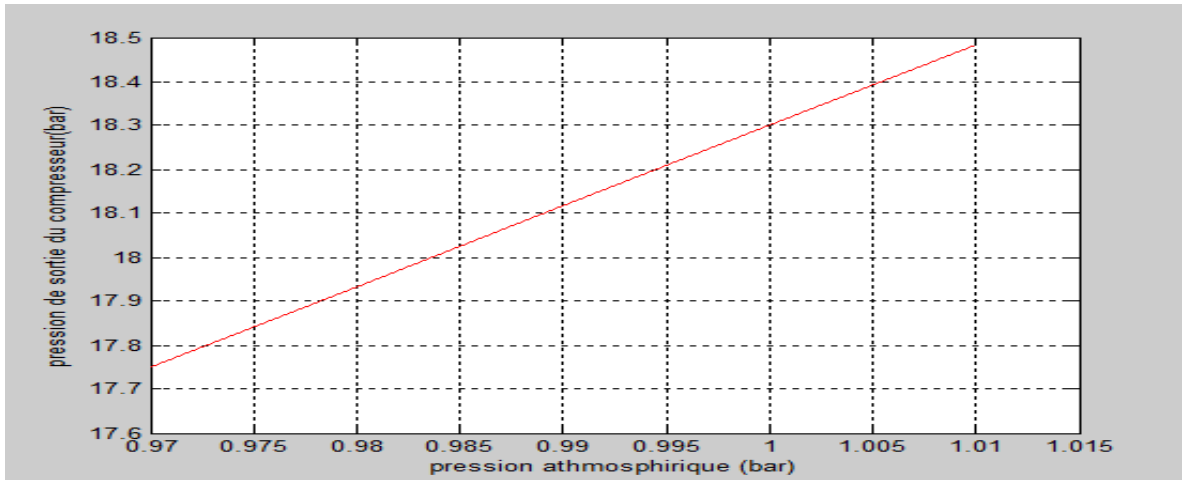


Figure (3.21): variation de pression de sortie du compresseur en fonction de la pression à pré filtrage.

La figure (3.21) montre que la pression de sortie de compresseur augmente avec l'augmentation de la pression d'entrée de compresseur.

3.3.2.6: l'influence de taux de compression et la pression à pré filtrage sur la Rendement de la TG

Le travail produit par la turbine qui représenté par l'équation (3.24) montre que la déférence de la température de chambre de combustion et la température d'échappement dépend du rapport de détente r est l'équation (3.39) montre que le rapport de la détente dépend le taux de compression, pour augmenter le rapport de la détente il faut augmenter le taux de compression.

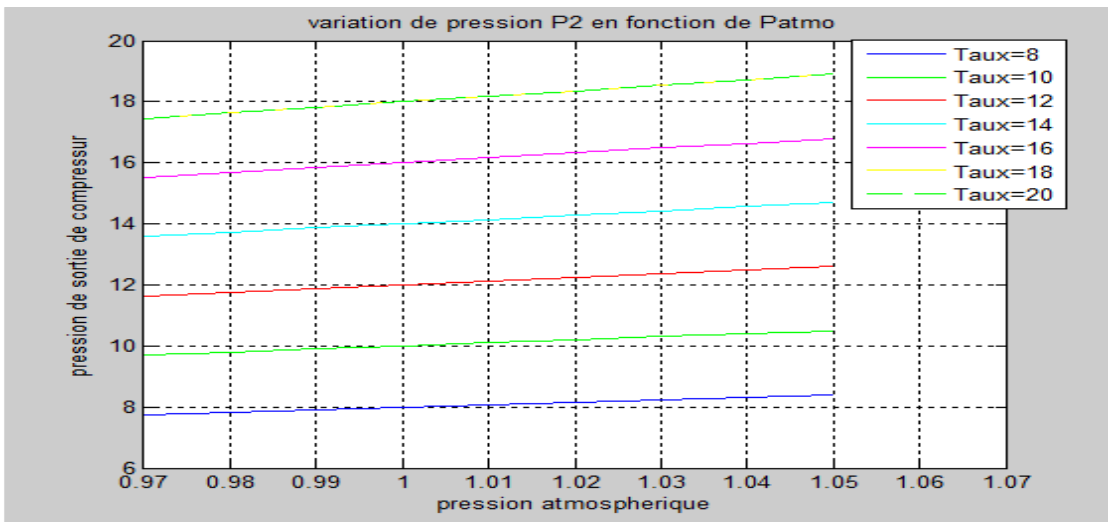


Figure (3.22): pression de sortie de compresseur en fonction de la pression atmosphérique et taux de compression.

La pression de sortie de compresseur CA augmente avec l'augmentation de la pression $ATMO$ et pour taux de compression très élevé la pression augmente donc pour atteindre une pression maximale et un meilleur fonctionnement pression atmosphérique élevé et taux de compression très élevé $P_2 \nearrow$ lors que $P_{atmosphérique} \nearrow$ et $\tau_c \nearrow$

Chapitre 3

3.3.2.7: L'effet de taux de compression sur les performances de la TG

A : sur la Température de chambre de combustion C-C

Pour un taux de compression optimale et maximale se calcule par l'équation (3.42), le taux de compression dépend de la température maximale dans la C-C et la température d'entrée compresseur [62].

$$\tau_{c \max} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (3.47)$$

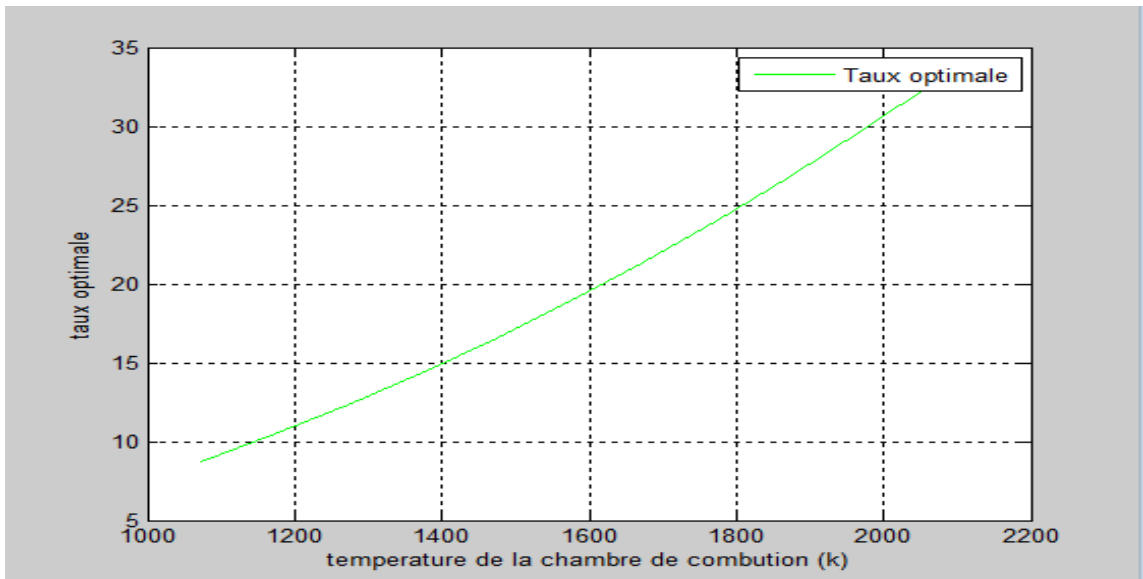


Figure (3.23) : taux de compression en fonction de la température maximale dans la chambre de combustion.

Analyse du résultat :

Le calcul de taux de compression montre que la valeur maximale du taux de compression dépend de la température de la chambre de combustion (la température critique) pour éviter le cas de la fusion dans la chambre de combustion et calcule se fait pour connaître le taux de compression optimise pour défèrent température de chambre de combustion et prend comme un exemple a $T_{cc} = 1668.15 \text{ k}$ donc la TG model GE9FB le taux qui donne par la compresseur est 18.3 est taux optimisé à la température ambiante égale à $30 \text{ }^\circ\text{C}$ est 21 est cette différence dépend aussi à la température ambiante et les rendements isentropique de compresseur et la turbine de constructeur.

B : Sur le travail net de la turbine

Maximisé le travail net de la 2 [62]

Chapitre 3

$$W_{net} = C_{pa} \cdot T_1 \eta_T (T_3/T_1) (C_{pg}/C_{pa}) (1 - \tau^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}}) + (1 - \tau^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}) / \eta_c \quad (3.48)$$

A une température de C-C égale 1668.15 k

Température d'entrée de CA égale à 288.15 k

Le travail net varie de façon suivant le taux de compression. Ce calcul est fait pour connaître la valeur optimale du taux de compression pour un travail net de la TG maximale.

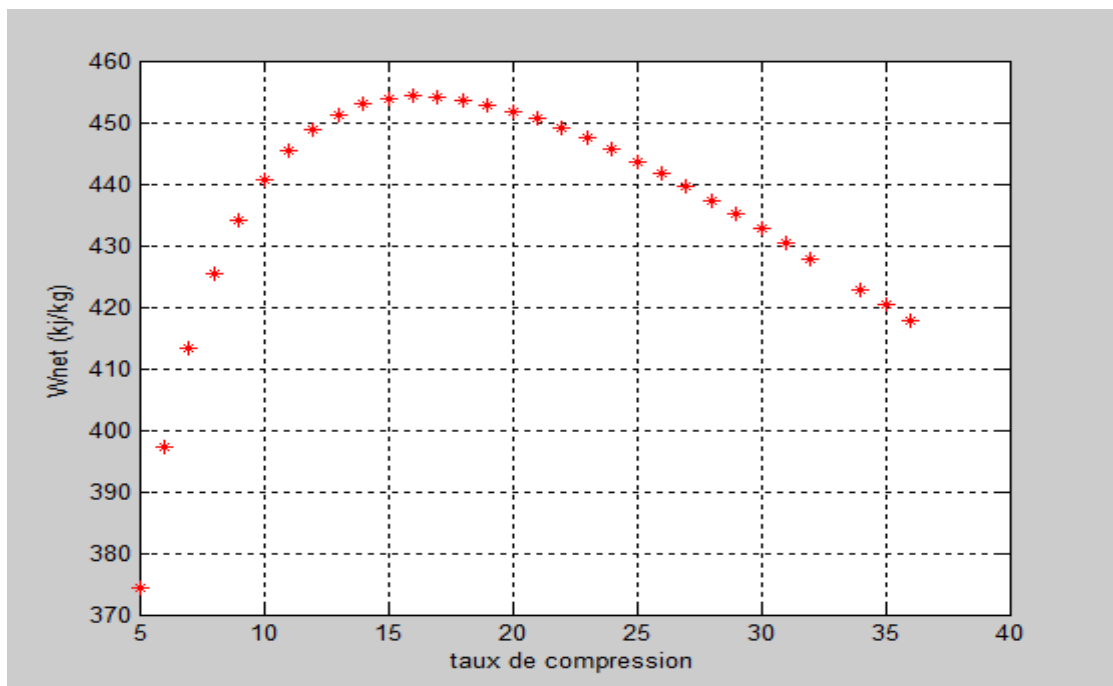


Figure (3.24) : le travail net en fonction de taux de compression.

L'analyse de la figure (3.24) montre que le travail net de la turbine atteint sa valeur maximale à un taux de compression dans notre cas (paramètres de TG réel) proche de l'intervalle [16 ; 18].

C : influence du taux de compression et la température de chambre de combustion sur le Rendement de la TG

Chapitre 3

On prend une température d'admission constante $T_1=15\text{ }^\circ\text{C}$.

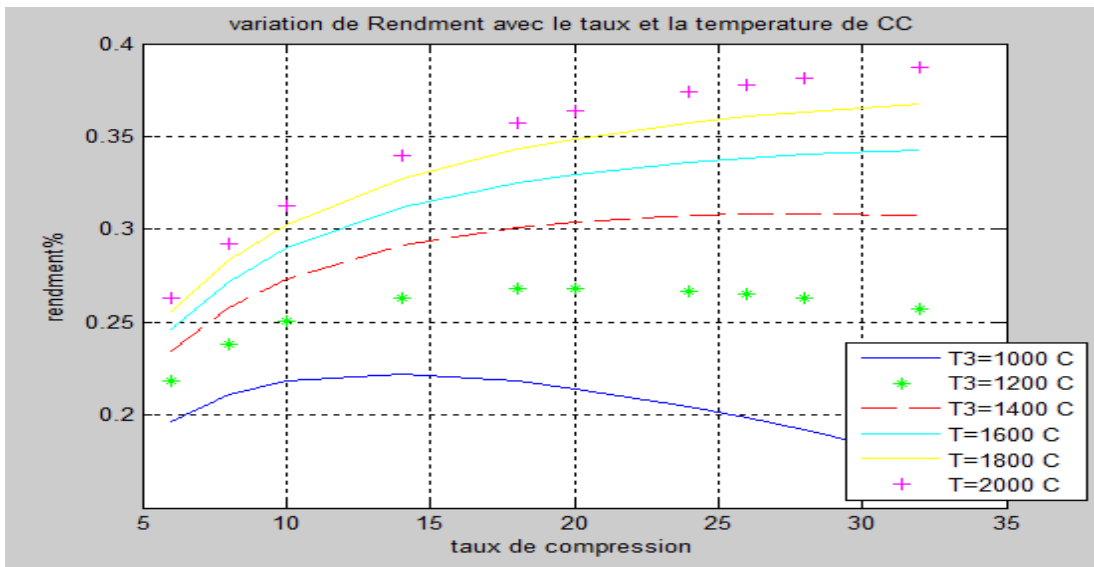


Figure (3.25) : variation de Rendement en fonction de la T_{cc} et taux de compression

L'analyse de la figure (3.25) montre le choix de taux de compression et le nombre des étages de compresseur à partir de la température maximale de la chambre de combustion.

D:l'effet de taux de compression et la température ambiante sur le Rendement de la TG

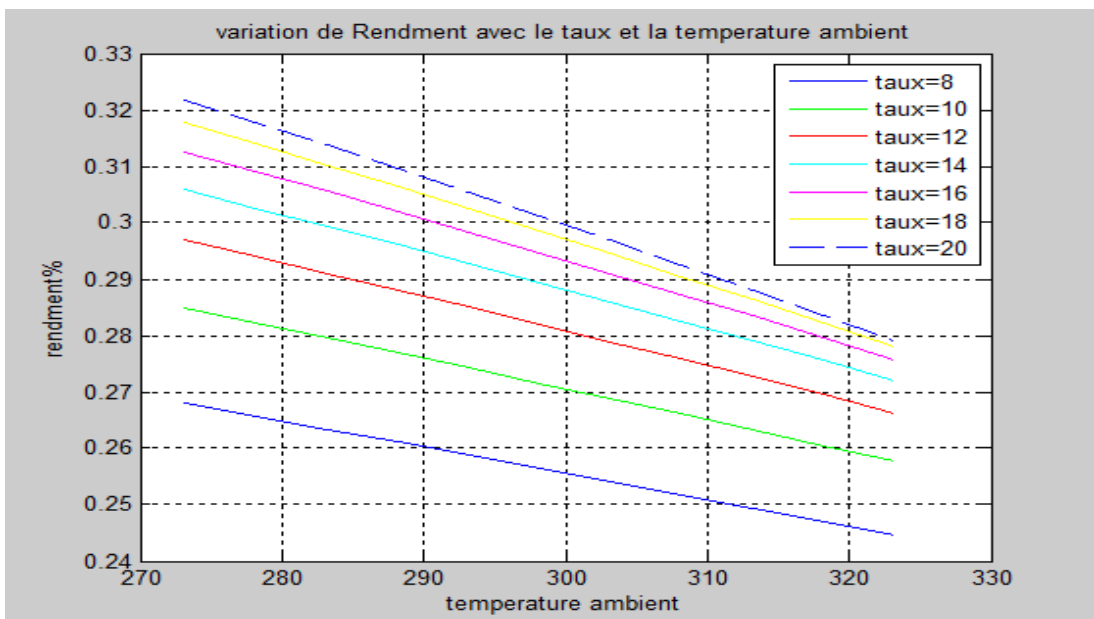


Figure (3.26) : variation de Rendement en fonction de taux de compression et la température ambiante

$$a T_{max}=1673.15\text{ k.}$$

L'analyse de la figure (3.26) se montre que le Rendement de la turbine à gaz devient plus grand alors que la température ambiante diminue et tandis que le taux de compression augmente.

Chapitre 3

L'analyse de la figure (3.25) de rendement montre que le Rendement de la TG à la température $T_{cc}=1400\text{ C}$ a atteint sa valeur maximale à l'approche de taux de compression égale à 20, l'équation de rendement admet un point maximal et cet point maximal représente la valeur maximale de l'équation (3.47) de Rendement de la TG.

L'analyse de rendement montre que le rendement a augmenté avec l'augmentation de taux de compression figure (3.26) et la température dans la chambre de combustion comme le montre la figure (3.25)

3.3.2.8: conclusion

D'après l'analyse de l'influence de la pression a pré filtrage à l'entrée de compresseur CA dans deux cas : dans le premier cas on considère que la pression d'entrée égale à la pression atmosphérique on trouve que plus la pression atmosphérique est élevée, la puissance (équation(3.43)) augmente car le débit massique a augmenté avec l'augmentation de la pression atmosphérique . Dans le deuxième cas on prend la chute de pression dans le système de filtration d'air à l'entrée pour la protection. Ces pertes de pression influent sur la puissance produite de façon négative. Plus les pertes augmentent, plus la puissance dimunie. Le débit massique d'air dimunie avec l'augmentation des pertes [Équation (3.43) et équation (3.42)].

L'augmentation des pertes des pressions dans le filtre dépend de la durée de fonctionnement du filtre, ce qui nécessite le changement des filtres à air périodiquement.

Les pertes de pression n'influent pas sur le rendement de la TG car la pression influe sur le débit massique d'air et le débit n'a pas d'effet sur le Rendement (3.27).

Taux de compression et la température de la chambre de combustion sont des paramètres très important dans la TG, d'après l'étude de leurs influences on conclue que si la Température de chambre de combustion est très élevé le taux de compression augmente, donc la différence de la détente augmente et la puissance produite devient plus grande si la Température de chambre de combustion augmente (ces paramètres dépendent du constructeur).

3.3.3 :L'effet d'humidité relative sur les performances de la TG

3.3.3.1 : Définition

Chapitre 3

L'humidité relative Φ se définit comme le rapport de la fraction molaire de la vapeur dans le mélange, à la fraction molaire de la vapeur dans un mélange saturé à la même température et à une même pression totale [63,64, 65,66]. puisque la vapeur est considérée comme un gaz parfait, la définition peut s'écrire comme le rapport de la pression partielle de la vapeur, telle qu'elle existe dans le mélange, à la pression de saturation de la vapeur p_{sat} à la même température.

3.3.3.2: Etude thermodynamique de cycle de brayton

3.3.3.2.1 : Fonctionnement Avec Air sec

Travail de compresseur :

$$\begin{aligned} W_c &= h_2 - h_1 \\ &= c_{p_{air}} \cdot T_2 - c_{p_{air}} \cdot T_1 \quad (3.48) \end{aligned}$$

Chambre de combustion :

$$\begin{aligned} Q_{cc} &= h_3 - h_2 \\ &= (1+f) \cdot h_{gaz.b} - h_2 = (1+f) \cdot c_{p_{gaz.b}} \cdot T_{cc} - c_{p_{air}} \cdot T_2 \quad (3.49) \end{aligned}$$

Détente de la turbine :

$$\begin{aligned} W_t &= h_3 - h_4 \\ &= [(1+f) \cdot c_{p_{gaz.b}} \cdot T_{cc}] - [(1+f) c_{p_{gaz.b}} \cdot T_4] \quad (3.50) \end{aligned}$$

3.3.3.2.2 : Fonctionnement de cycle de brayton avec l'air humide :

Air humide :

Travail de compresseur :

$$h_1 = h_{as} + h_v \quad (3.51)$$

$$h_2 = h_2 - dh \quad (3.52)$$

$$dh = h_v(T_2) - h_v(T_1). \quad (3.53)$$

dh : quantité de chaleur absorbée par la vapeur d'eau contenue dans l'air au niveau de CA

$$\begin{aligned} W_c &= [h_2 - [w \cdot h_{vap}(T_2) - (w \cdot h_{vap}(T_1))]] - [h_1 + w \cdot h_{vap}(T_1)] \\ &= [c_{p_{air}} \cdot T_2 - [w(L_v + C_{p_v} \cdot T_2) - w(L_v + C_{p_v} \cdot T_1)]] - [c_{p_{air}} \cdot T_1 + w(L_v + C_{p_v} \cdot T_1)] \quad (3.54) \end{aligned}$$

Chambre de combustion C-C :

$$\begin{aligned} Q_{cc} &= h_3 - h_2 \\ &= [(1+f) \cdot h_{gaz.b} + w \cdot h_{vap}(T_{cc})] - [h_2 - [w \cdot h_{vap}(T_2) - (w \cdot h_{vap}(T_1))]] \\ &= [(1+f) \cdot c_{p_{gaz.b}} \cdot T_{cc} + w(L_v + C_{p_v} \cdot T_{cc})] - [c_{p_{air}} \cdot T_2 + w(L_v + C_{p_v} \cdot T_2)] \quad (3.55) \end{aligned}$$

Chapitre 3

Détente de la turbine T:

$$\begin{aligned}
 W_t = h_3 - h_4 &= (1+f) \cdot cp_{gaz.b} T_{cc} - (1+f) \cdot cp_{gaz.b} \cdot T_4 \\
 &= [(1+f) \cdot h_{gaz.b}(T_3) + w \cdot h_{vap}(T_{cc})] - [h_{gaz.b}(T_4) + w \cdot h_{vap}(T_4)] \\
 &= [(1+f) \cdot cp_{gaz.b} \cdot T_{cc} + w(L_v + Cp_v \cdot T_{cc})] - [cp_{gaz.b} \cdot T_4 + w(L_v \\
 &\quad + Cp_v \cdot T_4)] \quad (3.56)
 \end{aligned}$$

Travail net produit :

$$W_{net} = W_t - W_c$$

3.3.3.3 : Humidité spécifique

L'humidité absolue (spécifique) d'un mélange air-vapeur d'eau est définie comme le rapport de la masse m_v de la vapeur d'eau à la masse d'air sec. L'expression (air sec) est utilisé pour insister sur le fait qu'il s'agit de l'air seulement et non pas d'un mélange d'air et de vapeur d'eau [63, 64, 65, 66]

L'humidité spécifique est un rapport de la masse de vapeur d'eau sur la masse d'air sec à une température donnée et une humidité relative donnée. Elle s'exprime par la relation suivant :

$$w = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{as}} \quad (3.57)$$

$$w = \frac{M_v P_v \cdot V \sqrt{RT}}{M_a P_a \cdot V \sqrt{RT}} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} \quad (3.58)$$

$$P_a = P - P_v \quad (3.59)$$

$$w = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (3.60)$$

on combine les equations (3.51) et (3.52) on obtient :

$$w = 0.622 \frac{\Phi \cdot P_{sat}}{P_0 - \Phi \cdot p_{sat}} \quad (3.61)$$

$$\Phi = \frac{P_{H_2O}}{P_{sat}} \quad (3.62)$$

Tableaux (3.3) la variation de L'humidité spécifique en fonction de la température ambiante et l'humidité relative

Humidité	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs	Hs
----------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Chapitre 3

Relative	273.15 k	278k	283k	288k	293k	298k	303k	308k	313k	318k	323 k
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	0,0003757 3	0,00053606	0,0007548	0,00104884	0,00143928	0,00195194	0,002618	0,00347482	0,00456675	0,005946 54	0,007676 05
0.2	0,0007519 1	0,00107304	0,00151144	0,00210122	0,00288523	0,00391617	0,00525813	0,00698868	0,00920105	0,012007 89	0,015543 93
0.3	0,0011285 5	0,00161096	0,00226992	0,00315716	0,00433791	0,0058928	0,00792068	0,01054225	0,01390442	0,018187 39	0,023610 91
0.4	0,0015056 4	0,0021498	0,00303025	0,00421668	0,00579736	0,00788196	0,01060593	0,01413619	0,01867841	0,024488 53	0,031884 66
0.5	0,0018831 9	0,00268957	0,00379243	0,0052798	0,00726362	0,00988377	0,01331417	0,01777121	0,02352462	0,030914 95	0,040373 23
0.6	0,0022612 7	0,00323028	0,00455647	0,00634653	0,00873675	0,01189833	0,01604569	0,02144801	0,0284447	0,037470 42	0,049085 08
0.7	0,0026396 7	0,00377192	0,00532238	0,0074169	0,0102168	0,01392579	0,01880081	0,02516732	0,03344036	0,044158 85	0,058029 15
0.8	0,0030185 9	0,00431451	0,00609017	0,00849092	0,0117038	0,01596625	0,02157982	0,02892987	0,03851336	0,050984 35	0,067214 86
0.9	0,0033979 8	0,00485803	0,00685983	0,00956862	0,01319782	0,01801985	0,02438304	0,03273643	0,04366549	0,057951 17	0,076652 12
1	0,0037778 3	0,0054025	0,00763139	0,01065	0,0146989	0,02008672	0,02721079	0,03658778	0,04889863	0,065063 73	0,086351 41

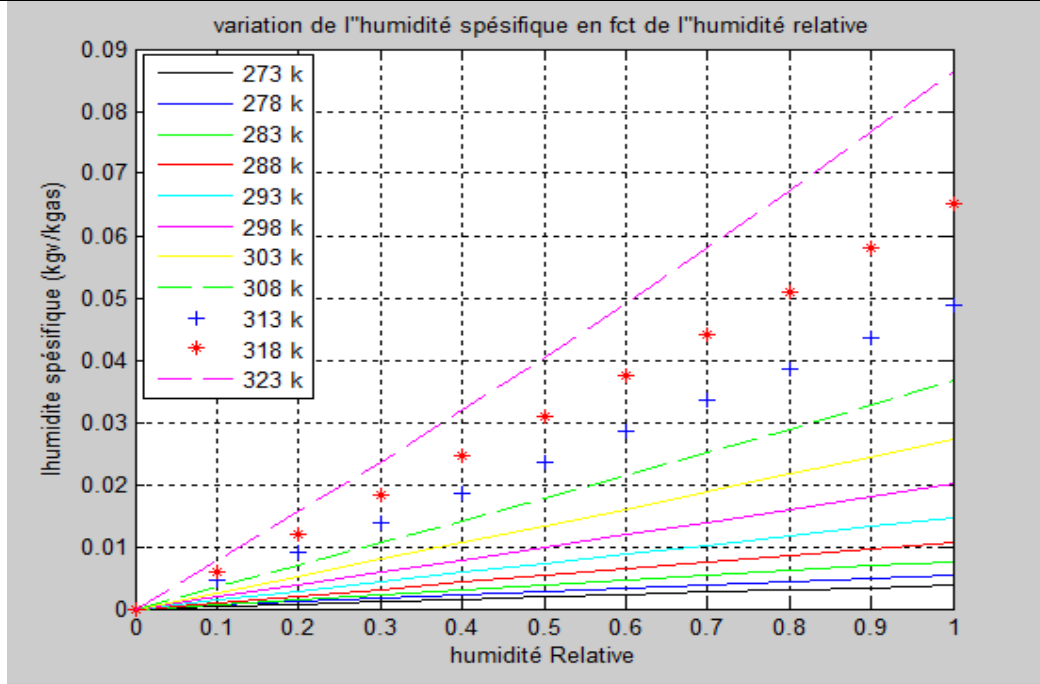


Figure (3.27): humidité spécifique en fonction de l'humidité relative et la température ambiante. L'analyse de tableau (3.3) et la figure (3.23) montre que la quantité de vapeur dans l'air augmente avec l'augmentation de la température et l'humidité relative.

3.3.3.4: L'enthalpie de l'air humide

Chapitre 3

L'air humide est plus dense que l'air sec et la quantité de vapeur d'eau dans l'air augmente la capacité calorifique de l'air, donc avec l'augmentation de rapport d'humidité spécifique l'air porte plus d'énergie.

L'enthalpie d'air peut être calculé par l'équation (3.59) [67]

$$H = 1.005.T + w. (2501.3 + 1.82.T) \quad (3.59)$$

L'enthalpie a augmenté avec la température et l'humidité spécifique.

Notez que la vapeur d'eau, une fois générée, nécessite également plus de chaleur que l'air sec pour élever sa température de plus: 1,84 kJ / kg .C contre environ 1 kJ / kg pour l'air sec [].

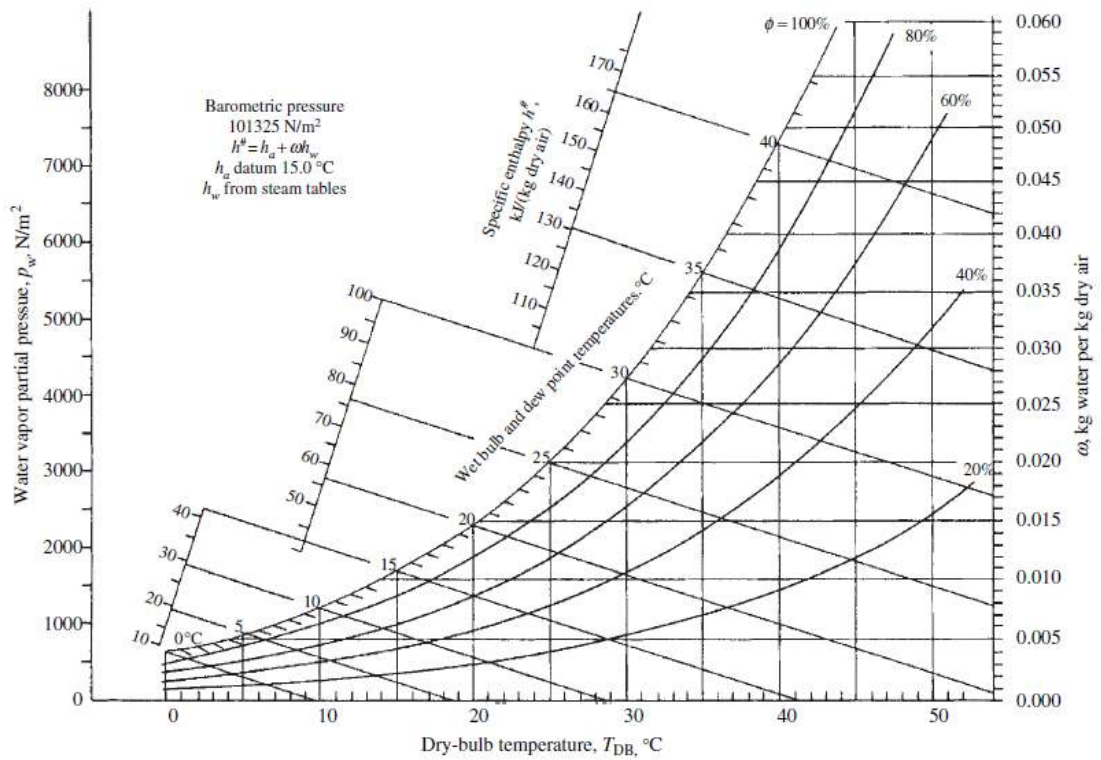


Figure (3.28) : diagramme psychrométrique d'air[68].

3.3.3.5: l'effet d'humidité sur le travail de compression CA

A l'aide de l'équation (3.51) le calcul se fait pour un intervalle de (5 ; 30 C)

Chapitre 3

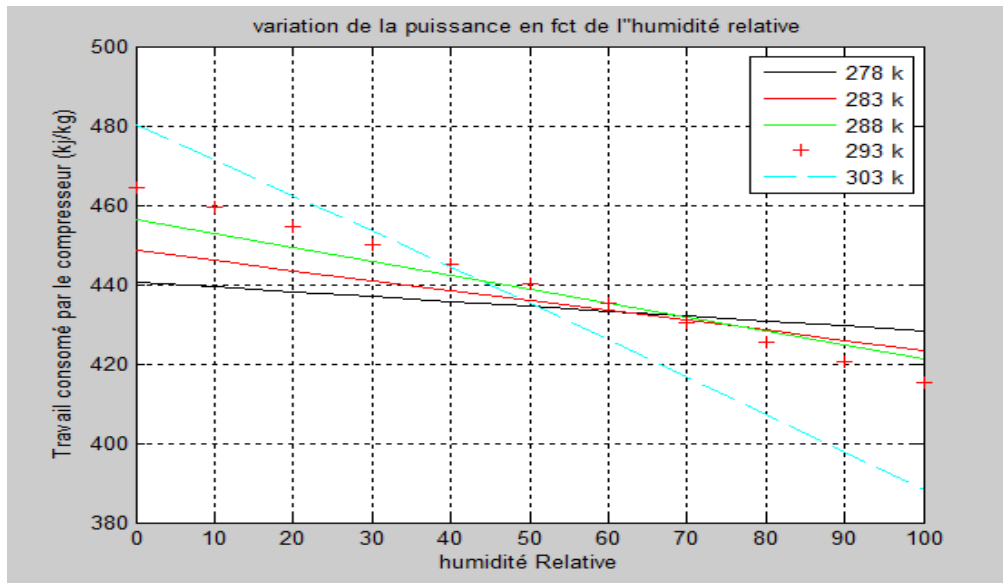


Figure (3.29) : travail de compresseur en fonction de l'humidité Relative

L'analyse de de la figure (3.29) montre que l'augmentation de l'humidité Relative diminue le travail consommé par le compresseur.

3.3.3.6 : l'effet de l'humidité Relative sur le travail de la détente

A l'aide de l'équation (3.52) le travail de détente de la turbine varie comme le montre la figure (3.30).

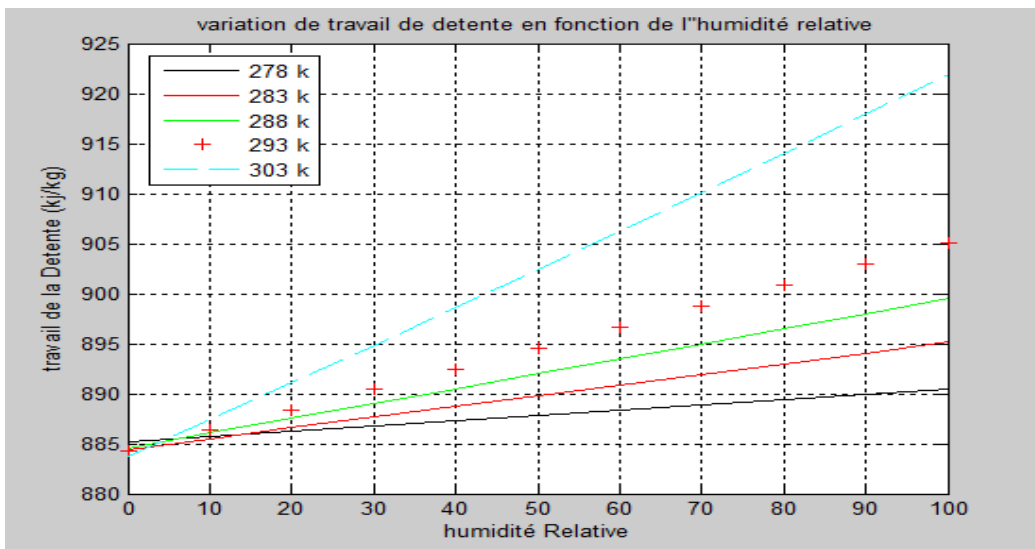


Figure (3.30) : travail de la détente en fonction de l'humidité relative.

La figure (3.30) montre que le Travail produit lors de la détente de turbine augmente avec la présence de la vapeur d'eau (augmentation de l'humidité relative).

3.3.3.7 : l'effet d'humidité sur la puissance produite par la TG

Après l'étude par l'équation (3.49) et l'équation de la puissance en obtient la figure (3.31).

Chapitre 3

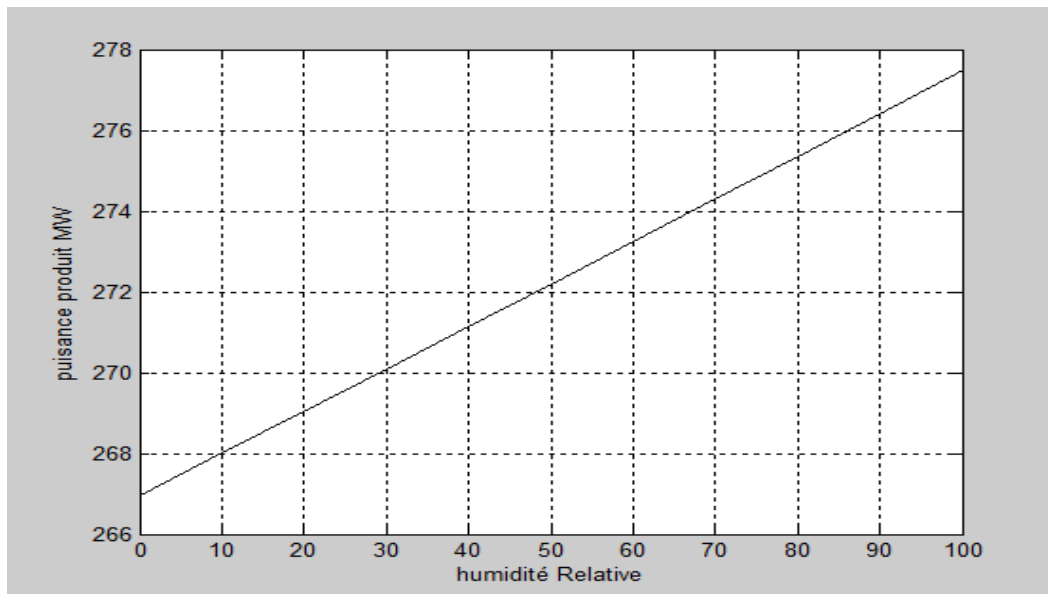


Figure (3.31): variation de la puissance produite en fonction de l'humidité relative à 278.15 k.

Tableaux (3.4) : variation de la puissance produite en fonction de l'humidité relative

Humidité relative	$P_{\text{utile}} (MW)$ 278.15 k	$P_{\text{utile}} (MW)$ 283.15 k	$P_{\text{utile}} (MW)$ 288.15 k	$P_{\text{utile}} (MW)$ 293.15 k	$P_{\text{utile}} (MW)$ 303.15 k
0	266,95	257,16	248,18	239,28	222,35
0.1	268,00	259,24	251,05	243,16	229,24
0.2	269,05	261,33	253,92	247,07	236,18
0.3	270,10	263,43	256,80	250,99	243,18
0.4	271,15	265,53	259,69	254,93	250,25
0.5	272,20	267,63	262,59	258,89	257,37
0.6	273,25	269,75	265,50	262,86	264,56
0.7	274,31	271,86	268,42	266,86	271,80
0.8	275,36	273,98	271,35	270,87	279,11
0.9	276,42	276,11	274,29	274,91	286,49
1	277,48	278,24	277,24	278,96	293,93

Chapitre 3

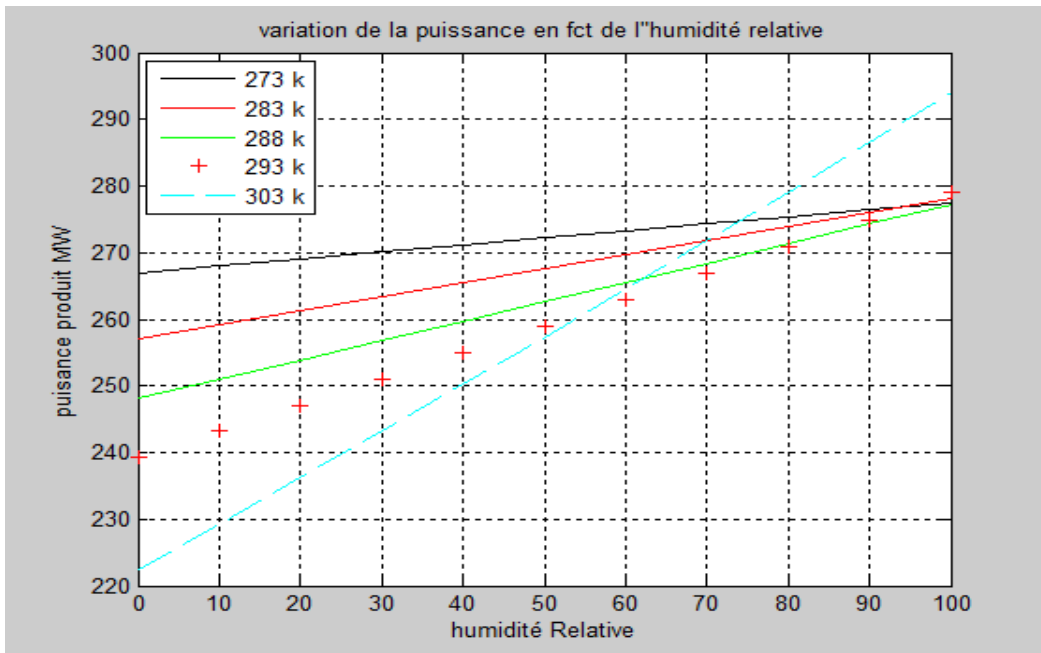


Figure (3.32) : variation de la puissance produite en fonction de l'humidité Relative

l'analyse des figures (3.31) et (3.32) montre que l'humidité Relative est un paramètre qui augmente la puissance produite par la TG lors de son augmentation dans l'air.

Avec des températures différentes la présence de l'humidité augmente la puissance produite par la TG. À un pourcentage d'humidité proche de 80% les puissances produites par la TG sont égales quelque soit la température ambiante.

3.3.3.8 : L'influence de l'humidité sur le Rendement de la TG

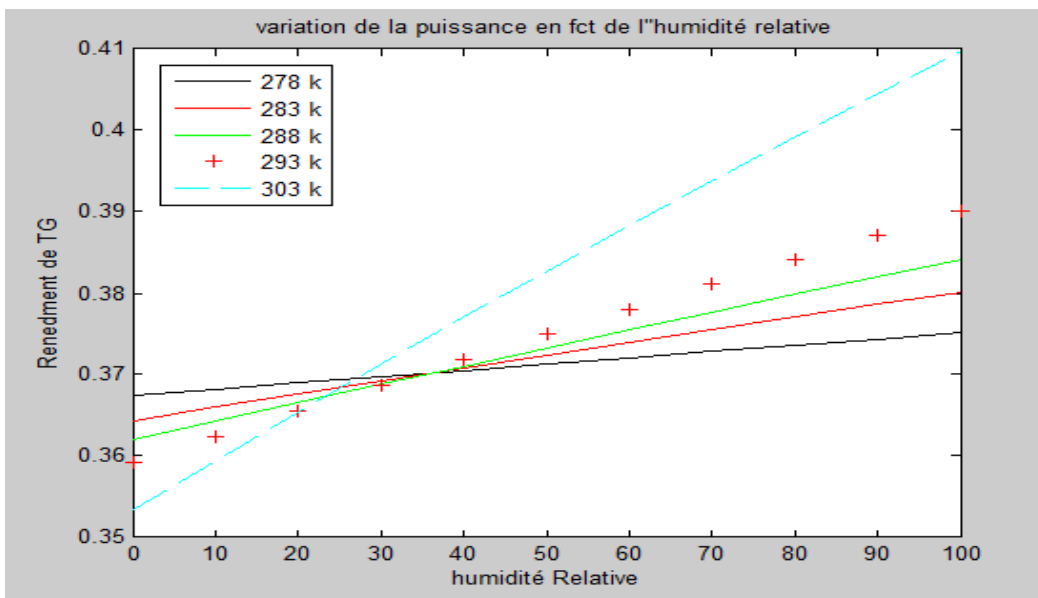


Figure (3.33) : Rendement de la TG en fonction de l'humidité relative

La figure (3.33) montre que l'humidité Relative n'est pas influente sur le Rendement de la TG.

Chapitre 3

3.3.5.9 : conclusion

La vapeur d'eau contenue dans l'air augmente avec l'augmentation de la température ambiante. La quantité de vapeur d'eau est représentée par l'humidité spécifique.

L'augmentation de la vapeur d'eau dans l'air humide permet d'augmenter la quantité de chaleur contenue dans l'air humide

Cette quantité de vapeur d'eau joue le rôle de refroidisseur intermédiaire au niveau de compresseur qui absorbe une certaine quantité de chaleur lors de la compression.

Aussi la propriété de l'eau qui permet de transférer la chaleur fait augmenter le travail net de la turbine par la quantité de chaleur qui est captée dans la chambre de combustion. Donc la puissance produite par la TG et le Rendement augmente avec l'augmentation d'humidité Relative.

À un pourcentage d'humidité proche de 80% les puissances produites par la TG sont égales quelque soit la température ambiante.

Chapitre 4

4 : Etude de l'influence des conditions climatiques sur les performances de la turbine à vapeur et Cycle combiné

4.1.1 : Analyse de la turbine à vapeur à trois niveaux de pression avec soutirage de la vapeur

Dans ce travail, nous avons considéré une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit, contenant trois économiseurs, trois évaporateurs et trois surchauffeurs.

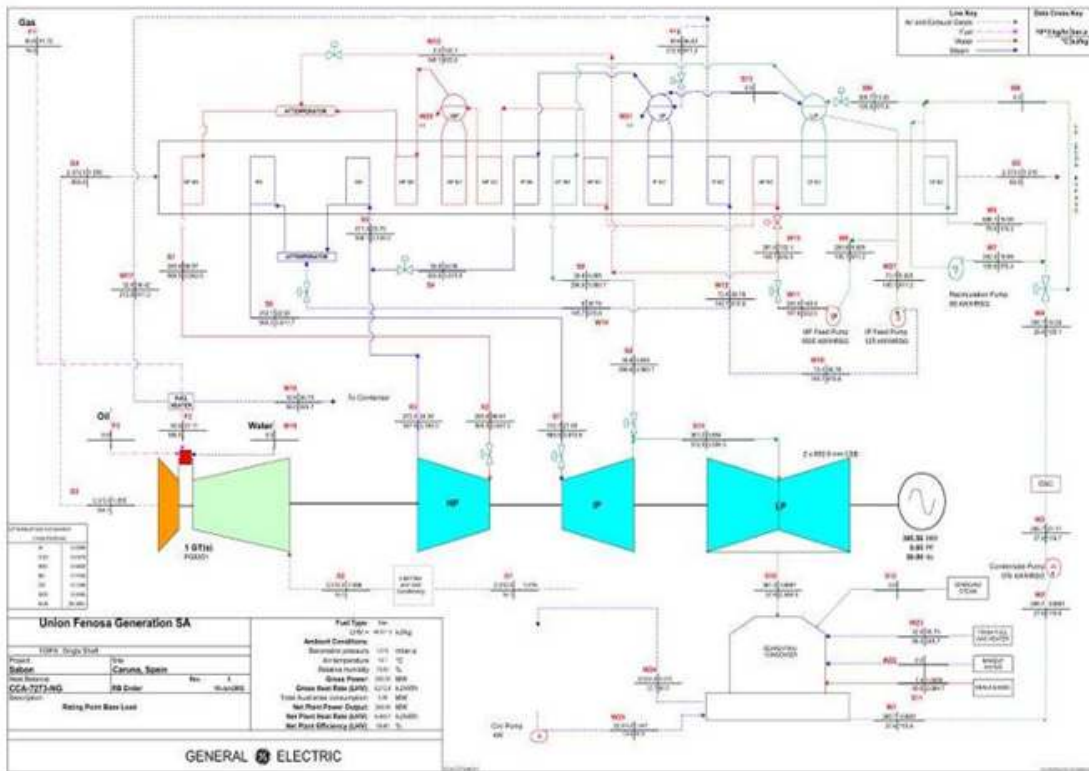
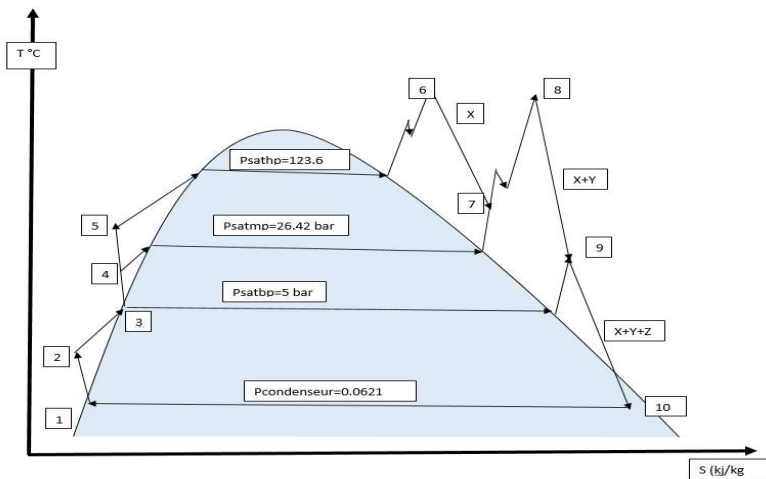


Figure (4.1) : schéma de principe du cycle combiné à trois niveaux de pression dans la TV avec fractionnement de débit de la CC à SKHE.

4.1.2 : Etude de cycle de Rankine



Chapitre 4

4.1.3.: Analyse énergétique du cycle de Rankine

4.1.3.1. : Débit de vapeur

\dot{m}_{vt0} : Débit d'eau entré dans la chaudière.

\dot{m}_{vt} : Débit d'eau vaporisé entré dans la TV.

\dot{m}_{v1} : Débit de vapeur à la sortie du premier niveau de pression (BP) de la chaudière.

\dot{m}_{v11} : Débit de vapeur à l'entrée de la pompe de recirculation (BP EC) de la chaudière.

\dot{m}_{v2} : Débit de vapeur à la sortie du deuxième niveau de pression (MP) de la chaudière.

\dot{m}_{v3} : Débit de vapeur à la sortie du troisième niveau de pression (HP) dans HRSG.

$\dot{m}_{vt0} \cdot b$ = Débit d'eau utilisé pour le préchauffage de combustible avant la chambre de combustion dans la TG.

$$\dot{m}_{v1} = z \cdot \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v2} = y \cdot \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v3} = x \cdot \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v23} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_{v3}$$

$$\dot{m}_{v11} = x \cdot \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{vt} = \dot{m}_{vt0} \cdot (1-b).$$

Tel que x , y , et z sont les fractions massiques de \dot{m}_{vt}

$$\text{Et : } x + y + z = 1$$

4.1.3.2 : Débit de gaz d'échappement

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{vt} * [(x \cdot (h_9 - h_6)) + ((y+x) \cdot h_{10}) - (x \cdot h_{10'}) - (y \cdot h_5) + (z \cdot h_3) - (z \cdot h_{2'}) + (h_2 - h_1) + b(h_{14} - h_5)]}{(h_{g4} - h_{g5}) \cdot \eta_{CR}} \quad (4.1)$$

4.1.3.3 : analyse des trois niveaux de pression dans HRSG [69]

4.3.3.1 : Le 1er niveau de pression :

Pompe alimentation 1 (pmp1):

Connaissant p_1 et T_1 on peut calculer h_1 , s_1 .

$$s_1 = s_{2.is}$$

$$\eta_{is.pmp1} = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{h_2 - h_1} \quad (4.2)$$

$\eta_{is.pmp1}$: Rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp1).

Donc :

$$h_2 = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{\eta_{is.pmp1}} + h_1 \quad (4.3)$$

On peut calculer T_2 et h_2

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp1) :

$$P_{pmp1} = \dot{m}_{v1} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

Pompe Recirculation 1 (pmp1):

Chapitre 4

$$s_2 = s_{2'.is}$$

$$\eta_{is.pmp1} = \frac{(h'_{2.is} - (h_2 + dh))}{h_2 - (h_2 + dh)} \quad (4.5)$$

$\eta_{is.pmp1}$: Rendement isentropique de la pompe de recirculation (pmp1).

Donc :

$$h_{2'} = \frac{(h'_{2.is} - (h_2 + dh))}{\eta_{is.pmp1}} + (h_2 + dh) \quad (4.6)$$

On peut calculer T_2 et h_2

La puissance de la pompe recirculation (pmp1) :

$$P_{pmp11} = \dot{m}_{v11} \cdot (h_{2'} - (h_2 + dh)) \quad (4.7)$$

4.3.3.2 : Le 2em niveau de pression :

Pompe alimentation 2 (pmp2):

$$\eta_{is.pmp2} = \frac{(h_{4.is} - h_3)}{h_4 - h_3} \quad (4.8)$$

$\eta_{is.pmp2}$: Rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp2).

Donc :

$$h_4 = \frac{(h_{4.is} - h_3)}{\eta_{is.pmp2}} + h_3 \quad (4.9)$$

On peut calculer T_4 et h_4

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp2) :

$$P_{pmp2} = \dot{m}_{v2} \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.10)$$

4.3.3.3 : Le 3em niveau de pression :

Pompe alimentation 3 (pmp3):

$$s_{6.is} = s_5$$

$$\eta_{is.pmp3} = \frac{(h_{6.is} - h_5)}{h_6 - h_5} \quad (4.11)$$

$\eta_{is.pmp3}$: Rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp2).

Donc :

$$h_6 = \frac{(h_{6.is} - h_5)}{\eta_{is.pmp3}} + h_5 \quad (4.12)$$

On peut calculer T_6 et h_6

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp3) :

$$\dot{P}_{pmp3} = \dot{m}_{v3} \cdot (h_6 - h_5)$$

La puissance de la chaudière de récupération :

Chapitre 4

Le rendement de la chaudière de récupération η_{CR} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{CR} = \frac{\dot{m}_g \cdot (h_{g4} - h_{g5})}{\eta_{CR}} \quad (4.13)$$

4.1.3.4 : Energie récupéré par la chaudière de récupération

La quantité récupérée par HRSG est exporté par la vapeur d'eau est donné par la Relation suivant.

$$Q_{CR} = \dot{m}_g \cdot (h_{g4} - h_{g5}) \cdot \eta_{CR} \quad (4.14)$$

4.1.3.5 : Analyse des trois corps de la turbine à vapeur

4.1.3.5.1 : Turbine HP

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. (η_{TisHP})

On a: $s_9 = s_{10is}$.

On peut calculer h_{10is} et T_{10is}

$$\eta_{is.tv.hp} = \frac{h_9 - h_{10}}{(h_9 - h_{10is})} \quad (4.15)$$

On peut calculer h_{10} , T_{10} , s_{10}

La puissance de la turbine à vapeur (HP):

$$P_{tv.hp} = \dot{m}_{v3} \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (4.16)$$

4.1.3.5.2 : Turbine MP

$$h_{11} = \frac{x \cdot (h_{10} + dh) + y \cdot h_5}{x + y} \quad (4.17)$$

On peut calculer T_{11} , s_{11}

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. ($\eta_{is.tv.mp}$)

On a: $s_{11} = s_{12is}$.

On peut calculer h_{12is} et T_{12is} .

$$\eta_{is.tv.mp} = \frac{h_{11} - h_{12}}{(h_{11} - h_{12is})} \quad (4.18)$$

On peut calculer h_{12} , T_{12} , s_{12}

La puissance de la turbine à vapeur (MP):

$$\dot{W}_{tv.mp} = \dot{m}_{v23} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (4.19)$$

4.1.3.5.3 : la turbine à vapeur (BP)

$$h_{12'} = \frac{(x+y) \cdot h_{12} + z \cdot h_3}{x+y+z} \quad (4.20)$$

On peut calculer T_{13} , s_{13}

Chapitre 4

Le rendement isentropique de la turbine basse pression donné. ($\eta_{is.tv.bp}$)

On a: $s_{12} = s_{13is}$.

On peut calculer h_{13is} et T_{13is}

$$\eta_{is.tv.bp} = \frac{h_{12} - h_{13}}{(h_{12} - h_{13is})} (4.21)$$

On peut calculer h_{13}, T_{13}, s_{13}

La puissance de la turbine à vapeur (BP):

$$P_{Tv.bp} = \dot{m}_v \cdot (h_{12} - h_{13}) (4.22)$$

4.1.3.6 : Condenseur

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v(h_{13} - h_4)}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} (4.23)$$

4.1.3.7 : La puissance produite par la turbine à vapeur

$$P_{TV} = (P_{Tv.bp} + P_{Tv.mp} + P_{Tv.bp}) - (P_{pmp1} + P_{pmp1} + P_{pmp2} + P_{pmp3}) (4.24)$$

4.1.3.8 : Le rendement thermique du Turbine à vapeur

Le rendement thermique du Turbine à vapeur est donné par la relation

$$\eta_{TV} = \frac{P_{TV}}{\dot{Q}_{CR}} (4.25)$$

Chapitre 4

4.1.4 : L'influence de conditions ambiantes sur l'énergie récupérer par la chaudière de récupération

A l'aide de l'équation (3.44) qui montre que la densité d'air ambiant varie avec le changement de la Température ambiante et la pression atmosphérique, la variation des conditions climatique implique une variation du débit massique à l'entrée de de la TG Par la conservation de masse la quantité d'air qui rentre dans la TG égale à la quantité qui sort. Cette quantité qui sort représente le débit du gaz d'échappement utilisé dans la chaudière de récupération pour augmenter l'énergie de l'eau circule dans les tubes qui tournent les turbine à vapeur par la vapeur génère le débit des gaz d'échappement c'est un facteur très important dans HRSG et la quantité de vapeur génère.

4.1.4.1 : Effet de la température ambiant sur la quantité d'énergie récupéré par HRSG

La température ambiante avec leur augmentation baisse la densité d'air et le débit massique d'air équation (3.27) figure () donc le débit des gaz d'échappement diminue avec l'augmentation de la température cette diminution est influente sur la quantité d'énergie récupère par HRSG.

A l'aide de l'équation (4.14)

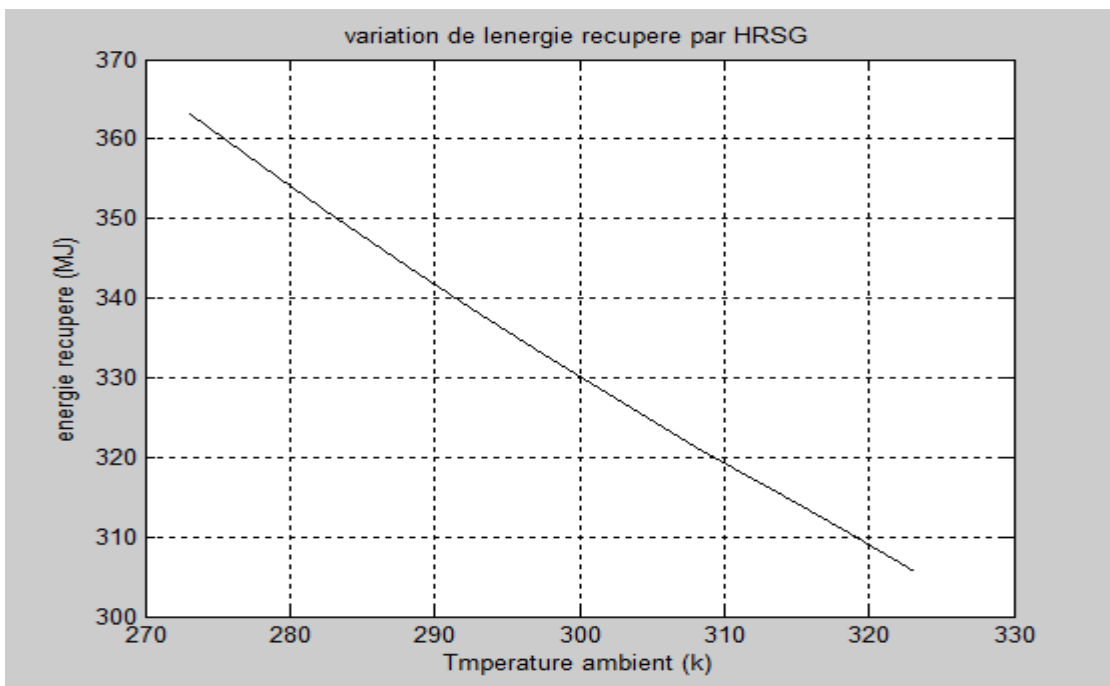


Figure (4.3) : l'énergie récupérée par HRSG en fonction de la température ambiante.

L'analyse de la figure démontre que l'augmentation de la température ambiante va diminuer le débit des gaz d'échappement et cette diminution influe sur la quantité récupérée par HRSG de façon négative.

Chapitre 4

4.1.4.2 : Effet de la pression atmosphérique sur l'énergie récupérée par HRSG

La densité d'air varie avec la température ambiante et la pression atmosphérique. Donc le débit massique d'air varie, ce qui implique une variation de débit des gaz d'échappement qui est utilisé pour le transfert de chaleur dans HRSG

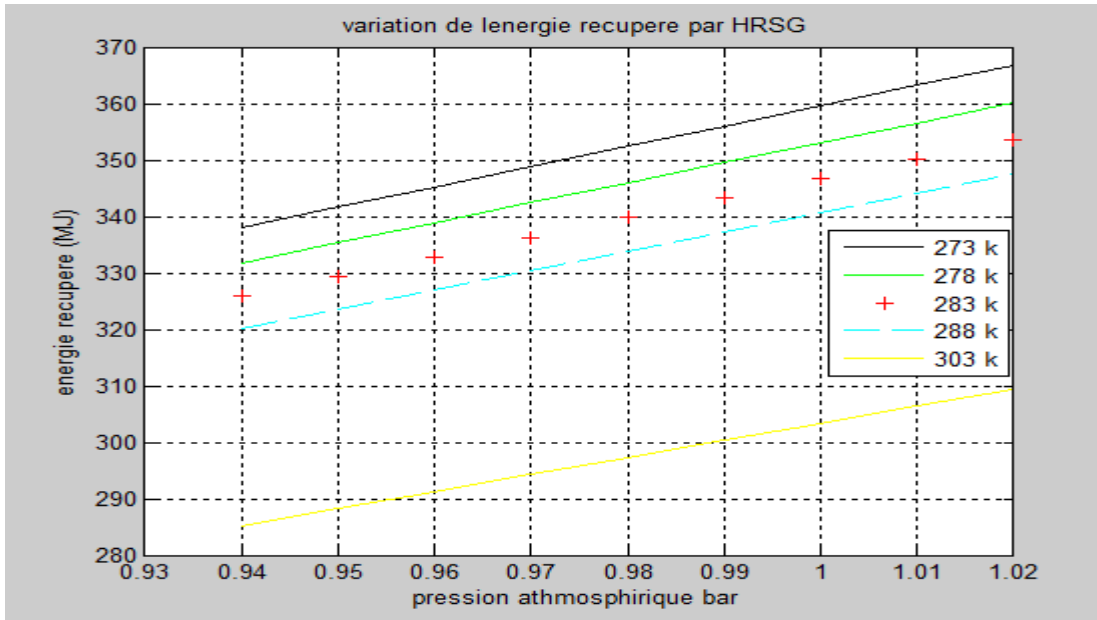


Figure (4.4) : l'énergie récupérée par HRSG en fonction de la pression atmosphérique et la température ambiante.

D'après l'analyse de l'effet de la pression atmosphérique à l'aide de la figure (4.5) on a trouvé qu'à une pression atmosphérique élevée l'énergie récupérée devient importante. Par ailleurs, le croisement de la pression atmosphérique permet l'augmentation de débit des gaz d'échappement.

4.1.4.3 : Effet d'humidité relative sur la quantité récupérée par HRSG

Il est très connu que l'air humide contient plus d'énergie que l'air sec. la quantité de vapeur libère son énergie au niveau de HRSG car la vapeur d'eau qui sort de la TG contient une quantité importante d'énergie, donc la chaleur dégagée va influencer sur l'énergie récupérer par HRSG.

Energie libéré par la vapeur d'eau dans HRSG est donnée par la relation

$$H_{\text{libéré}} = H_v(630 \text{ } ^\circ\text{C}) - H_v(85.4 \text{ } ^\circ\text{C}). \quad (4.26)$$

Chapitre 4

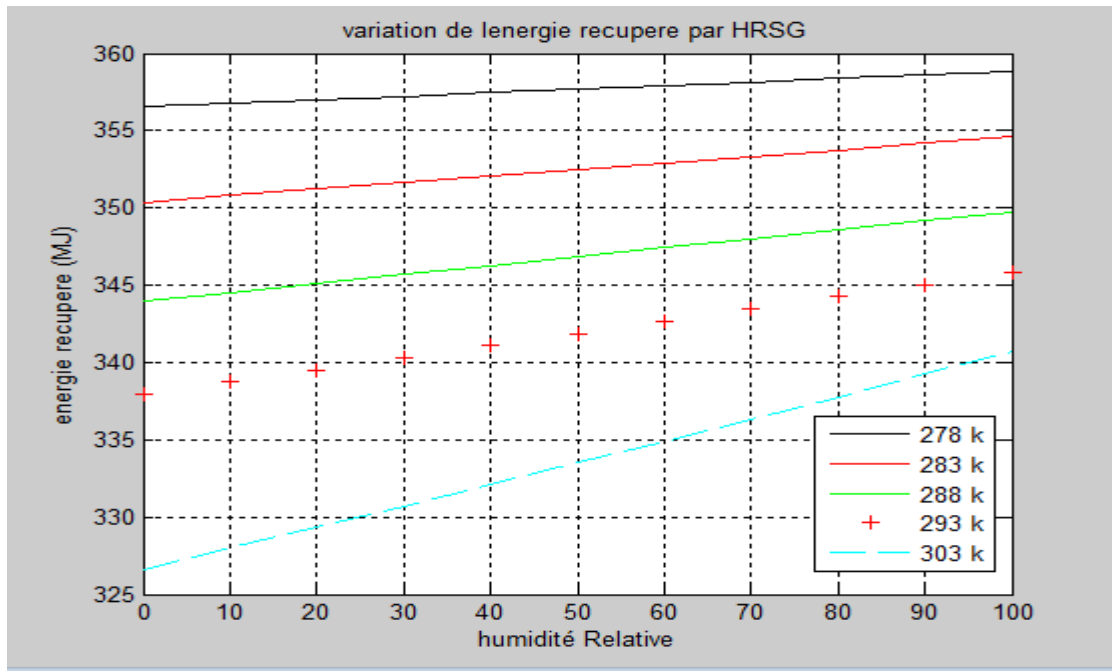


Figure (4.5) : quantité d'énergie récupérée par HRSG en fct de Température ambiante et l'humidité Relative.

L'analyse de la figure (4.6) montre que la présence d'humidité dans l'air va augmenter l'énergie récupérée par HRSG à partir la chaleur dégagée par la vapeur d'eau.

4.1.5 : L'influence des conditions climatiques sur la puissance produite par la TV

Le problème des données qui ne sont pas disponible dans la TV et HRSG dans la centrale SKHE ne nous ont pas permis d'optimiser l'influence exacte de ces conditions sur la TV mais d'après l'étude de leurs influences sur HRSG on peut dire que l'énergie récupérer par HRSG est le facteur le plus importante dans la TV car l'énergie exporté par la vapeur et son débit dans la TV va augmenter la puissance produite par la TV.

Donc les conditions climatiques sont influentes sur la puissance de TV par un débit des gaz d'échappement très élevée et l'humidité relative.

Le débit des gaz d'échappement augmente avec l'augmentation de débit massique d'air à l'entrée de la TG. Notre étude sur le débit massique d'air montre que le débit massique devient grand lorsque la température ambiante est basique et que la pression atmosphérique est élevée.

On conclut qu'on obtient une bonne puissance produite par la TV, si la pression atmosphérique est élevée et si l'humidité Relative est élevée. Mais le facteur le plus important est la température.

Chapitre 4

4.1.6 : La puissance produite par la TV

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp1) :

$$P_{\text{pmp1}} = 0.40985 \text{ MW}$$

La puissance de la Pompe Recirculation (pmp11):

$$P_{\text{pmp11}} = 0.159633 \text{ MW}$$

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp2)

$$P_{\text{pmp2}} = 0.1343 \text{ MW}$$

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp3)

$$P_{\text{pmp3}} = 2.659037 \text{ MW}$$

La puissance de la turbine à vapeur (THP):

$$P_{\text{Tv.hp}} = 38.837341 \text{ MW}$$

La puissance de la turbine à vapeur (TMP):

$$P_{\text{Tv.mp}} = 48.279025 \text{ MW}$$

La puissance de la turbine à vapeur (TBP):

$$P_{\text{Tv.bp}} = 72.039738 \text{ MW}$$

La puissance produite par la turbine à vapeur :

$$P_{\text{Tv}} = 155.793284 \text{ MW}$$

4.1.7 : Rendement de la TV

$$Q_{\text{CR}} = 409.9821 \text{ MW}$$

$$\eta_{\text{TV}} = 0.38 \%$$

Chapitre 4

4.2 : L'influence des conditions climatiques sur le cycle combiné

D'après les études de l'influence de ces trois paramètres sur les performances de la TG et la TV, on déduit que les conditions climatiques sont influents sur les performances de la CC.

4.2.1 : La puissance produite par le cycle combiné

$$P_{CC} = P_{TG} + P_{TV}$$

$$P_{cc} = \dot{m}_{air} \cdot W_{net} + P_{TV}$$

$$P_{CC} = \frac{P_{atmo}}{r \cdot T_{ambient}} \cdot V.S. \left[[(A + w B) - (C + w D)] - [(E - (w F - w G)) - (H + w N)] \right] + P_{TV} \quad (4.27)$$

$$w = 0.622 \frac{\Phi \cdot P_{sat}}{P_0 - \Phi \cdot p_{sat}}$$

$$A = [(1 + f) \cdot cp_{gaz.b} \cdot T_{cc}]$$

$$B = (L_v + Cp_v \cdot T_{cc})$$

$$C = cp_{gaz.b} \cdot T_4$$

$$D = (L_v + Cp_v \cdot T_4)$$

$$E = cp_{air} \cdot T_2$$

$$F = (L_v + Cp_v \cdot T_2)$$

$$G = (L_v + Cp_v \cdot T_1)$$

$$H = cp_{air} \cdot T_1$$

$$N = (L_v + Cp_v \cdot T_1)$$

$$P_{atmo} = 1 \text{ bar}$$

Chapitre 4

Table (4.1) : puissance produite par le CC.

Humidité Relative	$P_{cc}(278\text{ k})$	$P_{cc}(283\text{ k})$	$P_{cc}(288\text{ k})$	$P_{cc}(293\text{ k})$
0	422,75	412,95	403,98	395,07
10	423,79	415,04	406,84	398,95
20	424,84	417,13	409,71	402,86
30	425,89	419,22	412,59	406,78
40	426,94	421,32	415,48	410,72
50	427,99	423,43	418,38	414,68
60	429,05	425,54	421,29	418,66
70	430,10	427,65	424,21	422,65
80	431,16	429,78	427,14	426,67
90	432,21	431,90	430,08	430,70
100	433,27	434,03	433,03	434,75

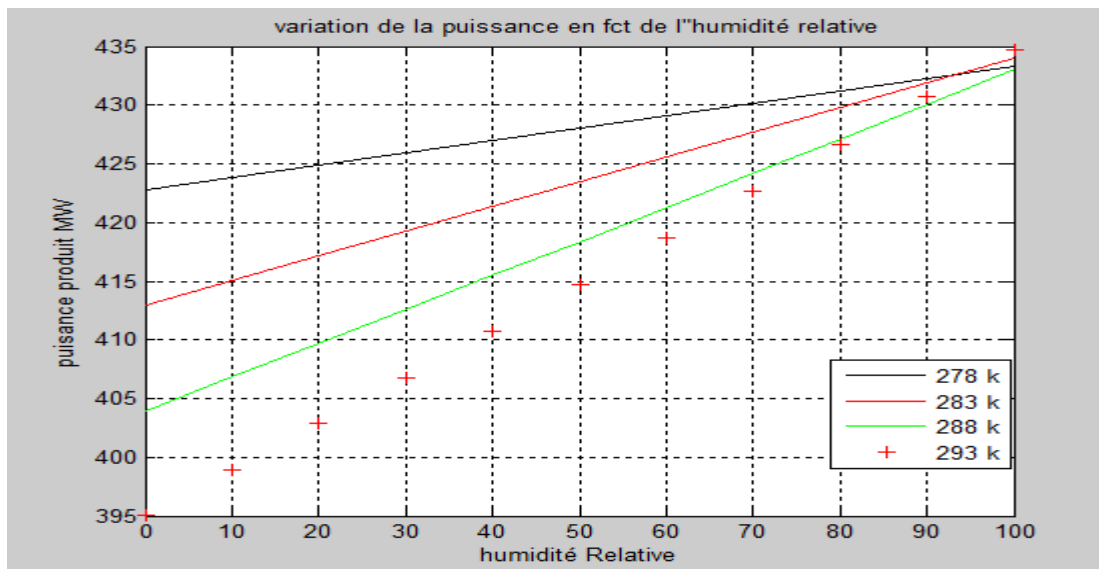


Figure (4.6) : variation de puissance produite par le CC en fonction de la Température ambiante et l'humidité

Relative à une pression atmosphérique constante

Chapitre 4

La puissance produite par le CC varie en fonction des conditions climatiques. La figure (4.7) montre que la puissance produite par le CC augmente avec une augmentation de l'humidité Relative et diminue avec l'augmentation de la température ambiante.

Avec des températures variantes les puissances de sortie de CC sont égales avec une humidité Relative proche de 75 % pratiquement.

4.2.2 : Le rendement thermique du cycle combiné :

Le Rendement globale de la CC est

$$\eta_{cc} = \eta_{TG} + \eta_{TV}(1 - \eta_{TG}) \cdot \eta_{HRSG} \quad (4.28)$$

Table [4.2] : Rendement de CC en fonction des conditions ambiantes avec pression atmosphérique constante.

Humidité Relative (%)	$\eta_{cc}(278,15 \text{ k})$	$\eta_{cc}(283,15 \text{ k})$	$\eta_{cc}(288,15 \text{ k})$	$\eta_{cc}(293,15 \text{ k})$
0	0,58	0,57	0,57	0,57
10	0,58	0,57	0,57	0,57
20	0,58	0,57	0,57	0,58
30	0,58	0,57	0,57	0,58
40	0,58	0,57	0,57	0,58
50	0,58	0,57	0,57	0,58
60	0,58	0,58	0,57	0,58
70	0,58	0,58	0,58	0,58
80	0,58	0,58	0,58	0,58
90	0,58	0,58	0,58	0,58
100	0,58	0,58	0,58	0,58

4.3 : Conclusion

D'après l'étude de l'influence des conditions climatiques sur le cycle combiné on conclut que la variation des conditions climatiques influe sur la puissance produite par le cycle combiné. La puissance produite par le CC devient très basse avec une température ambiante élevée si le fonctionnement de la CC se fait avec de l'air sec.

Chapitre 4

La présence de l'humidité dans l'air assure un fonctionnement de CC avec air humide. Cette présence d'humidité influe sur la puissance produite par la CC de façon importante.

Pour des températures ambiante différentes avec une humidité relative varie (10% :100%) les puissances produites par le CC combiné sont égaux avec une humidité Relative proche de 80% pratiquement.

On arrivé pas cette point dans notre calcule care l'indisponibilité des donnes (débit d'air de refroidissement dans le système de refroidissement de la turbine).

La pression à l'entrée de CC influe sur la puissance produite conjointement; ainsi : si la pression atmosphérique augmente la puissance augmenté, si la pression atmosphérique dimunie la puissance dimunie.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Les cycles combinés sont utilisés dans le monde pour la génération de l'électricité, dans les centrales thermiques. Ces éléments principaux : la turbine à gaz et la turbine à vapeur sont des machines très sensibles à la variation des conditions climatiques dans différents endroits de l'installation.

Dans ce changement des conditions climatiques au niveau de Hadjret Ennos à Tipaza on a étudié l'influence de ces conditions climatiques sur les performances de la TG et le CC.

La variation de la température influe sur le débit massique d'air qui rentre dans le compresseur. Le travail consommé par le compresseur augmente et le Travail Net produit par la TG diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Donc la puissance produite par la TG va diminuer avec l'augmentation de la Température ambiante ; aussi le Rendement diminue et la consommation spécifique augmente.

D'après l'étude de l'influence on conclut que plus la pression atmosphérique est élevée plus la puissance produite par la TG est élevée.

Le système de filtrage d'air influe sur la puissance produite par la TG à cause de la chute de pression dans le filtre.

L'augmentation des pertes des pressions dans le filtre dépend de la durée de fonctionnement du filtre, ce qui nécessite le changement des filtres à air périodiquement.

D'après l'étude de l'influence de Taux de compression et la température de la chambre de combustion, on conclut que si la Température de chambre de combustion est très élevée le taux de compression augmente, donc ce sont des paramètres très importants pour augmenter la puissance produite par la TG.

L'humidité Relative :

La quantité de vapeur d'eau joue le rôle de refroidisseur intermédiaire au niveau de compresseur qui absorbe une certaine quantité de chaleur lors de la compression.

Aussi la propriété de l'eau qui permet de transférer la chaleur fait augmenter le travail net de la turbine par la quantité de chaleur qui est captée dans la chambre de combustion. Donc la puissance produite par la TG et le Rendement augmente avec l'augmentation d'humidité Relative.

À un pourcentage d'humidité proche de 80% les puissances produites par la TG sont égales quelque soit la température ambiante.

L'énergie récupérée par HRSG est le facteur le plus important dans la TV car l'énergie exportée par la vapeur et son débit dans la TV va augmenter la puissance produite par la TV.

Conclusion générale

On conclut qu'on obtient une bonne puissance produite par la TV, si la pression atmosphérique est élevée et si l'humidité Relative est élevée. Mais le facteur le plus important est la température.

La puissance produite par le CC devienne très basse avec une température ambiante élevée si le fonctionnement de la CC se fait avec de l'air sec.

La présence de l'humidité dans l'air assure un fonctionnement de CC avec air humide. Cette présence d'humidité influe sur la puissance produite par la CC de façon importante.

Pour des températures ambiante différentes avec une humidité relative varie (10% :100%) les puissances produites par le CC combiné sont égaux avec une humidité Relative proche de 80%.

La pression à l'entrée de CC influe sur la puissance produite conjointement; ainsi : si la pression atmosphérique augmente la puissance augmente, si la pression atmosphérique dimunie la puissance dimunie.

D'après étude de l'influence des conditions climatiques sur la puissance produite par la TG et le CC on trouve des solutions à proposer pour l'amélioration des performances de ce type de machines qui fonctionnent avec des climats critique en cas d'élévation de la température et l'air sèche :

- Soit on utilise le système de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur par l'utilisation des échangeurs de chaleur.*
- Soit on utilise un système d'humidification (Refroidissement évaporative) de l'air à l'entrée de compresseur à un pourcentage HR plus de 80%.*
- Ou bien les deux méthodes à la fois pour les cycles combinés*

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2008–2017.
- [2] A. BOUAM, R. KADI & S. AISSANI, « Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion ». 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France du 28 au 30 Août 2007.
- [3] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, « Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions ». , Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 63, No.2 (2008).
- [4] A BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, « Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion ». , Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2, 291 – 306 (2008).
- [5] Ali S, A et Webb H A, « Advanced turbine systems program requirements and an approach to implementation». , ASME Paper No. 94-GT-411 (1994).
- [6] Alhazmy, M. M., and Najjar, Y. S. H., « Augmentation of gas turbine performance using air coolers ». , App. Thermal Engineering, Vol. 24, pp 415- 429 (2004).
- [7] Scalzo. A. J, Bannister R. L, DeCorso. M, et Howard. G. S., « Evolution of heavy-duty power generation and industrial combustion turbines in the United States ». , ASME Paper No. 94-GT-488 (1994).
- [8] Bannister R. L, Cheruvu N. S, Little D. A, and Mc Quiggan G., « Development requirements for an advanced gas turbine system ». , ASME Paper No. 94-GT-388 (1994).
- [9] Lucia M, Bronconi R, Carnevale E., « Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans ». , ASME, 116: 360-365 (1994).
- [10] Jeffs. E, « Franz Stolze: gas turbine engineer ahead of his time », Gas Turbine World, May-June (1986).
- [11] Eckardt. D and Rufli. P., « Advanced gas turbine technology - ABB/BBC historical firsts ». , ASME Paper No. 2001-GT-0395, (2001).
- [12] « The world's first industrial gas turbine set at Neuchatel (1939) ». , An international historic mechanical engineering landmark, ASME publication, September 2, (1988).
- [13] Beshkani A, Hosseini R., « Numerical modeling of rigid media evaporative cooler ». , Applied Thermal Engineering ;26:636–43 (2006).

Références bibliographiques

- [14] Chase. D. L., « Combined Cycle development evolution and future », GE Power Systems, GER-4206, April (2001).
- [15] Termuehlen. H., « Forty years of combined cycle power plants », Energy-Tech, ASME Publication, October (2002).
- [16] Cincotta G. A., « The testing of GE's MS7001F gas turbine », Diesel & Gas Turbine Worldwide, January - February (1991).
- [17] Corman J. C., « Gas turbine power generation evolutionary advances for the future », ASME Paper No. 95- GT-271 (1995).
- [18] Amir Abbas Zadpoor et Ali Hamedani Golshan., « Performance improvement of àgas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system », Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran 16844, Iran Energy 31- 2652–2664 (2006).
- [18] Diakunchak I. S, Gaul G. R, McQuiggan G, and Southall L. R., « Siemens Westinghouse advanced turbine systems program final summary », ASME Paper No. GT-30654 (2002).
- [19] Layne A. W., « Developing the next generation gas turbine systems – A national partnership », ASME Paper No. 2000-GT-176, June (2000).
- [20] Der V. K., « Vision 21 – A program for clean energy in the new millennium », 13th U. S. –Korean joint workshop on energy and environment, September (1999).
- [21] Mohsen Thabet, Ammar ben Brahim, Rahim K. Jassim., « limits of inlet air cooling system of gas turbines performance enhancement in hot and humid climates », (2005).
- [22] Majed M. Alhazmy, Rahim K. Jassim, et Galal M. Zaki., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », international journal of energy research Int. J. Energy Res ; 30:777– 797 (2006).
- [24] Hosseini R, Beshkani A, Soltani M., « Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler », Energy Conversion and Management 48 - 1055–1064 (2007).

Références bibliographiques

- [25] Kadi R, Bouam A and Aissani S., « Analyze of gas turbine performances with the presence of the steam water in the combustion chamber », Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen 327 – 335 (2007).
- [26] Jaber Q.M, Jaber J.O, Khawaldah M.A., « Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems », Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering. All rights reserved 8 - Volume 1, Number 1 - ISSN 1995-6665 (2007).
- [27] Garoochi Farshi L, Seyed Mahmoudi S. M & Mosafa A. H., « Improvement of simple and regenerative gas turbine using simple and ejector-absorption refrigeration », IUST International Journal of Engineering Science, Vol. 19, No.5-1, Page 127-136 (2008).
- [28] Is'haq Al-Tobi., « Performance Enhancement of Gas Turbines by Inlet Air Cooling », international conference on communication, computer and power (ICCCP'09) MUSCAT, FEBRUARY 15-18 (2009).
- [29] Muthana Dr. Aldoory K., « The Influence of Water Injection on Two - Shaft Gas Turbine Performance with Regeneration », Eng. & Tech. Journal, Vol.28, N°2 (2010).
- [30] Rahim K. Jassim, Galal M. Zaki and Majed M. Alhazmy., « Thermo-economics analysis of gas turbines power plants with cooled air intake », Yanbu Journal of Engineering and Science Vol. 1 October (2010).
- [17] Castro, W. P. Pimenta, J.M.D., « Modelagem da Transferência de Calor e Massa para Simulações de Painéis Evaporativos Comerciais », COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2003
- [32] Dossat R.J., « Principles of Refrigeration », Wiley: New York (1997).
- [33] Ram G.Narula, Martin Massy and Jyoti Singh, « Design Consideration for Combined Cycle Plants For the Deregulated Market-AN EPC Contractor's Perspective ». ASME paper No : GT-2002-30252 Amsterdam, the Netherlands, June 3-6-2002.
- [34] philippeschurman, johnforsyth, Rolf Padruitt and Kurt C.Heiniger, « Spray characterisation downstream of the Swirl Pressure Nozzles in gas turbine fogging and high fogging application », Presented at the power—gen International Conference and Exhibition December 9-11, 2003 Las Vegas, USA
- [35] Dale Grace, Greg Boncimino and William Stenzel « combined cycle plant optimisation studies » ASME paper No : JPGC2001/PWR619030, June 4-7-2001, New Orleans, Louisiana.

Références bibliographiques

- [36] A.L.Polyzakis, C.Koroneos and G.Xydis, « optimum gaz turbine cycle for combined cycle power plant ».Energy conversion and Management 49(2008)551-563.
- [37] A.M.Bassily, « Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gaz reheat, gaz recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator »,Applied Energy 85 (2008) 1141-1162.
- [38] R.Yadav, Pradeep kumar and Samir Sarawati, « comparative thermodynamique Analysis of Combined and steam Injected Gaz Turbine » ASME paper No : IJPGC 2003-40118,June 16-19,2003,atlanta,Georgia.
- [39] Falah Alobaid,Ralf Postler,Jochen Strle,Bernd Epple and Kim Hyun-Gee, « modiling and investigation start-up procedures of a combined power plant » Applied Energy 85 (2008) 1173-1189.
- [40] Sanjay,Onkar Singh and B.N. Prasad,Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle » Applied thermal eneineering 28 (2008) 2315-2326.
- [41] Mustapha Chaker , Cyrus B.Meher-Homji and Thomas Mee III, « Inlet Fogging of gaz Turbine Engines6part B :Fog Droplet sizing Analysis,Nozzle Types,Measurement and Testing »,ASME paper No : 2002-GT-30563,June 3-6,2002 Amesterdam,theNetherlands.
- [42] Qun Zheng,Minghong li and Yufeg Sun , « Thermodynamic Performance Of Wet Compression and Regenerative (WCR) Gas Turbine » ASME paper :GT2003-38517,Vol.125,June 16619 ,2003,Atlanta,USA.
- [43] R.K.Bharrgava, C.B.Meher-Homji, M.Bianchi,F.Melino,A.Peretto,and S.Ingistov, « Gas Turbine Fogging Technology :A State of –the-An Review-Part il :Overspray Fogging-Analitical and Experimental Aspects, »,ASME J.Eng .Gas Turbine Power ,April 2007.
- [44] Stefano Bracco,Alessandro Prierfederici and Trucco, « The Wet Compression Technology for Gas Turbine Power Plants : Thermodynamic model » ,Applied Thermal Engineering 27(2007)699-704.
- [45] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [46] BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.

Références bibliographiques

- [47] BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [48] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné", mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider –Biskra, 2010
- [49] BENNARA, I., "Etude et calcul de vérification d'un turbo-alternateur" Mémoire d'ingénieur, Université M'Hamed Bouguara Boumerdes, 2009.
- [50] TEBIB, W. Slatni, Y., "Investigation des conditions optimales de soutirages dans les turbines à vapeur", Mémoire d'ingénieur, Centre Universitaire Tbesa, 2007.
- [51] MEGHARBI, W., "Etude comparative de l'auto consommation de cycle turbine à gaz avec cogénération et turbine à vapeur pour l'unité GNL 6P du complexe GL1/K", mémoire, Ecole Nationale Polytechnique.
- [52] Turbine à gaz à cycle combiné, URL: [Www. Wikipédia.com](http://www.Wikipedia.com)
- [53] MONTEIL J.-M., Centrale à cycle combiné. Composants potentiels, Techniques de L'ingénieur. Génie énergétique, 2003.
- [54] Jeanmart H., Les cycles combinés, in: UCL [on line] (2007) www.tgv-vise.be/documents
- [55] Bolland O., Thermal power génération, Département of Energy and Process Engineering - NTNU, 2010.
- [56] Dumont M.-N., Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération, Université de Liège. (2007):I-7.
- [57] Michael J. Moran The Ohio State Université, Howard N. Shapiro Iowa State Université of Science and Technology, Bruce R. Munson, Iowa State University of Science and Technology, David P. De Witt, Purdue University ; ~book Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer page 241.
- [58] Frank Whittle., Genesis of the jet ; Frank Whittle and the Invention of the Jet Engine Paperback– August 15, 1997. » Chapter five GAS TURBINES AND JET ENGINES
- [59] K.A.B.Pathirathna. ; GAS TURBINE THERMODYNAMIC AND PERFORMANCE ANALYSIS METHODS USING AVAILABLE CATALOG DATA « Master's Thesis in Sustainable Energy Engineering université of cavle »
- [60] la pression atmosphérique et leur variation https://fr.wikidial.org/wiki/Pression_atmosph%C3%A9rique article a lire 03/06/2016
- [61] Fundamentals of Thermodynamics Applied to Thermal Power Plants José R. Simões-Moreira

Références bibliographiques

- [62] Frank Whittle., Genesis of the jet ; Frank Whittle and the Invention of the Jet Engine Paperback– August 15, 1997. « Chapter five GAS TURBINES AND JET ENGINES »<http://www.amazon.com/Jet-Frank-Whittle-Invention-Engine/dp/1907472037>.
- [63] jean castaing_lasvignottes. 2003. « air humide : propriétés thermodynamique, opération unitaire et technologie associées à son emploi ».cours-université de Pau et des pays de l'Adour. <Http://jc.castaing.free.fr/>
- [64] R.Bidard et J.bonnin .1979. »Énergétique et turbomachines », éditions eyrolles saint-germain paris.
- [65] Sonntag, R. E., borgnakke, C. ; and Van Wylen, G. J., 1998, »Fundamentals of thermodynamics »,5th ed, Jonh Wiley and sons, New York.
- [66] Cengel, Y .A.Boles, M.A., 2002, « Thermodynamics : an Engieering Approach » McGraw-Hill, Boston, pp.ISBN :0-07-238332-1.
- [67] cours chauffage Pr.isma3ilil école polytechnique El-Harrach Alger.
- [68] Psychrometric chart for water (metric units). (Source: Reprinted by permission from Reynolds, W. C., Perkins, H. C. Engineering Thermodynamics , second ed., 1977, McGraw-Hill, New York.) FIGURE D.6
- [69] DJEMA Rabah. Amélioration de la centrale thermique de Cap Djinet par installation d'une turbine à gaz. MEMOIRE DE FIN D'ETUDES. Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou. Département de génie mécanique.

Nomenclature

Nomenclature

Cp	Capacité thermique massique isobare	(J/Kg k)
H	Enthalpie massique	(J/Kg K)
\dot{m}	Débit massique	(Kg/s)
P	Pression	(bar)
P	Puissance mécanique	(Wet)
PCI	Pouvoir calorifique du gaz nature	(J/Kg k)
Q	Quantité de chaleur	(J/Kg)
\dot{Q}	Flux de chaleur	(W)
R	Constant de l'air	(J/Kg k)
T	Température	(°C, K)
W	Travail	(J/Kg)
S	section de passage d'air.	(m ²)
V	vitesse d'entre d'air.	(m/s)
ρ_{air}	Masse volumique d'air.	(kg/m ³)
Dp	chute de pression	(bar)
Dh	quantité de chaleur	(kJ)
Csp	consommation spécifique	(kg/wet)
<i>f</i>	<i>rapport carburent/comburent</i>	

Symboles grecs

η	Rendement
τ	Taux de compression
γ_{air}	Coefficient polytropique d'air
γ_{gb}	Coefficient polytropique des gaz brûlé
Φ	humidité Relative
<i>w</i>	humidité spécifique

Les indices

Amb	Ambiant
A	L'air
C-C	Chambre de combustion
GN	Gaz nature
ATMO	atmosphérique
CC	cycle combiné
H ₂	Hydrogène
GE	General Electric
CCL	Condition climatique

Nomenclature

SEC	sèche
humd	humide

Abréviation

AC	Compresseur de l'air
C-C	Chambre de combustion
ECO	Economiseurs
EVA	Evaporateur
G	Générateur
GT	Turbine à gaz
HRSG	Chaudière de récupération
PMP	Pompe
SHE	Surchauffeurs
TV	Turbine à vapeur
THP	Turbine à haut pression
TMP	Turbine à Moyen pression
TBP	Turbine à Basse pression
TA	Turbine axiale
TR	Turbine radiale