République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Dr. Yahia FARES de Médéa

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département du Génie de la Matière

Mémoire de Projet de fin d'Etudes

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Climatique

Option : Energie et Froid Industriel

Thème :

Conception et analyse d'une centrale électrique à cycle combiné

Proposé et dirigé par :

Mr. ZEROUAL Boualem

Présenté par :

FERG Abda

CHERIET Salima

Promotion: 2014-2015

Dédicace

Je dédie ce travail :

-A mon père qui, par ses conseils judicieux ses encouragements et sa tendresse m'a mené sur le chemin de la réussite. Qu'il trouve dans ce travail, une bien mince récompense

-A ma mère qui, par sa douceur et son amour sans limite, a su m'inculquer le sens du devoir, de la persévérance et des responsabilités. Qu'elle trouve dans cet ouvrage ma reconnaissance et mes vifs remerciements

*-A qui plus a mes yeux a la lumière de mon amis à ma sœurs *Thourya**

-A les chandelles qui allumé mon avis mes frères : Djamel, Marouane, Yacine, Mansour, Bilal.

-A tout mes amis : Rania, Amina, Soraya, Aya, Sara, Ilham, Fatma, Hadjer.Djamila

-A mon binôme : salima



ABDA

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont soutenue de près ou de loin

A mes très chers parents, Ma mère et mon père,

A mon frère Mohamed

A mes proches, A toutes mes amies

A mes enseignants de génie climatique

A toutes mes collègues.

Salima

REMERCIEMENTS

Nous tenons tout d'abord à exprimer nos profonds remerciements à notre promoteur Mr. ZAROUAL Boualem pour nous avoir soutenus durant toute la période du PFE, pour sa disponibilité, ses encouragements et ses conseils.

Nous tenons aussi à exprimer notre reconnaissance à tous nos enseignants.

Nous remercions également tous les membres du jury pour nous avoir fait l'honneur de juger notre travail, et pour les critiques et les remarques portées à notre étude.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont participé de prés ou de loin à la réalisation de ce travail.

Résumé

La présente étude à pour objectif d'étudier la conception d'une centrale électrique à cycle combiné et l'analyse de ses performances. La centrale utilise un condenseur à air froid à la place d'un condenseur à eau qui peut être construit dans les zones sèches, pour cet objectif, on a fait un programme informatique sous MatLab pour l'obtention des résultats. Les résultats obtenus ont démontré que le rendement de la turbine à gaz est presque constant est environ à 30%, et le cycle combiné a un rendement de 45%, les résultats obtenus ont démontré aussi que l'utilisation des condenseurs à air est une bonne solution du point de vue performance et économie pour les zones sèches.

Mots clés : centrale électrique, cycle combiné, conception, performance, condenseur à air

Abstract

The aim of the present study is the design of a combined cycle power plant and its performance analysis, the power plant utilizes an air cooled condenser in place of water cooled condenser which may be used in the regions of dry climate, for this objective we have set informatics program under MatLab to obtain the simulation results. The obtained results show that the efficiency of the Gas Turbine is nearby constant and is about 30% and the combined cycle is around 45%. The obtained results have shown also that using of air cooled condenser is a good solution for the arid-regions in point of view performance and economics.

Key- words: power plant, combined cycle, design, performance, air cooled condenser

ملخص

تهدف الدراسة المقدمة إلى دراسة تصميم محطة كهربائية ذات الدارة المركبة و تحليل أدائها .المحطة تستخدم مكثف يعمل بالهواء البارد في مكان المكثف الذي يشتغل بالماء والذي يمكن استعماله في المناطق الجافة لهذا الغرض قمنا بانجاز برنامج باستخدام MatLab للحصول على النتائج .النتائج المحصلة أوضحت أن مردود تربينة الغاز تقريبا ثابتة وهي حوالي 30 % أما بالنسبة إلى الدارة المركبة هي حوالي 45 % .

النتائج المحصلة أثبتت أيضا أن استخدام المكثف الذي يعمل بالهواء البارد هو حل جيد من الجانب الاقتصادي و من جانب الأداء في المناطق الجافة .

كلمات المفتاح :

محطة كهربائية ,دارة مركبة ,تصميم ,أداء, مكثف ذو الهواء البارد

Sommaire

Résumé.....I

Sommaire.....II

Liste des figures.....III

Nomenclature.....VI

Introduction générale.....1

Chapitre I: Généralités sur l'installation des cycles combinés

I.1. Introduction.....2

I.2. Généralités sur la turbine à gaz 2

I.2.1.Définition.....2

I.2.2.Les éléments d'une turbine à gaz.....2

I.2.3. Classification des turbines à gaz.....3

I.2.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....6

I.2.5. Domaines d'application des turbines à gaz.....7

I.2.6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....7

I.3.Turbine à vapeur.....8

I.3.1. Définition.....8

I.4.Cycle combiné.....8

I.4.1. Définition.....8

I.4.2. Principe.....9

I.5.Condenseurs à air 10

I.5.1.Condenseurs à air à convection naturelle 10

Chapitre II: Modélisation mathématique du cycle combiné

II.1-Introduction 12

II.2.L'installation électrique à cycle combine étudié.....13

II.3. Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal.....15

II.4.Cycle de turbine à gaz réel.....16

II.5.Cycle combiné idéal.....17

II.6.Point de conception.....18

II.7.Calculs du cycle de la turbine à gaz.....18

II.8. Débit de vapeur produite 22

II.9. Le récupérateur de chaleur générateur de vapeur (HRSG).....24

II.10. Simulation du récupérateur de chaleur 26

II.11. Choix de pressions 29

II.12. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération à deux niveaux de Pression 30

II.13. Procédure de calcul 31

Chapitre III: Résultats et Discussions

III.1. Introduction.....32

III.2. Conditions du point de conception.....32

III.3. Discussion 37

Conclusions.....38

Bibliographie.....39

Annexe.....40

Listes des figures

Figure I.1: Les éléments d'une turbine à gaz……3

Figure I.2: Classification des turbines à gaz……3

Figure I.3: Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres……4

Figure I.4: Mode de travail……5

Figure I.5: Représentation du cycle fermé et du cycle ouvert……6

Figure I.6: Schéma d'une turbine à vapeur……8

Figure I.7: Turbine à gaz d'un cycle combiné……9

Figure .I.8 : Principaux constituants d'un condenseur à air……10

Figure. I.9 : Schéma d'une ferme de condenseurs à air……11

Figure II.1: Schéma d'un cycle combiné……12

Figure II.2 : Schéma du cycle de la turbine à gaz simple……13

Figure II.3: Installation à cycle combiné……14

Figure II.4: Cycle de Brayton-Joule endoréversible……15

Figure II.5: Diagramme T-S d'un cycle combiné ……18

Figure II.6: Travail spécifique et rendement en fonction du taux de compression ……19

Figure II.7: Bilan énergétique d'un récupérateur de chaleur……22

Figure II.8: Bilan énergétique du récupérateur de chaleur générateur de vapeur à deux niveaux de pression ……25

Figure II.9: Bilan d'énergie du récupérateur de chaleur à basse pression……26

Figure. II.10 : Calcul des performances du cycle à vapeur ……31

Figure III.1 : Variation de la température en fonction du temps……33

Figure III.2: Variation de la puissance totale en fonction du temps……33

Figure III.3: Variation du débit massique du combustible en fonction du temps ……34

Figure III.4: Variation du débit massique du gaz polluant (CO2) en fonction du temps ……34

Figure III.5: Variation de la puissance nette du cycle combiné en fonction du temps ……35

Figure III.6: Variation du rendement thermique de la turbine à gaz en fonction du temps……35

Figure III.7: Variation du rendement du cycle combiné en fonction du temps ……36

Nomenclature

Symbole latin :

B : Energie sortante [MW]

Cp : Chaleur spécifique à pression constante [KJ/Kg K]

C_r : Rapport de capacitance de fluide

C_{min} : chaleur spécifique minimale [KJ/Kg K]

C_{max} : chaleur spécifique maximale [KJ/Kg K]

Cp_{vap} : Capacité calorifique de la vapeur

Ci : consommation interne

ET : l'énergie thermique [kW]

h : Enthalpie massique [KJ/Kg]

h_3 : Enthalpie de produits [KJ/Kg]

h_2 : Enthalpie de réactifs [KJ/Kg]

h_s : Enthalpie de la vapeur à la température T_s [KJ/Kg]

K : Constant de proportionnalité calculé au point de conception

$\dot{m}_{ref}$: Débit massique de référence [kg/s]

$(\dot{m}_f.\dot{m}_a)_{ac}$:Rapport de débite massique de(carburant /air actuel)

$(\dot{m}_f.\dot{m}_a)_{st}$: Rapport de débite massique de (carburant /air stocastique)

$\dot{m}$: Débit massique [Kg/s]

M : masse molaire [Kg/K mole]

P : Pression [Bars], ou puissance [MW] ''Clairement spécifiée dans chaque cas''

Pnet : puissance nette [kW]

Q : Chaleur ajoutée de combustion [KJ/Kg]

Q_h : Chaleur spécifique fournie [KJ/Kg]

Q_{abs} : Chaleur absorbé [KJ/Kg]

r : Taux de compression

S : Entropie massique [KJ/Kg]

T : Température [K,°C]

T_1 : Température d'entrée au compresseur [°C]

T_2 : Température de sortie du compresseur [°C]

T_3 : Température d'entrée à la turbine [°C]

T_4 : Température de sortie de la turbine [°C]

T_{gs} : Température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur [°C]

T_g : Température de gaz [°C]

T_s : Température de sortie [°C]

Tw_1,Tw_2 :Température d'entré et sorté d'économiseur respectivement [°C]

U : coefficient de perte chaleur globale [W/m^2]

W_c : Travail spécifique du compresseur [KJ/Kg]

W_n : Travail net délivré [KJ/ Kg]

W : Fraction massique

W_T : Travail spécifique de la turbine [KJ/Kg]

X : Fraction molaire

NTU : Nombre d'unité de transfert

PCI : Pouvoir calorifique inferieur

ΔTLM :La différence de température logarithmique moyenne

Symbole grecs :

γ : Rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)

η_t : Rendement isentropique de la turbine

η_c : Rendement isentropique du compresseur

η_m : Rendement mécanique de la transmission

η_{TG} : Rendement du cycle de turbine à gaz

η_{Tv} : Rendement de la turbine à vapeur

η_{cc} : Rendement global du cycle combiné

ɼ : Rapport des températures T_3/T_1

Δ : Différence

ε : Efficacité

η : Rendement de combustion

▫ : Humidité relative [%]

Abréviation :

CC : cycle combiné

BP : basse pression

GNT : gaz naturel traité

GVR : Générateur de vapeur récupérateur

HP : haute pression

PCI : Pouvoir calorifique inferieur

h : heure

j : jour

m : mois

TG : Turbine à gaz

TV : turbine à vapeur

Introduction générale

Typiquement, le rendement d'un cycle à vapeur est 42%, celui d'une turbine à gaz 32%, Dans le passé, on a opté pour le cycle à vapeur pour son rendement et la nécessité de produire de la vapeur utilisée dans certaines étapes du processus. L'inconvénient de cette solution était son coût d'investissement et d'entretien élevé, ainsi que son temps de démarrage long. Les avantages de la turbine à gaz sont son coût d'investissement faible, sa souplesse d'utilisation et sa plus grande fiabilité, 96.3% contre 94.6% pour la turbine à vapeur. On voit que la réduction de la consommation du combustible passe par l'utilisation d'un cycle combiné qui pourrait être crédité d'un rendement 55% **[1]**

L'augmentation de 13% du rendement nécessitera en contre partie un investissement supplémentaire par rapport à celui de la turbine à gaz. C'est à une étude économique qui prendra en compte des hypothèses élaborées relatives au coût future de l'énergie que revient la justification d'une telle solution.

La solution qui consiste en un cycle combiné turbine à gaz avec un récupérateur de chaleur et générateur de vapeur pour les utilités et la turbine à vapeur qui entraîne un générateur électrique. Pour réduire la pollution de ces gaz et de préserver l'environnement, plusieurs recherches scientifiques ont été conduites sur la façon d'exploiter les gaz d'échappement, elles ont atteint à établir un cycle combiné, qui nécessite essentiellement une haute température pour produire la vapeur nécessaire pour alimente la turbine à vapeur **[1]**.

La présente étude à pour objectif d'étudier la conception d'une centrale électrique à cycle combiné et l'analyse des ses performances. La centrale utilise un condenseur à air froid à la place d'un condenseur à eau qui peut être construit dans les zones sèches. Pour cet objectif on a fait un programme informatique sous MatLab pour l'obtention des résultats.

Ce mémoire est divisé principalement en trois chapitres ; le premier chapitre discute les principales théories de la centrale à cycle combiné, dans le deuxième chapitre on a fait une modélisation mathématique pour décrire le comportement des principaux éléments de la centrale, le troisième chapitre est réservé aux résultats et discussions, enfin le mémoire se termine par une conclusion.

Chapitre 1

Généralités sur les installations thermiques à cycles combiné

I.1.Introduction

Une centrale à cycle combiné aussi appelée centrale à turbine gaz-vapeur, réunit idéalement les atouts des deux processus thermiques: elle produit de l'électricité avec une turbine à gaz combinée à une turbine à vapeur.

I.2. Généralités sur les turbines à gaz

I.2.1.Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne à 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 ont lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

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 [**2].**

I.2.2. 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 **[3].**

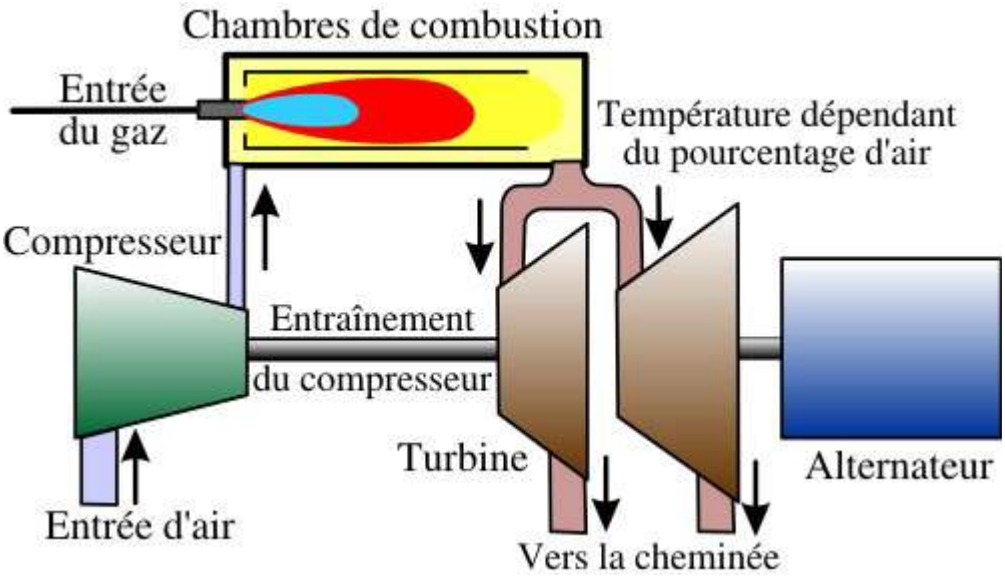


Figure I.1: Les éléments de la turbine à gaz[4].

I.2.3. 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.

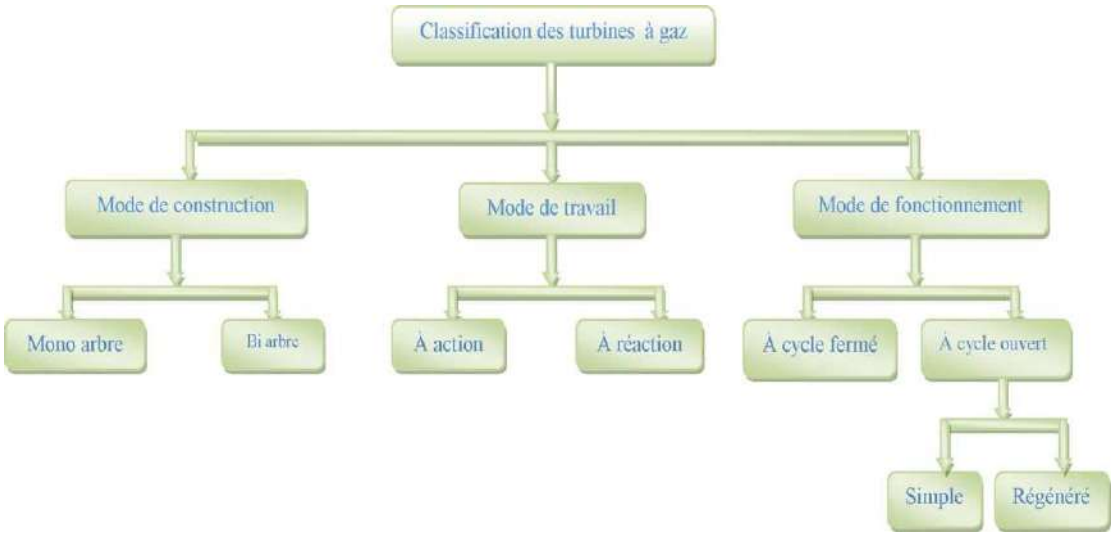


Figure I.2. Classification des turbines à gaz[4]

I.2.3.1. 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 (figure I.3) **[5].**

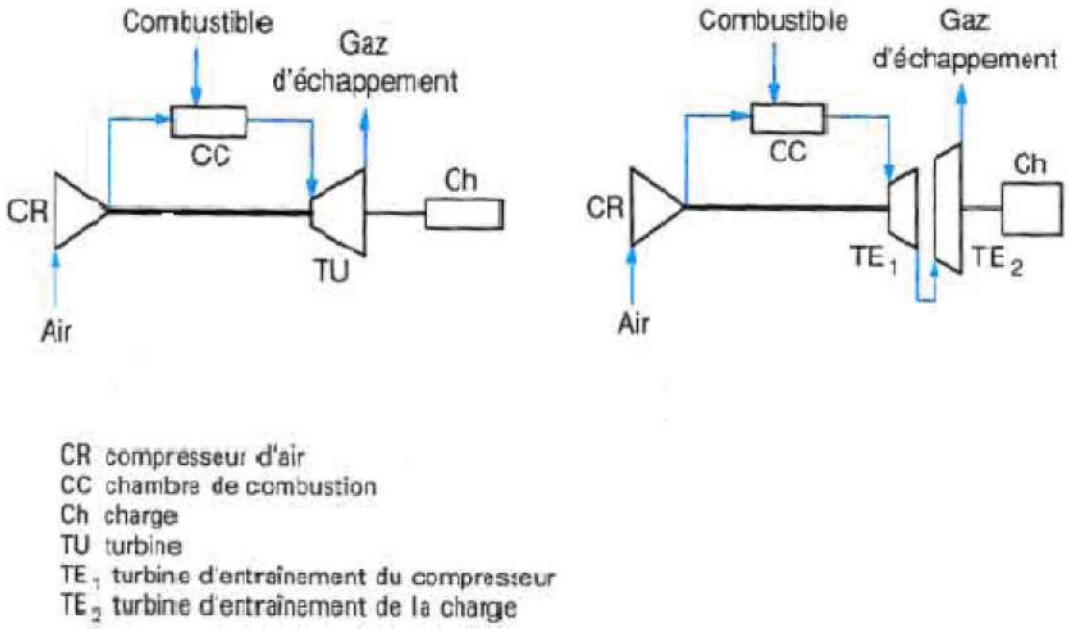


Figure I.3. Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres[4]

I.2.3.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la turbine directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique P1>P2=P3.

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 P1>P2>P3. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale **[2].**

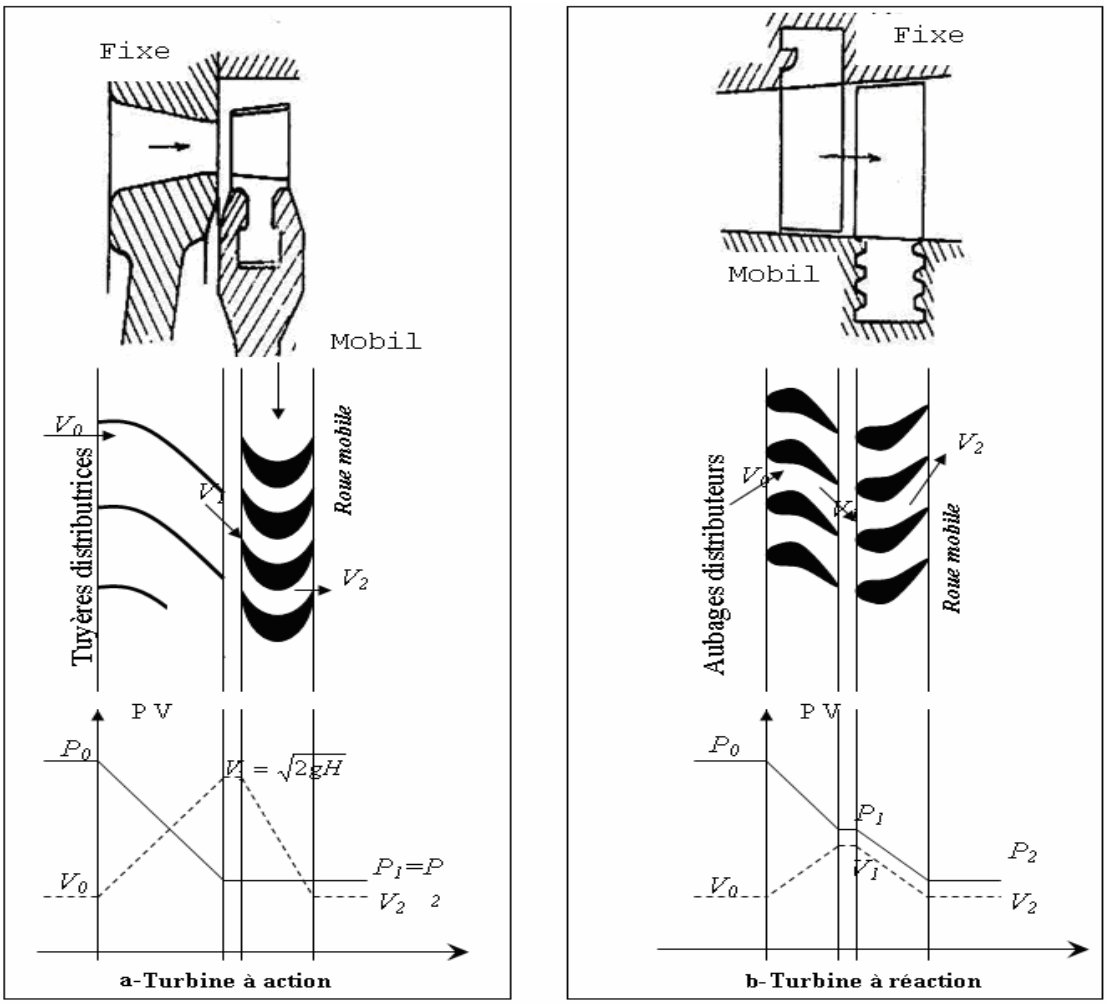


Figure I.4. Mode de travail[4]

I.2.3.3. 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.

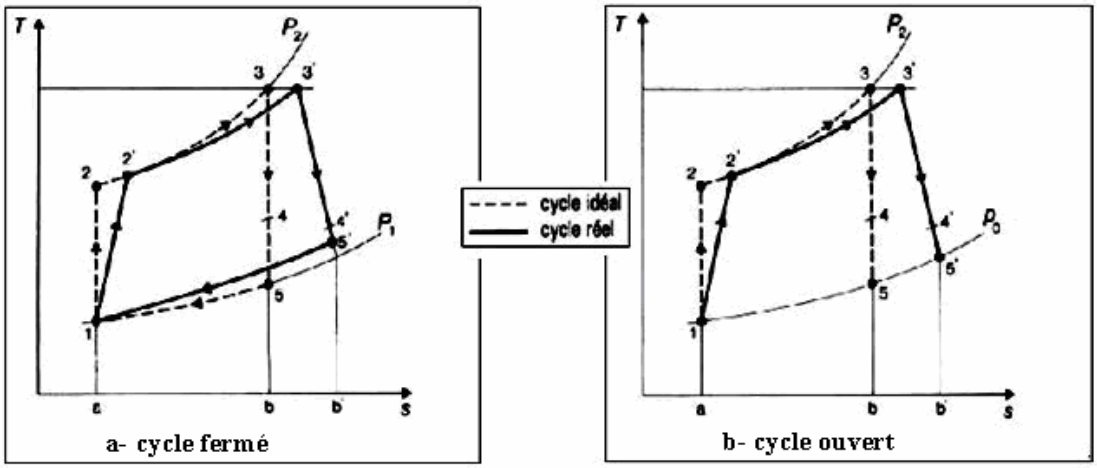


Figure I.5. Représentation du cycle fermé et du cycle ouvert[4]

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 **[5].**

I.2.4.Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- 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 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(I.3) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

Figure(I.6) la variation de pression et de température dans les différentes sections de la turbine **[6].**

I.2.5. Domaines d'application de la turbine à gaz

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

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)**[6].**

I.2.6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.2.6.1.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.

I.2.6.2.Inconvénients

-Au-dessous d'environ 3000 KW, 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 **[6].**

I.3.Turbine à vapeur

I.3.1.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 l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant**[7].**

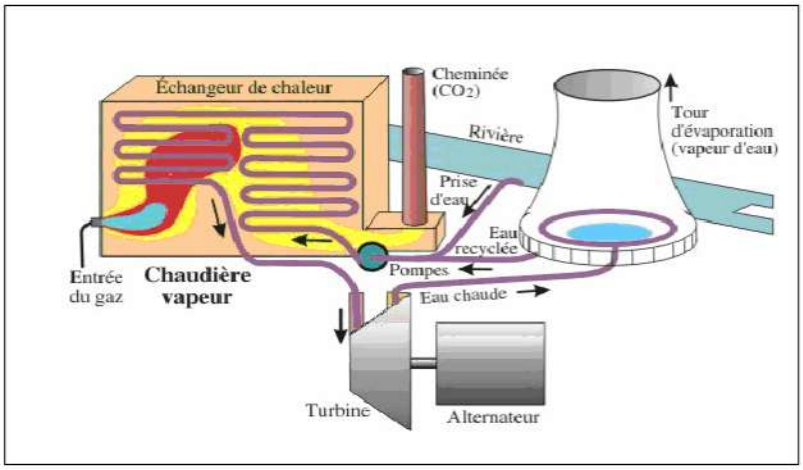


Figure I.6. Schéma d'une turbine à vapeur[4]

I.4.Cycle combine

I.4.1 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 **[8]**.

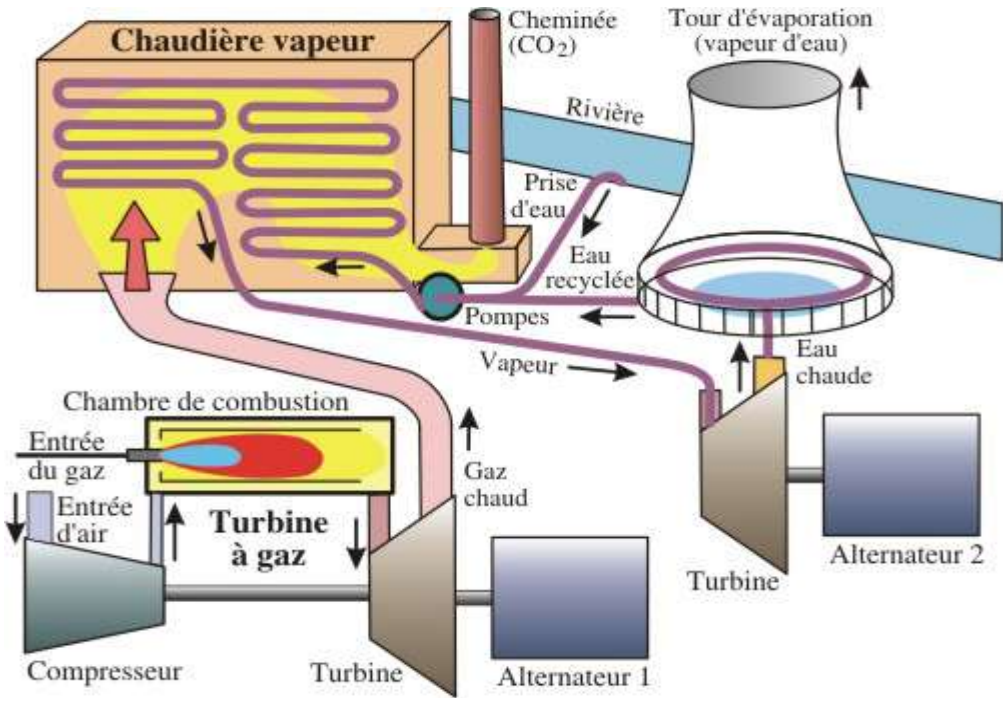


Figure I.7. Turbine à gaz d'un cycle combiné[4]

I.4.2. 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 **[9].**

I.5.Condenseurs à air

Il existe deux types de condenseur à air à savoir les condenseurs à convection naturelle (sans ventilateur) et les condenseurs à convection forcée (utilisation d'un ventilateur pour la circulation forcée de l'air).

I.5.1.Condenseurs à air à convection naturelle

On distingue les condenseurs à tubes lisses et les condenseurs constitués de tubes à ailettes.

L'air au contact du faisceau à ailette (ou du faisceau de tubes) s'échauffe et s'élève.

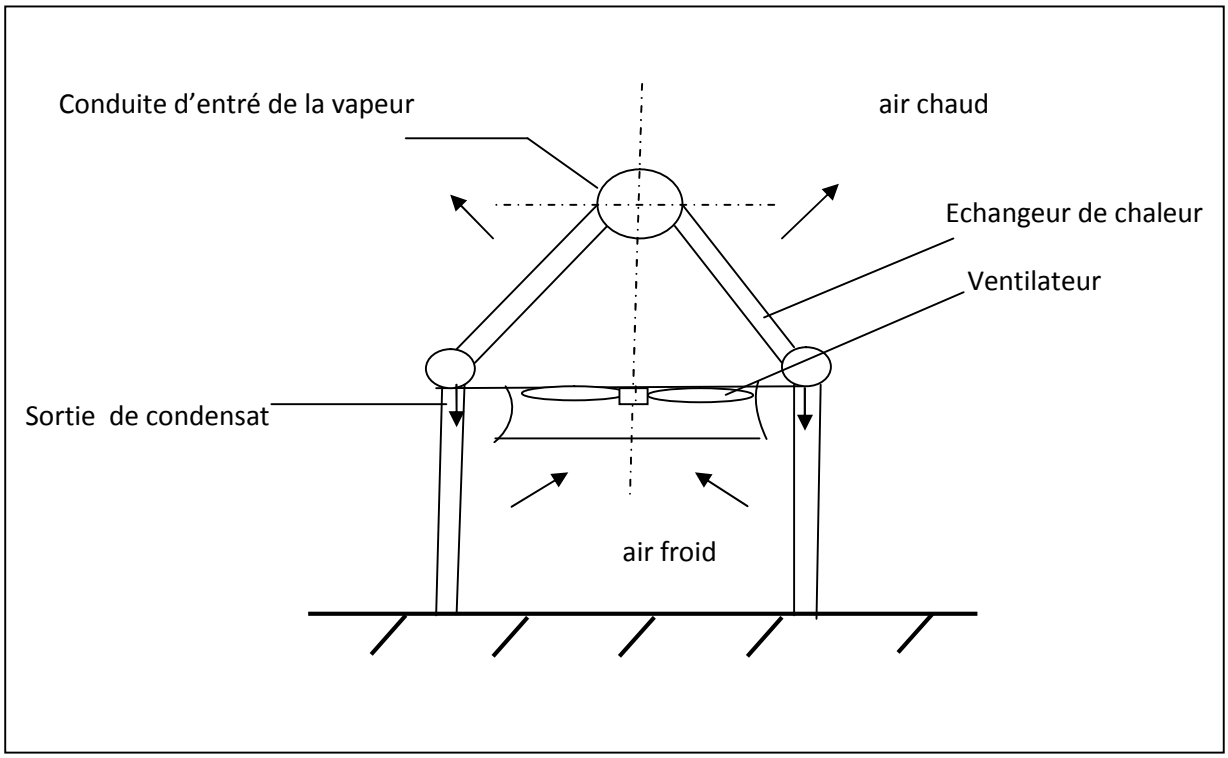


Figure. I.8 : les principaux constituants d'un condenseur à air[10]

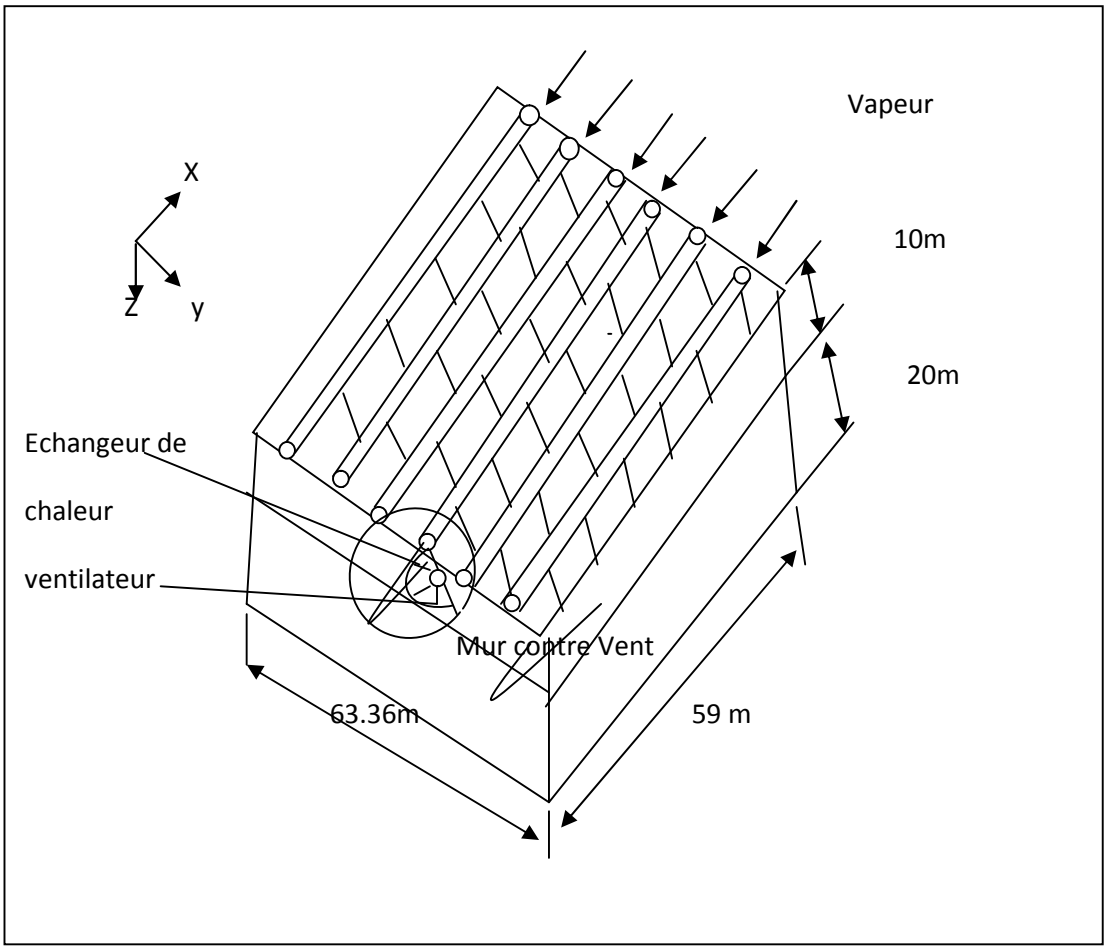


Figure. I.9 : Schéma d'une ferme des condenseurs à air[10]

Chapitre II

Modélisation mathématique du cycle combiné

II.1.Introduction

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux 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.

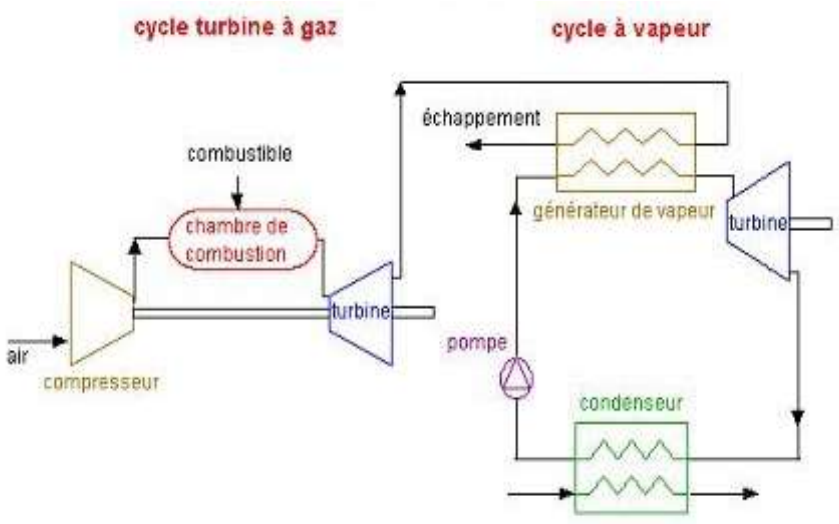


Figure II.1 : Schéma d'un cycle combiné[4]

Le cycle combiné turbine à gaz /turbine à vapeur consiste à coupler un cycle de Brayton Joule à un cycle Rankine avec turbine. Dans ce système, l'énergie encore disponible dans les gaz d'échappement de la turbine est importante en particulier dans les turbines à haute pression où la température de sortie est de l'ordre de 550 °C ; cette énergie est utilisée pour la production de vapeur à 480 °C. Le concept de cycle combiné a pour objectif d'augmenter le rendement global et la puissance utile d'une centrale thermique en investissant dans des équipements additionnels nécessités par le cycle à vapeur. Il est d'autant plus rentable que le coût de l'énergie est élevé.

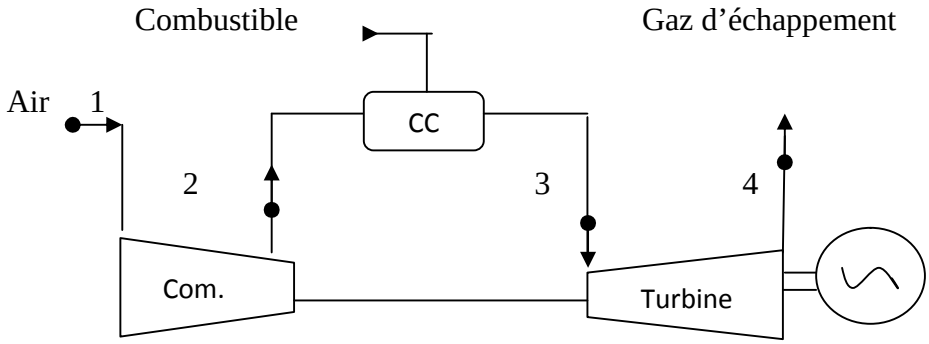


Figure II.2. Schéma du cycle de la turbine à gaz simple

II.2.L'installation électrique à cycle combine étudié

La centrale électrique à cycle combiné étudié dans ce mémoire est constituée d'une turbine à gaz, un récupérateur de chaleur a deux niveaux de pression (haute pression et basse pression), une turbine à vapeur, avec soustraction, une bâche d'eau ou dearateur pour éliminer l'air infiltré dans la vapeur, un resurchauffeur pour améliorer les propriétés thermodynamique de la vapeur et un condenseur à air. Le condenseur à air est utilisé pour éviter le besoin d'un grand débit de l'eau de refroidissement malgré sa pression de saturation élevée.

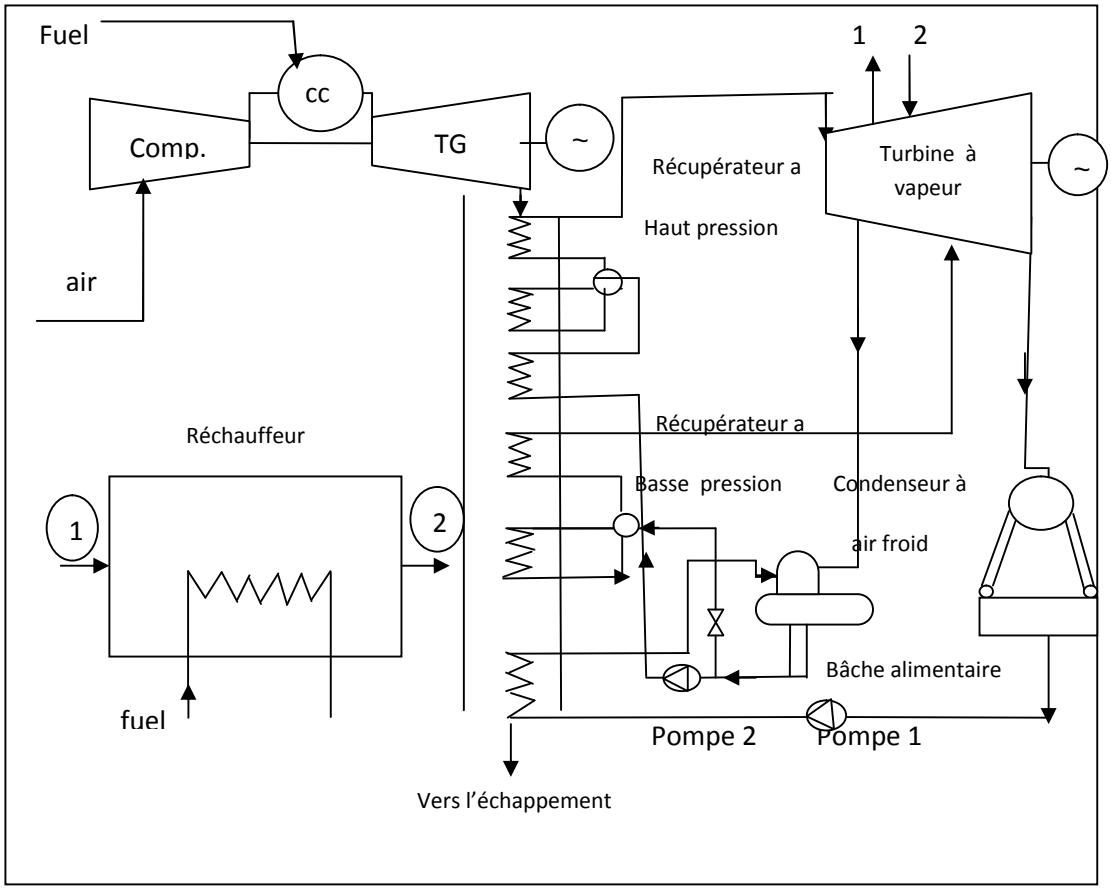


Figure II.3 : Installation de cycle combine étudié

II.3.Les équations d'un cycle de turbine à gaz idéal

Dans un cycle idéal, représenté dans la figure II.4, on suppose une compression isentropique 1-2, et une détente isentropique 3-4, et un apport de chaleur en pression constante entre 2 et 3. La chambre de combustion est considérée comme un échangeur de chaleur où la chaleur entrante est déterminée par le pouvoir calorifique du combustible. Le taux de compression π entre 1 et 2et la température d'entrée T_3 de la turbine sont fixés par le constructeur, les températures en 2 et 4 sont données par **[11]**

$$T_{2=}T_1\pi^{(\Upsilon-1)/\Upsilon} \quad \text{et} \quad T_{4=}T_3\,\pi^{(1-\Upsilon)/\Upsilon} \qquad (II.1)$$

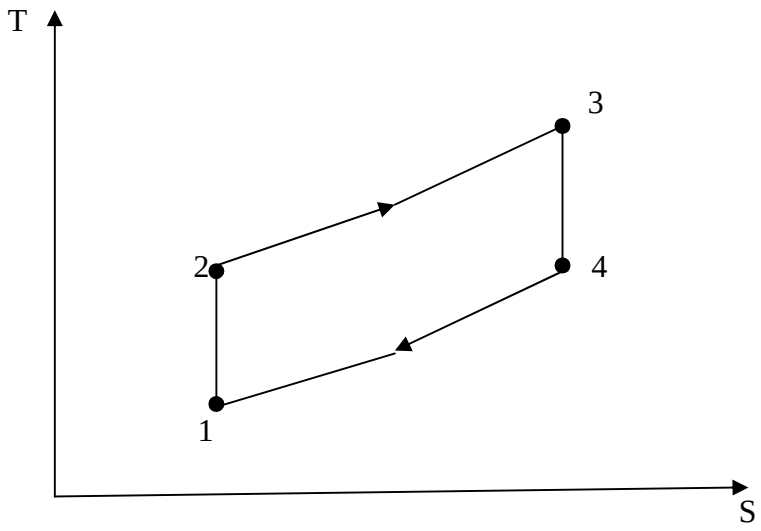


Figure II.4 : Cycle de Brayton-Joule endoréversible

Lorsque les températures entrée et sortie du compresseur et de la turbine sont mesurées ou calculées, la puissance produite par la turbine, celle du travail requise par le compresseur, et le flux thermique fourni sont calculés comme suit :

$$C = C \int_{T1}^{T2} Cpc\ (T)dT$$

$$T = t \int_{T3}^{T4} CPt\ (T)dT \qquad (II.2)$$

$$Qh = h \int_{T3}^{t4} CP\,(T)dT$$

Les débits massiques apparaissant dans les équations ci-dessus sont ceux traversant le compresseur, la turbine et la chambre de combustion. La puissance nette fournie par le cycle est définie comme étant la différence entre celle de la turbine et celle du compresseur :

$W_n=W_t-W_C$ (II.3)

Le rendement du cycle est égal au ratio de la puissance nette et du flux de chaleur apporté par la combustion :

$$= \frac{Wn}{Qh} \quad \text{(II.4)}$$

Le rendement d'un cycle réel de turbine à gaz est relativement peu élevé, 25 à 35%. Ce fait est dû d'une part à la température des gaz d'échappement qui est assez élevée et d'autre part parce que le compresseur requière une puissance importante qui dépend de la température d'aspiration. Pour les cycles actuels, environ 60% de la puissance de la turbine sert à entrainer le compresseur.

II.4.Cycle de turbine à gaz réel

Les cycles réels différents par l'incorporation des irréversibilités dans les transformations réelles.

- La compression et la détente sont pratiquement adiabatiques et irréversibles, ce qui augmente la puissance du compresseur et réduit celle de la turbine. Il en résulte une augmentation de la température de sortie du compresseur et de la turbine. Ainsi, la puissance engendrée par la turbine sera inférieure à celle du cycle idéal, alors que celle requise par le compresseur sera supérieure. Dans cette étude, les rendements isentropiques de compression et de détente sont donnés égaux respectivement à 0.86 et 0.87 ; ces valeurs semblent excessives de quelques points pour le compresseur et/ou inférieurs de quelques points pour la turbine. Avec l'hypothèse des chaleurs spécifiques constantes, ils sont exprimés par les rapports de température suivants :

$$c = \frac{T_{2s}-T_1}{T_2-T_1}$$

(II.5)

$$t = \frac{T_3-T_4}{T_3-T_{4s}}$$

Les pertes de pression dues aux frottements dans les tubulures et les pertes de température dans la chambre de combustion dues aux imbrûlés, en supposant une combustion adiabatique, la première est donnée à 2% et la seconde est prise en compte en utilisant le rendement de combustion **[12]**

$P_3=0,98.P_2$ (II.6)

Les pertes mécaniques survenant dans la transmission entre la turbine et le compresseur sont dues aux frottements, et à l'entraînement des équipements auxiliaires tels que la pompe de lubrification. Ces pertes sont données égales à 1% de la puissance requise par le compresseur :

$$WC = \frac{c \int_{T1}^{T2} CP_c \, dT}{\square \, m} \quad \text{(II.7)}$$

Les valeurs de Cp(T) et de γ dépendent de la température de fluide de cycle. Pour les calculs de design, les valeurs suivantes donnent des résultats assez satisfaisants :

Air : $C_{p\,air}$ =1.005Kj/kg.k ; γ_{air} = 1.40 à T_{atm}=20°C

II.5.Cycle combine idéal

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont à une température relativement élevée (environ 550°c) .L'enthalpie sensible correspondante constitue une source de chaleur suffisante pour alimenter la chaudière d'un cycle de Rankine. Le cycle combiné qui en résulterait permet de valoriser les avantages de chacun des deux cycles.

Pour augmenter la puissance résultante. Un diagramme du cycle combiné est représenté dans la figure (II.5).

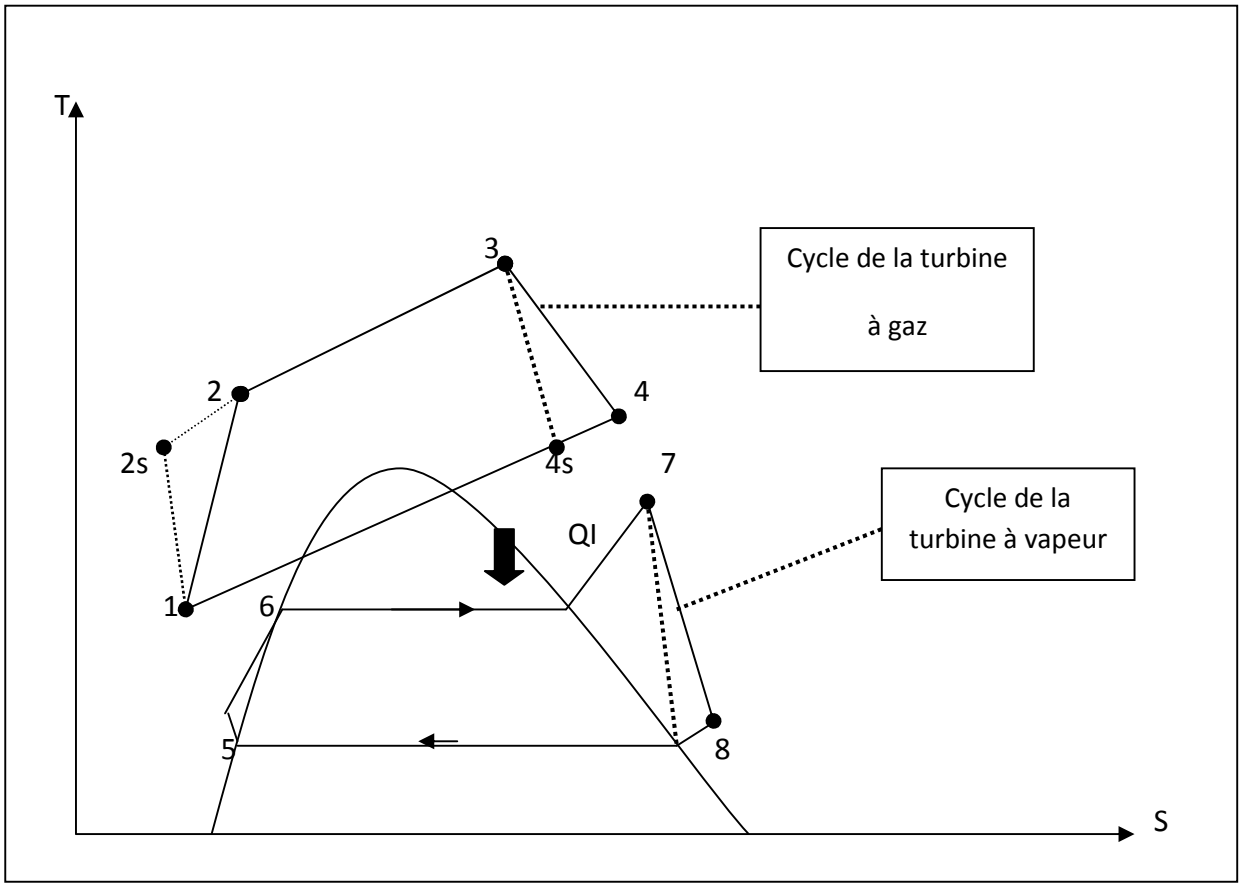


Figure II.5 : Diagramme T-S d'un cycle combiné [8]

II.6.point de conception

- Température moyenne de l'air ambiant, 21°C
- Humidité relative moyenne durant l'été, 79%
- L'altitude de lieu 0m (Pression atmosphérique moyenne 1,013 bar)

II.7.Calculs du cycle de la turbine à gaz

La turbine à gaz fonctionne selon un cycle Brayton Joule standard. Par hypothèse, l'air entre dans le compresseur à (1,013 bar et21°C). Les autres spécifications sont :

- Rendement isentropique de la turbine, $\eta_t = 0{,}98$
- Rendement de la transmission mécanique, $\eta_m = 1$
- La pression de sortie de la turbine est légèrement supérieure à la pression atmosphérique. ; elle sera prise égale à 1,18bars ;

Le coefficient d'excès d'air λ pour le point de conception :

$$\lambda = \frac{1}{R} = 3.78 \quad \text{(II.8)}$$

$$R = (\dot{m}_f / \dot{m}_a)ac / (\dot{m}_f / \dot{m}_a)st \quad \text{(II.9)}$$

$$\pi = (\tau_c \eta_t)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad \text{(II.10)}$$

Où π est le taux de compression optimal. En utilisant les valeurs des paramètres données plus haut et un coefficient polytropique.

γ=1,345, on obtient π=11,65. τ étant le rapport des températures extrêmes T_3/T_1 entre la température d'entrée de la turbine et la température d'admission au compresseur, η_c et η_t sont respectivement le rendement isentropique du compresseur et de la turbine.

Quand les effets de la température sur la chaleur spécifique sont pris en compte, on fixe tout. D'abord la température d'entrée de la turbine à 30° C

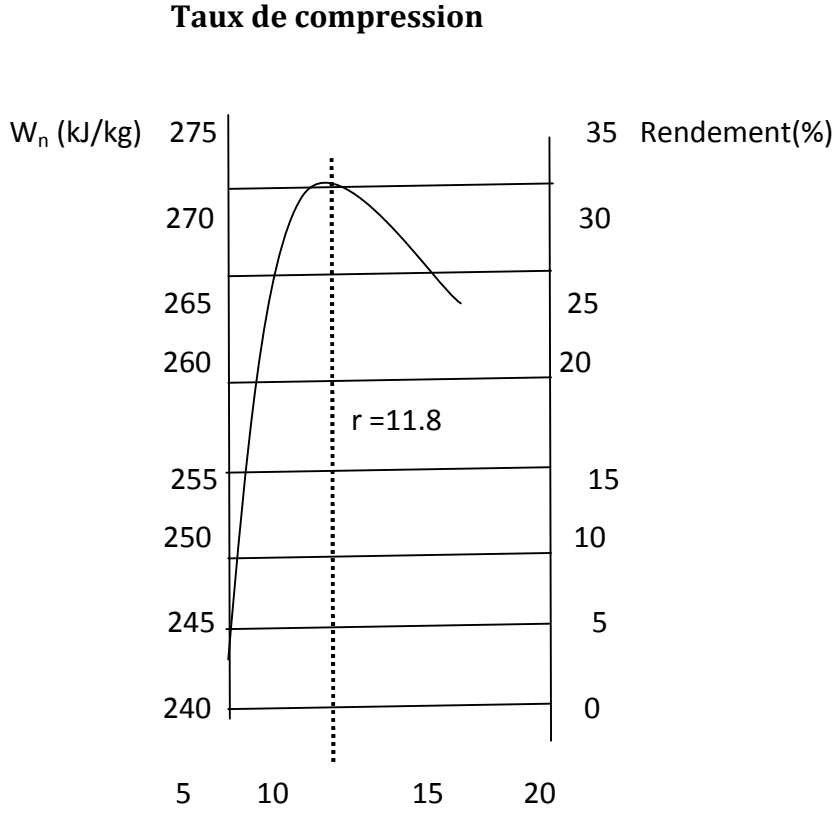


Figure II.6 : Travail spécifique et rendement en fonction du Taux de compression[8]

Le pouvoir calorifique pour le gaz naturel :

PCI=46595.3kj/kg

Les étapes de calcul sont présentées ci-après :

II.7.1 : Compression

En prenant l'air comme étant un mélange de 77.53% d'azote, de20, 43% d'oxygène, et 2 ,04% d'eau correspondant à une humidité de l'air de 79%

$$\gamma=\frac{CP_{mc}}{CP_{mc}-R} = 1.383 \quad \text{(II.11)}$$

Les températures isentropique et réelle sont égales à:

$$T_{2S} = T1\pi^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{(II.12)}$$

$$T2 = T1 + (T2S - T1) / c$$

II.7.2:turbine

Les valeurs moyennes de la chaleur spécifique à pression constante Cp_{mt} et du rapport des chaleurs spécifiques γ en assimilant les gaz circulant dans la turbine à de l'air.

$$\gamma =\frac{CP_{mt}}{CP_{mt}-R} = 1.34 \quad \text{(II.13)}$$

La pression à la sortie de la turbine est prise égale à 1.19 bar

$$T_{4s}=T_3\pi^{(1-\gamma)/\gamma}$$

(II.14)

$$T4 = T3 - (T3 - T4s)\, t$$

Le travail fourni par la turbine est donné par :

$$W_t = \frac{CP_{mt}(T_3-T_4)}{M_{air}}$$

(II.15)

II.7.3 : Energie fournie à la chambre de combustion

Cette énergie est évaluée en intégrant l'expression polynomiale de la chaleur spécifique à pression constante Cp_b entre T_2 et T_3.

$$Q_h = \frac{\int_{T_2}^{T_3} CP_b dt}{\eta_{th}}$$

(II.16)

Le rendement thermique de la turbine à gaz est donné par

$$\square_{th} = \frac{P}{\square_{GN} . PCI_{GN}}$$

(II.17)

II.7.4 : Composition du combustible

Le combustible utilisé, est le gaz naturel de Hassi Rmel, dont les caractéristiques principales sont groupées dans le tableau (II.1) **[13]**

Composant	Composition volumique	Composition massique
Méthane(CH_4)	0.8350	0.7073
Ethane(C_2H_6)	0.0690	0.1096
Propane(C_3H_8)	0.0210	0.0489
Butane(C_4H_{10})	0.0088	0.0270
Pentane(C_5H_{12})	0.0023	0.0088
Héxane(C_5H_{14})	0.0014	0.0064
Hélium(He)	0.0019	0.0004
Azote(N_2)	0.0585	0.0867
Dioxyde de carbone(Co_2)	0.0021	0.0049
Masse molaire apparente(M_{GN})	18.89 Kg/Kmol	
Pouvoir calorifique inférieur(PCI)	46595.3KJ/Kg	

Tableau II.1 : caractéristiques principales du GN de Hassi Rmel

II.7.5 : Composition des gaz d'échappement

La composition massique des différents constituants du combustible est présentée ci-dessous. Celle des gaz d'échappement entrant dans le récupérateur de chaleur HRSG est la suivante **[8]**

N_2 :75,1%

O_2 :15,4%

CO_2 :4,8%

H_2O :4,7%

Température sortie turbine : 546 °C

Débit massique du gaz d'échappement : 129.5 kg/s

II.8.Débite de vapeur produite

Le débit de vapeur produite se calcule par un bilan d'énergie récupérateur :

$$\dot{m}_{vs}\,(h_4-h_1)=\dot{m}_{eg}\int_{TGO}^{T\,GI} Cp_{eg}(T)\,dT \qquad \text{(II.18)}$$

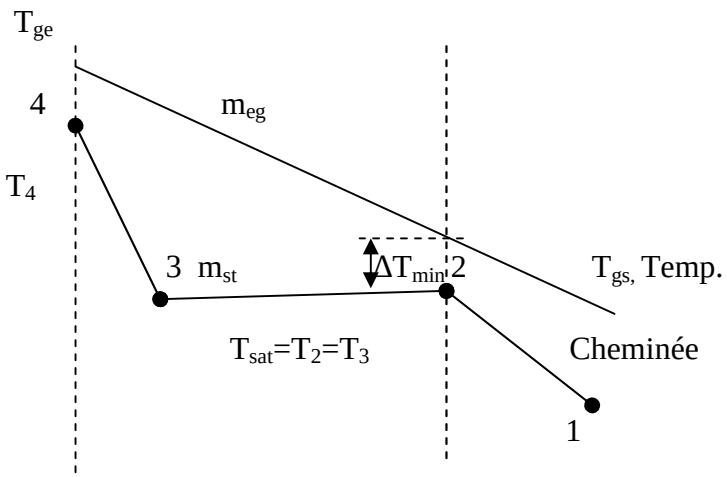


Figure II.7 : Bilan énergétique d'un récupérateur de chaleur[14]

D'où l'on tire le débit de vapeur :

$$\dot{m}_{vs} = \frac{m_{eg} \int_{T_{gs}}^{T_{ge}} C\,P_{eg}\,dT}{(h4-h1)} \qquad (II.19)$$

Cp_{eg} : chaleur spécifique des gaz d'échappement, calculée en utilisant la règle des mélanges [kJ/kg].

$$Cp_{eg}=\sum xiCpi=A_m+B_mT+C_mT^2+D_mT^3 \qquad (II.20)$$

$Cp_i=A_i+B_iT+C_iT^2+D_iT^3$

X_i : Fraction molaire du composant i**[8]**

A_m, B_m, Cm, et D_m sont les paramètres de la chaleur spécifique du mélange. Ils sont calculés en mélangeant les coefficients de chacun des composants du mélange.

$$A_m=\sum_i X_i\,A_i$$

$$B_m=\sum_i X_iB_i \qquad (II.21)$$

$$C_m=\sum_i X_i\,C_i$$

$$D_m=\sum_i X_i\,D_i$$

A_i, B_i, C_i, D_i sont les paramètres de l'équation de la chaleur spécifique.

T_{GO} : Température des gaz d'échappement à l'entrée de l'économiseur ; elle est égale à la température de saturation plus la température de pincement ΔT.

h_4 :L'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la surchauffeur [kJ/kg]

h_2 : L'enthalpie spécifique de l'eau à l'état de liquide saturé [kJ/kg]

La première étape consiste à supposer la température de sortie des fumées de cheminée, qui est généralement prise supérieure ou égale à180°C pour éviter une condensation qui serait génératrice de corrosion sur les parois du récupérateur.

L'énergie maximale qui pourrait être récupéré se calcule comme suit :

$$Q_{max}=\dot{m}_{vs}\,(h_4-h_1) \qquad (II.22)$$

Avec :

h_4 : Enthalpie de la vapeur surchauffée [kJ/kg]

h_3 : Enthalpie spécifique de l'eau d'alimentation du récupérateur [kJ/kg]

On commence par supposer la température des gaz d'échappement ; puis, en utilisant l'équation (II.13) on calcule le débit de vapeur surchauffée. Une fois cette valeur obtenue, on vérifie le point de pincement ; la différence de température en ce point doit être comprise dans un intervalle compris entre 10°C et25°C. Cette vérification se fait en appliquant l'équation suivante :

$$\dot{m}_{eg} \int_{Tgs}^{T\,ge} Cp_{eg}\, dT = \dot{m}_{vs}\,(h_4-h_2) \qquad \text{(II.23)}$$

La solution de cette équation donne la température des gaz T'gs. Pour la température de pincement, on écrit :

$$\Delta T = T'_{gs}+T_{sat} \qquad \text{(II.24)}$$

T_{sat} : Température de saturation à la pression de la vapeur surchauffée.

II.9.Le récupérateur de chaleur, générateur de vapeur(HRSG)

Les éléments d'une centrale thermique à vapeur sont sa chaudière, sa turbine, son condenseur et éventuellement son ou ses régénérateurs. Dans un cycle combiné, la chaudière est appelée récupérateur-générateur de vapeur, HRSG. Ce récupérateur-générateur est en général sans foyer, mais il peut être équipé de brûleurs destinés à augmenter sa capacité de production de vapeur pour le fluide de cycle et/ou les utilités. Son intérêt est de produire de la puissance mécanique supplémentant celle de la turbine à gaz, sans consommer de combustible additionnel. L'objectif principal ainsi obtenu est l'augmentation du rendement en contre partie d'un investissement additionnel. Ses deux autres avantages sont sa meilleure adaptation aux régions arides sans grandes ressources en eau, et sa moindre vulnérabilité aux chutes de puissances induites par les variations de la température ambiante. Le récupérateur peut être installé en position horizontale ou verticale ; verticalement, il nécessiterait moins d'espace et produirait des vitesses d'écoulement plus élevées qui favoriseraient un meilleur coefficient d'échange côté gaz. Horizontalement, l'appareil ne nécessiterait pas de plateforme en hauteur et serait aussi de maintenance plus aisée. La disposition horizontale est la plus couramment utilisée.

Le récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur à contre courant ; les gaz chauds traversent successivement la surchauffeur, l'évaporateur et l'économiseur, positionnés de la sorte pour maximiser la récupération de la chaleur en augmentant son efficacité, et fournir le débit de vapeur à la température et la pression voulues**.**

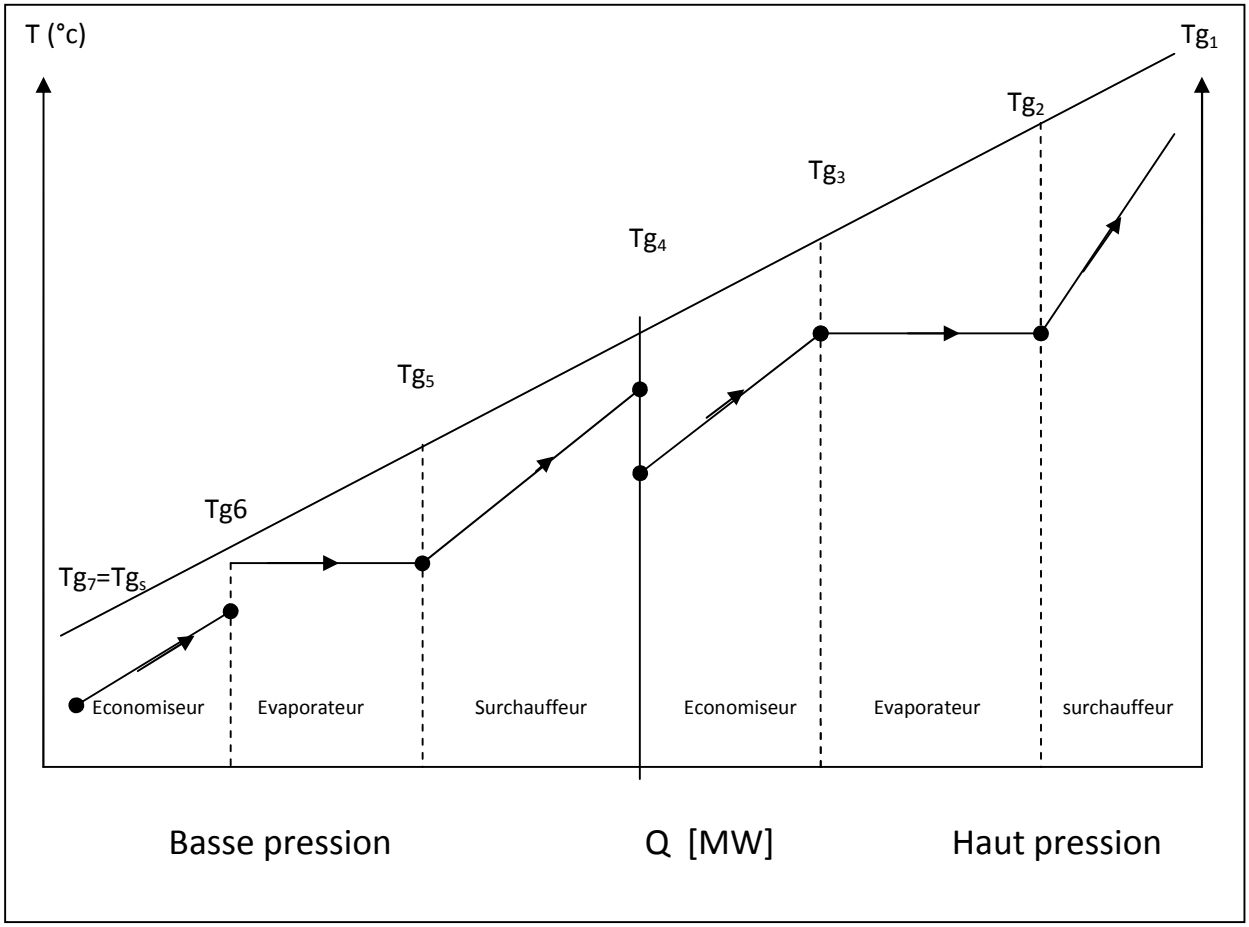


Figure II.8 : Bilan énergétique du récupérateur de chaleur générateur de vapeur à deux niveaux de pression

II.10.Simulation du récupérateur de chaleur

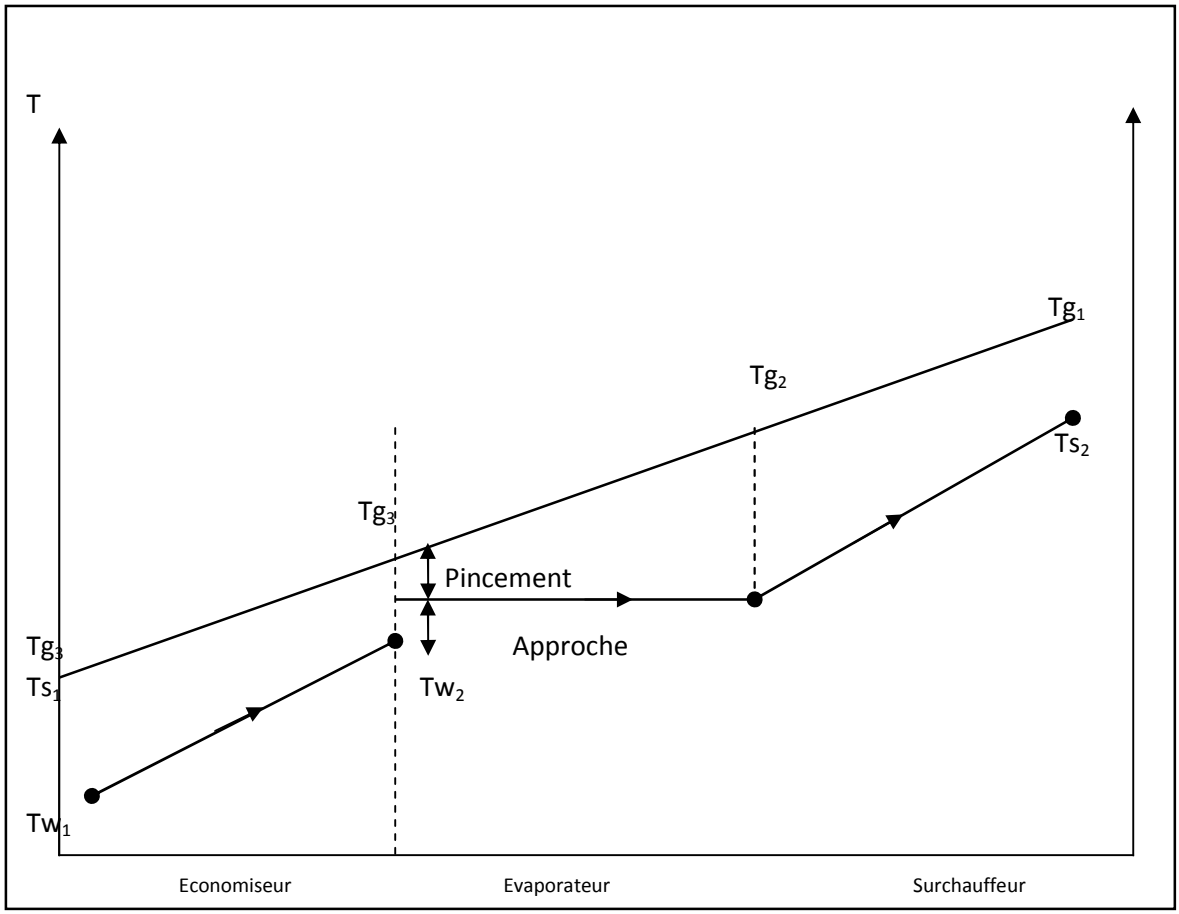


Figure II.9. Bilan d'énergie du récupérateur de chaleur à basse pression

II.10.1. surchauffeur

On pose la température d'entrée de la turbine à vapeurT_{S2}

La chaleur transférée [12]

$$Q_t = \varepsilon\, C\, min(T_{g1} - T_{g2})$$

(II.25)

Pour la surchauffeur contre-courant, L'efficacité est déterminée à partir de la relation efficacité/NTU.

$$\varepsilon = \frac{1-\exp[-NTU(1-C_r)]}{1-cr\exp[-NTU(1-C_r)]} \qquad \text{(II.26)}$$

Le nombre d'unité de transfert NTU :

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (II.27)$$

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \quad (II.28)$$

$$C_{max} = \max (\dot{C}_{vap}, \dot{C}_{gaz}) \quad (II.29)$$

$$C_{min} = \min (\dot{C}_{vap}, \dot{C}_{gaz}) \quad (II.30)$$

Le rapport de la capacité des deux fluides :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (II.31)$$

La capacité calorifique de la vapeur est donnée par :

$$Cp_{vap} = \frac{Q_{abs}}{\dot{m}\,(T_{s2} - T_{s1})} \quad (II.32)$$

Où

T_{S1} étant la température de saturation à la sortie de l'évaporateur à la pression de saturation P_{in} et

Q_{abs} C'est la chaleur absorbée par la vapeur

$$Q_{abs} = \dot{m}_s\,(h_{s2} - h_{s1}) \quad (II.33)$$

h_{s1} C'est l'enthalpie de la vapeur à la température T_{s1}

La capacité calorifique du gaz d'échappement est calculée par :

$$Cp_{gaz} = \frac{Q_{abs}}{0.98\,\dot{m}_g\,(T_{g1} - T_{g2})}$$

$$\dot{C}_{vap} = \dot{m}_v \,.Cp_{vap} \quad (II.34)$$

$$\dot{C}_{gaz} = \dot{m}_g \,.Cp_{gaz}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{\varphi}_t}{\dot{\varphi}_{max}} \quad (II.35)$$

$$\dot{Q}t = \dot{Q}_{max} = \varepsilon\, \dot{C}_{min}(T_{g1} - T_{s1}) \quad (II.36)$$

On vérifie si

$\left|\frac{Q_{ab}-Qt}{Q_a}\right| \leq 0.01$ (II.37)

Si oui donc T_{s2} est juste, sinon on suppose une nouvelle valeur de T_{s2}

$\acute{Q}_1 = \acute{Q}$t

II.10.2. Evaporateur

$l_n(\frac{T_{g2}-T_{s1}}{T_{g3}-T_{s1}})$=K $\dot{m}_g^{0.4}$ (II.38)

Où K étant constant est calculé au point de conception par [14]

$K = \dot{m}_g^{0.4}\, l_n\,(\frac{T_{gd3}-T_{sd1}}{T_{gd2}-T_{sd1}})$ (II.39)

La température T_{g3} est calculée à partir de l'équation

$\acute{Q}_2$=0.98 $\dot{m}_g\ Cp_g\ (T_{g2} - T_{g3})$ (II.40)

II.10.3. Economiseur

On suppose la température Tw_2

On tire hw_2 à partir du tableau, l'eau comprimée

$hw_2 = f(Tw_2 p)$ (II.41)

La chaleur absorbée par l'eau à l'économiseur

$Q_{abs} = (h_{w1} - h_{w2})$ (II.42)

La chaleur absorbée peut être aussi donnée par :

$Q_{abs} = {}_gCp_g(0.98)\ (T_{g3} - T_{g4})$ (II.43)

Alors

$T_{g4} = T_{g3} - \frac{Q_{abs}}{gaz\ Cp_{gaz}(0.98)}$ (II.44)

La chaleur transférée est donnée par

$QT = (UA)\Delta TLM$ (II.45)

$$\Delta TLM = \frac{(T_{g3}-T_{w2})(T_{g4}-T_{W1})}{\ln\frac{T_{g3}-T_{w2}}{T_{g4}-T_{w1}}} \quad \text{(II.46)}$$

$$UA = UA_{eco.ref}\left(\frac{g}{g,ref}\right)^{0.65} \quad \text{(II.47)}$$

Finalement on compare [14]

$$\left|\frac{Q_{abs}-Qt}{Q_{abs}}\right| \leq 0.01 \quad \text{(II.48)}$$

Sinon une nouvelle valeur deT_{w2}

Si oui T_{w2} alors

$$Q_3 = Q_t$$

On calcule

$$_{calculé} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{\Delta H_S} \quad \text{(II.49)}$$

La chaleur totale absorbée à l'eau [14]

$$\Delta H_S = (h_{s2} - h_{w2}) + (h_f - h_{w2}) + (h_{w2} - h_{w1}) \quad \text{(II.50)}$$

$$\left|\frac{_{supposé}-_{calculé}}{_{supposé}}\right| \leq 0.01 \quad \text{(II.51)}$$

Alors $_{supposé}$ est juste, sinon on suppose une nouvelle valeur de $_S$.

II.11.Choix des pressions

II.11.1.haute pression (HP)

Il est bien connu que le rendement d'un cycle à vapeur augmente avec la pression ; il serait donc tout à fait logique, du seul point de vue des performances du cycle à vapeur, de choisir la pression la plus élevée possible. D'une valeur élevée pour la pression doit être accompagnée de la possibilité de disposer d'un potentiel suffisant pour le choix d'une température suffisamment élevée afin d'optimiser les caractéristiques de la vapeur à l'entrée de la turbine.

II.11.2.basse pression (BP)

Selon des études, il est inutile du point de vue rendement d'utiliser pour le circuit BP des pressions supérieures à 2MPa.

II.12.Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération à deux niveaux de pression

- La composition des gaz d'échappement de la sortie de turbine à gaz 546°C
- Le pincement$\Delta T_{pin.}$ =28°C
- L'approche ΔT_{ap}= 8°C
- La température de condensation de la vapeur T_c =62°C
- Le rendement isentropique de la turbine η_s =0.83 pour la turbine à haute pression et de 0.86 pour la basse pression

II.13. Procédure de calcul

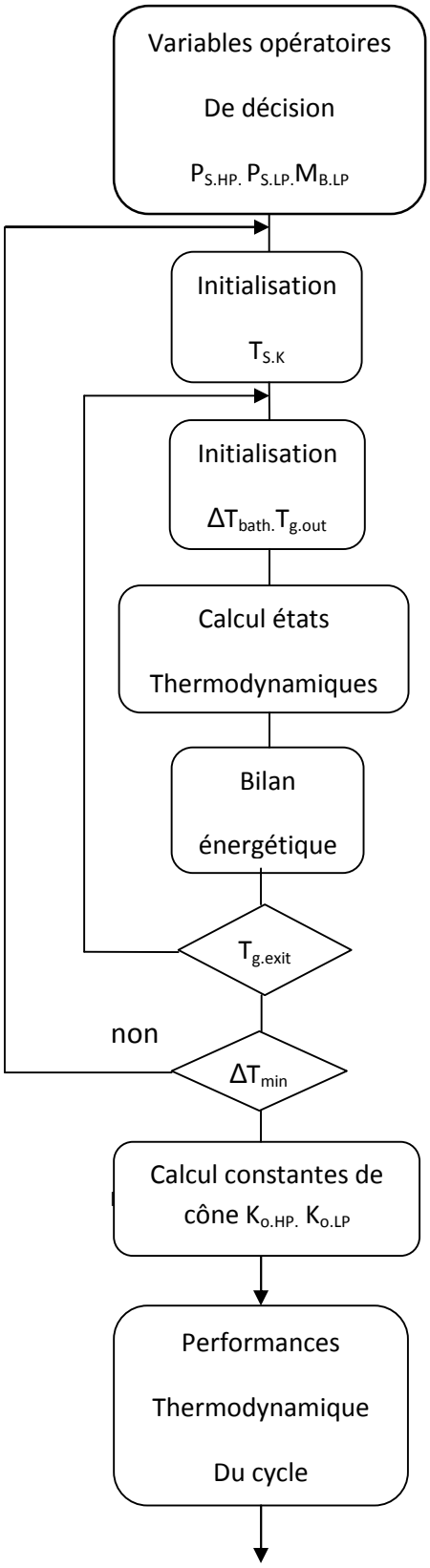


Figure. II.10: calcul des performances du cycle à vapeur [15]

Chapitre III

Résultats et discussions

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, les résultats obtenus par programmation informatique sous MatLab sont discutés et interprétés. Les données météorologiques telles que la température ambiante, l'humidité relatives et la vitesse du vent pour le site considéré pour(Médéa) le 17 juin , sont obtenues par le logiciel Meteonorm.

Notre simulation repose sur l'étude de conception et l'analyse des performances d'une centrale énergétique à cycle combiné. Les paramètres concernés sont la puissance électrique produite par la Turbine à gaz, la turbine à vapeur, la puissance totale produite par le cycle combiné, et la puissance nette produite, la quantité du combustible, la quantité du gaz polluant (co_2), le rendement de la turbine à gaz et le rendement du cycle combiné pour ce jour.

Les résultats obtenus, basés sur le modèle mathématique discuté auparavant, décrivent le comportement des paramètres de l'installation du cycle combiné étudié.

III.2.Conditions du point de conception

-Température ambiante 29.8 (°C)

-La pression atmosphérique 1.013 (KPa)

-Le débit volumétrique de l'air 1617.4 (m^3/s)

-La puissance du ventilateur 414.173 (kW)

-Débit massique de la vapeur 18.43 (Kg/s)

-Température de saturation 62.13 (°C)

-La chaleur dissipée (dégagée) 40988.1 kW

- Température de sortie de l'air 51.6 (°C)

- Degré de sous refroidissement 0.5 (°C)

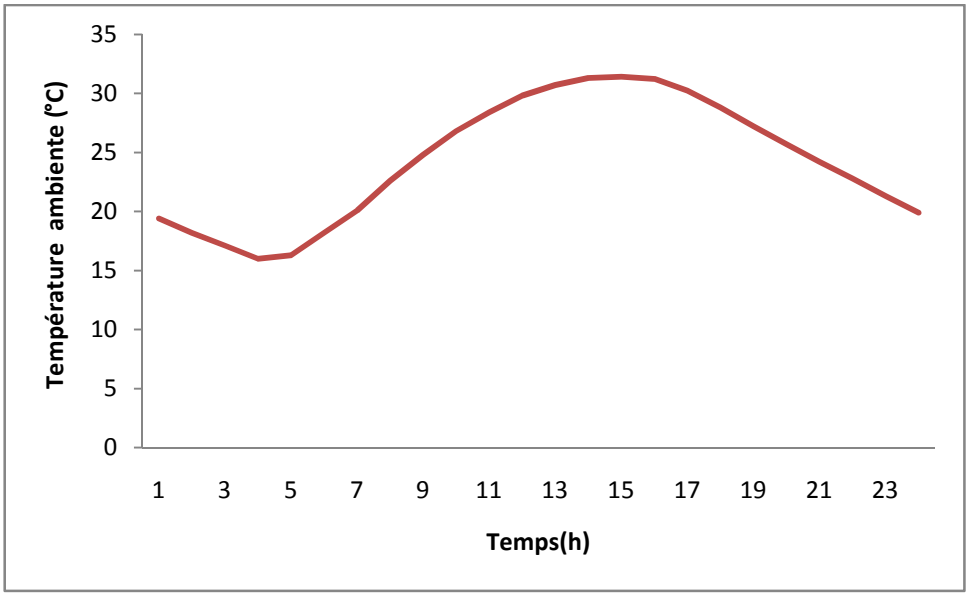


Figure III.1 : Variation de la température en fonction du temps

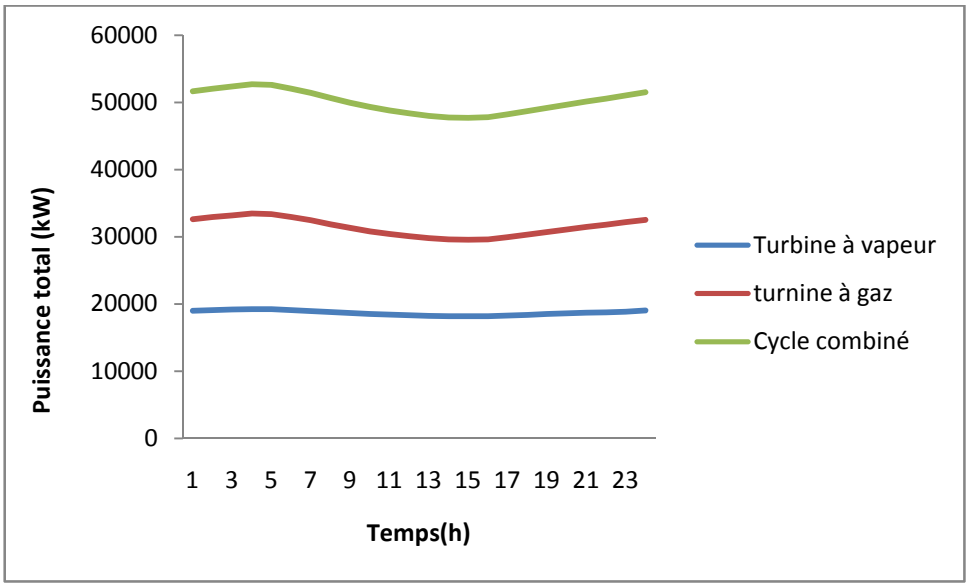


Figure III.2 : Variation de la puissance totale en fonction du temps

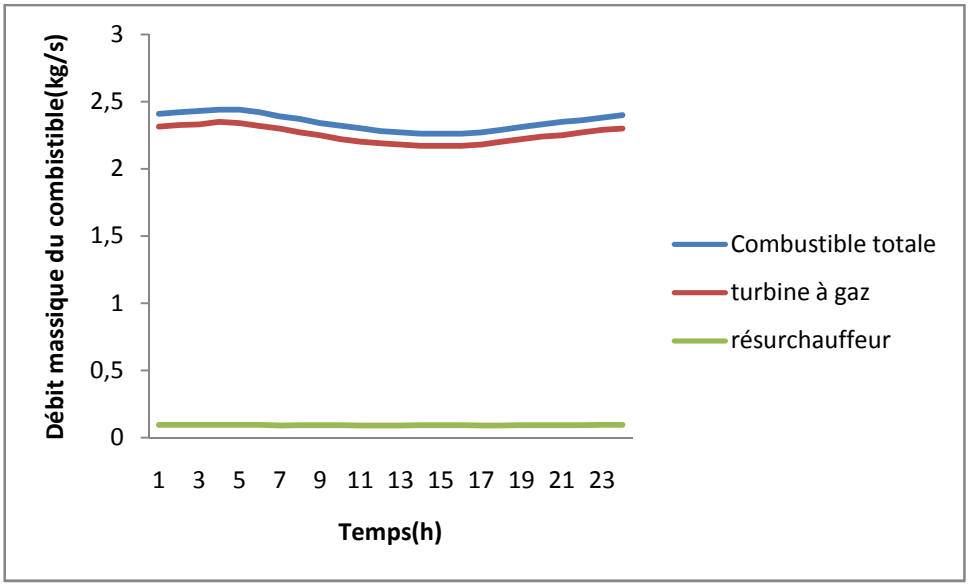


Figure III.3 : Variation du débit massique du combustible en fonction du temps

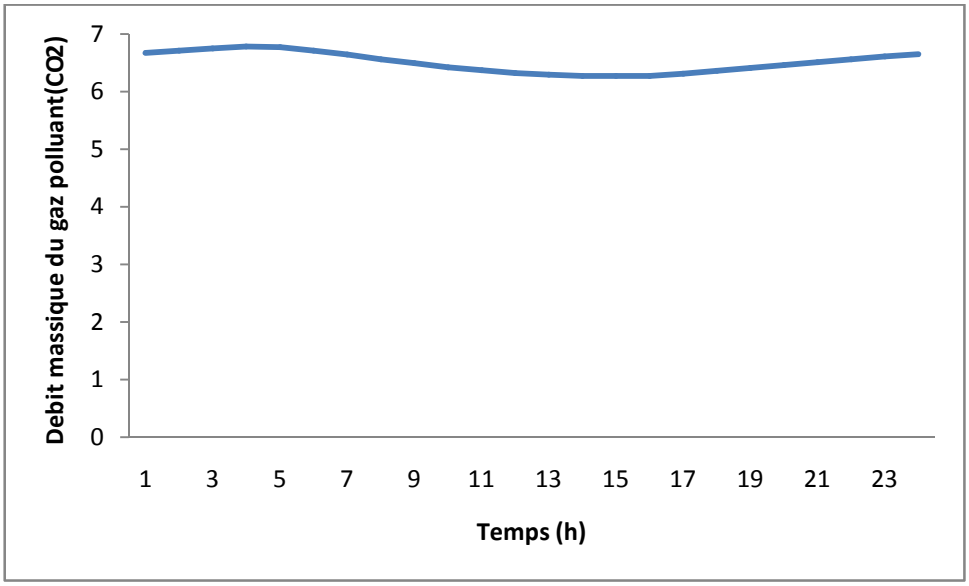


Figure III.4 : Variation du débit massique du gaz polluant CO2 en fonction du temps

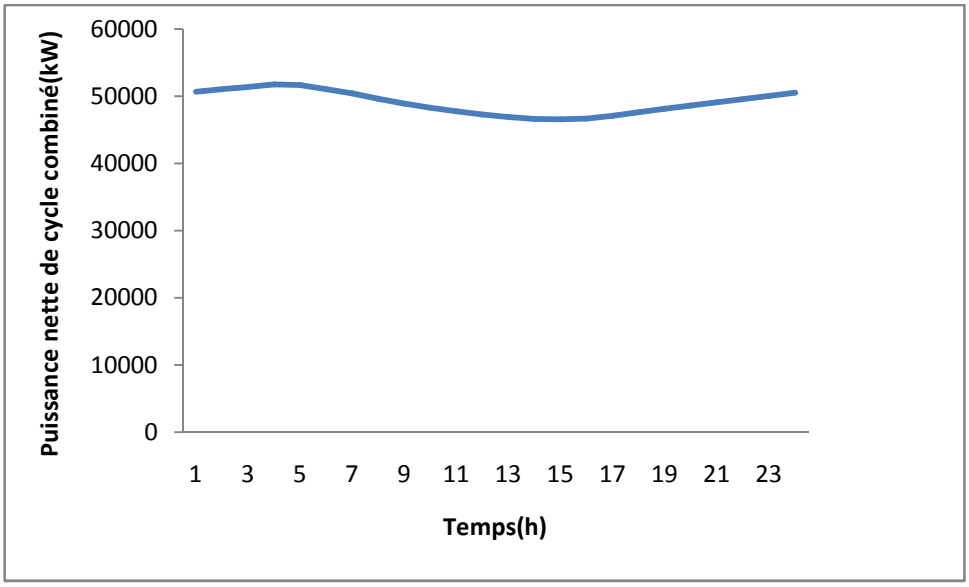


Figure III.5 : Variation de la puissance nette du cycle combiné en fonction du temps

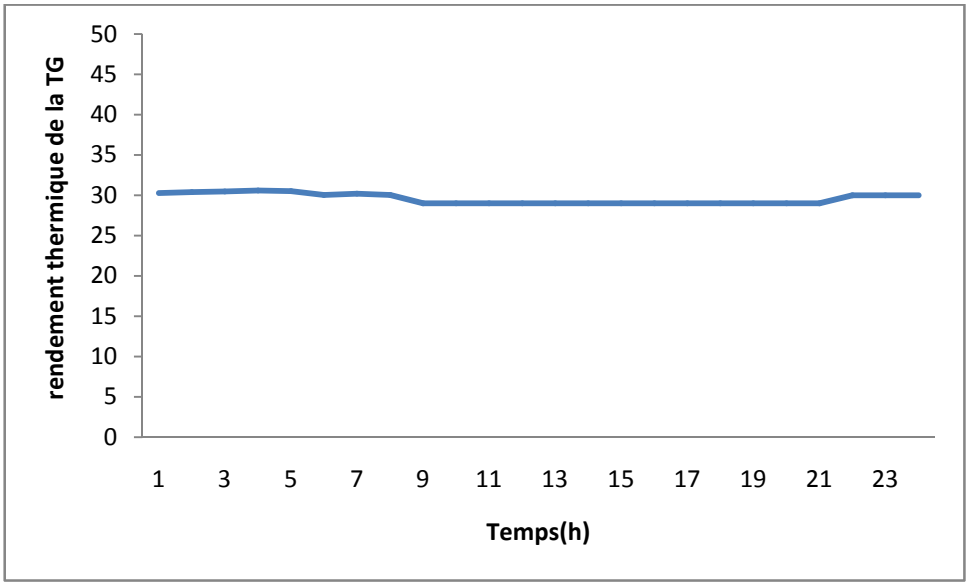


Figure III. 6 : Variation du rendement thermique de la turbine à gaz en fonction du temps

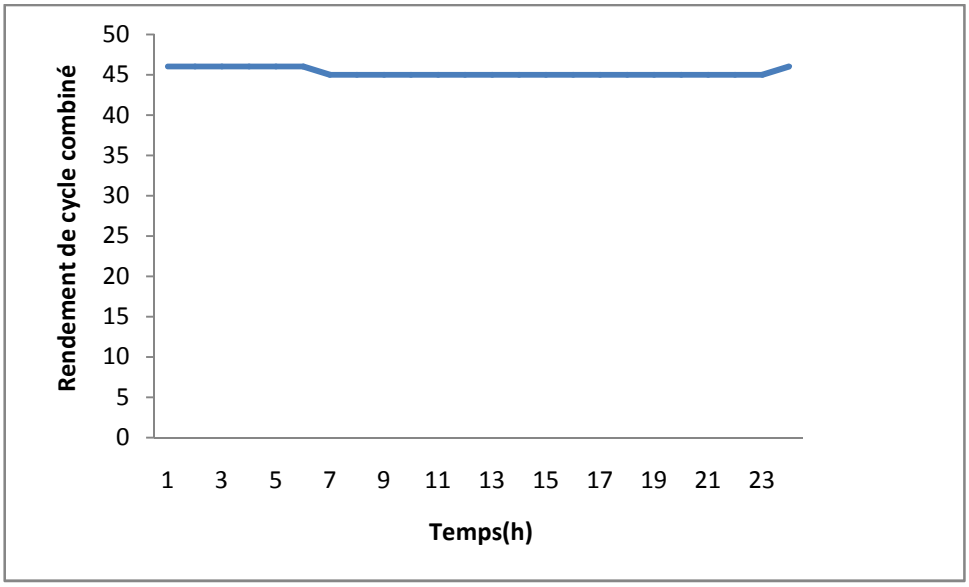


Figure III.7 : Variation du rendement du cycle combiné en fonction du temps

III.3. Discussion

Fig. (III-1) représente la température ambiante pour le 17 juin et pour le site de Médéa, obtenue par le logiciel Meteonorm.

Fig. (III-2), représente la variation de la puissance produite par la turbine à gaz, la turbine à vapeur, le cycle combiné en fonction de l'heure de la journée. On remarque que la puissance produite augmente avec la diminution de la température ambiante. Puisque la masse volumique de l'air augmente en fonction de la diminution de la température ; ce qui oblige le compresseur à consommer une puissance inférieure. L'énergie totale produite pour ce jour est de 1230 MWh.

Fig. (III-3), représente la variation de débit massique du combustible (gaz naturel), de la turbine à gaz et le resurchauffeur en fonction de l'heure de la journée. On remarque quand la température ambiante augmente le débit massique diminue, ce qui oblige le compresseur à consommer une puissance supérieure. La quantité totale du gaz pour ce jour et de 202. 6 tonnes.

Fig. (III-4), représente la variation de débit massique du gaz polluant CO2 en fonction de l'heure de la journée. On remarque que quand la température ambiante augmente le débit massique du gaz polluant co_2 diminue. La quantité des émissions de CO_2 totale produite pour ce jour est de 562.16 tonnes. On parle ici du CO_2 puisque ce gaz c'est le plus dangereux pour l'environnement.

Fig. (III-5), représente la puissance nette qui est la différence entre la puissance totale produite par les deux turbines (la turbine à gaz et la turbine à vapeur) et la consommation interne du condenseur à air, des pompes utilisées ainsi que d'autres usages de l'usine. Cette puissance est représentée sur la figure (IV-5) à une valeur de 1177 MWh, c'est-à-dire la consommation énergétique pour ce jour de 52.95 MWh.

Fig. (III-6), représente la variation du rendement thermique de turbine à gaz en fonction de l'heure de la journée, on remarque que le rendement à turbine est presque constant et a une valeur de 30% durant toute la journée.

Fig. (III-7) représente la variation du rendement thermique de cycle combiné en fonction de l'heure de la journée ; on remarque que le rendement est presque constant autour de 45%.

Conclusion générale:

Basés sur les principes de la thermodynamique, du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides, des calculs détaillés ont été effectués pour déterminer tous les critères de performance de l'installation à cycle combiné.

Afin de réaliser l'étude en étudiant l'influence de quelques paramètres, tels que la température ambiante, l'humidité relative à la production de la centrale et le rendement de l'installation, dans ce but nous avons développé un programme informatique sous MATLAB pour faire les calculs nécessaires.

Les résultats de simulation qui reposent sur des données climatiques montrent:

- une augmentation linéaire de la puissance de la centrale avec la diminution de la température ambiante et vice-versa.
- chaque fois que la valeur de pincement augmente la puissance de la turbine à vapeur diminue.
- la puissance du cycle combiné et de la turbine à gaz diminue avec l'altitude du site de la centrale.

Enfin, nous espérons que ce travail sera poursuivi par une étude économique en analysant le coût de production et les dépenses.

BIBLIOGRAPHIES

[1] HASSANI**,** S., Etude de schéma d'un procédé de liquéfaction de gaz naturel utilisant une turbine à gaz, mémoire d'ingéniorat, institut de mécanique ,Université de Blida, , 2001.

[2] HERZALLAH, A., Etude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS5002, mémoire d'ingéniorat, Université de Boumerdes ,2006.

[3] BELKAMSA, S., ABDESSELAM, S., Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz », mémoire d'ingéniorat, Université Ouargla, 2008.

[4] BENIDIR ABEDLAALI mémoire calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité ,2013.

[5] BENDJEDIDI, S., Pompe centrifuge, Rapport de stage, Université de Batna, 2012.

[6] BEN AMOR, Y., REZIG, T., Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné, mémoire d'ingéniorat, Université Mohamed Khider –Biskra, 2010.

[7] BENNARA, I., Etude et calcul de vérification d'un turbo-alternateur, mémoire d'ingéniorat Université M'hamed Bouguara Boumerdes, 2009.

[8] MEGHARBI, W. F. 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 », thèse d'ingéniorat, Ecole Nationale Polytechnique. Alger, 2006.

[9] Turbine à gaz à cycle combiné, URL: Www. Wikipédia.com

[10]Van Rooyn,I.A. performance Trends of an Air-cooled steam condenser under windy condions,Master thesis,stctteubosch university.USA,2007

[11] Thermodynamique appliquée **;** Van Wylen et Sonnetag 2^{ndf} édition

[12] BOUZID, K., Gas turbine option with cogeneration to feed the steam required for unit 40-GL1/K, Final project for gas specialized engineers, IAP-Sonatrach, 2002

[13] NEGRECHE, B., Repowering d'une centrale thermique de 176MW avec une turbine à gaz, mémoire d'ingéniorat, Ecole National Polytechnique, Alger, 1997

[14] Ganapathy, V**.,** Industrial Boilers and Heat Recovery steam Generators: Design, Application, and calculation, Mercel Dekker,Inc, New York, Basel, 2003.

[15]EL Hadj Malick Kane, Intégration et optimisation thermo économique & environomique de centrales thermiques solaire hybrides, mémoire de doctorat, EPFL, Suisse ,2002.

ANNEXE

Paramètres de Résulta de simulation

1- La puissance de la turbine à gaz (kW).

2- La puissance produite par la turbine à vapeur (kW).

3- La puissance du cycle combiné (kW).

4- Le débit massique du combustible total (Kg/s)

5- Le débit massique de la turbine à gaz (kg/s).

6- Le débit massique du resurchauffeur (Kg/s).

7- Le débit massique du co_2 (Kg/s).

8- La consommation interne de la centrale (KW).

9- L'énergie thermique fournée (kW).

10- La puissance nette du cycle combiné (kW).

11- Le rendement thermique de la turbine à gaz (%).

12- Le rendement du cycle combiné (%).

Tableau : Données et résultats de la simulation

m	j	h	T	▫	(1) TG	(2) TV	(3) CC	(4) ṁ	(5) ṁ TG	(6) ṁ RES	(7) ṁ CO2	(8) CI	(9) ET	(10) PN	(11) η TG	(12) η CC
6	17	1	19,4	59	32633,5	19018,8	51652,3	2,40765	2,31282	0,0948208	6,67182	1001,36	112185	50650,9	0,302816	0,460421
6	17	2	18,2	62	32930,6	19093,9	52024,5	2,42151	2,32632	0,095186	6,71023	993,47	112831	51031	0,3038	0,461083
6	17	3	17,1	67	33203,1	19166,9	52370	2,43	2,33	0,095	6,7453	987,18	113421	51382,8	0,3047	0,46
6	17	4	16	72	33475,5	19239	52714,6	2,44	2,35	0,095	6,78	981,32	114007	51733,3	0,3056	0,46
6	17	5	16,3	71	33401,3	19220,1	52621,4	2,44	2,34	0,095	6,77	982,94	113847	51638,4	0,305	0,46
6	17	6	18,2	62	32930,6	19093,9	52024,5	2,42	2,32	0,095	6,71	993,47	112831	51031	0,3001	0,46
6	17	7	20,1	55	32460	18969,5	51429,4	2,39	2,3	0,09	6,64	1005,81	111805	50423,6	0,302	0,45
6	17	8	22,6	47	31840,8	18805,4	50646,1	2,37	2,27	0,093	6,56	1025,11	110439	49621	0,3001	0,45
6	17	9	24,8	41	31295,9	18660,8	49956,7	2,34	2,25	0,093	6,49	1045,8	109222	48910,9	0,29	0,45
6	17	10	26,8	36	30800,5	18528,3	49328,8	2,32	2,22	0,092	6,42	1068,37	108103	48260,4	0,29	0,45
6	17	11	28,4	32	30404,2	18420,4	48824,6	2,3	2,2	0,091	6,37	1089,6	107198	47735	0,29	0,45
6	17	12	29,8	29	30057,5	18326,5	48383,9	2,28	2,19	0,091	6,32	1111,24	106401	47272,7	0,29	0,45
6	17	13	30,7	27	29771,4	18243,4	84014,8	2,27	2,18	0,091	6,29	1125,5	105875	46889,3	0,29	0,45
6	17	14	31,3	25	29568,6	18180,7	47749,2	2,26	2,17	0,092	6,27	1135,29	105520	46613,9	0,29	0,45
6	17	15	31,4	25	29534,8	18171,6	47706,5	2,26	2,17	0,092	6,27	1137,13	105461	46569,3	0,29	0,45
6	17	16	31,2	25	29602,3	18189,7	47792	2,26	2,17	0,092	6,27	1133,47	105579	46658,6	0,29	0,45
6	17	17	30,2	27	29940,2	18288,5	48228,6	2,27	2,18	0,91	6,31	1117,17	106168	47111,5	0,29	0,45
6	17	18	28,8	29	30304,9	18385,4	48690,3	2,29	2,2	0,091	6,36	1094,7	106969	47595,6	0,29	0,45
6	17	19	27,2	33	30701,2	18494,4	49195,6	2,31	2,22	0,092	6,41	1072,73	107876	48122,9	0,29	0,45
6	17	20	25,7	36	31072,7	18592,5	49665,2	2,33	2,24	0,092	6,46	1054,64	108718	48610,5	0,29	0,45
6	17	21	24,2	39	31444,2	18689,6	50133,7	2,35	2,25	0,093	6,51	1038,79	109553	49094,9	0,29	0,45
6	17	22	22,8	41	31790,8	18777,2	50568	2,36	2,27	0,093	6,56	1025,48	110325	49542,5	0,3	0,45
6	17	23	21,3	44	32162,2	18873	51035,1	2,38	2,29	0,094	6,61	1012,99	1111,47	50022,2	0,3	0,45
6	17	24	19,9	74	32510,9	19025,6	51536,5	2,4	2,3	0,094	6,65	1008,28	111924	50528,2	0,3	0,46