

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -
ⵓⵏⵓⵎⵉⵔ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵏⵏⵓⵏⵏⵓ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵏⵏⵓⵏⵏⵓ ⵏ ⵉⵏⵙⵉⵎⵏⵏⵓⵏⵏⵓ



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة أكلي محمد أولحاج
- البويرة -

FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES APPLIQUEE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master en **Génie Mécanique**
Option : **Énergétique**

Thème :

Étude énergétique d'une centrale électrique d'un cycle combiné

Présenté par :

AIT IBRAHIM Amira et BOUGHARBI Idriss

Évalue le /06/2022

Par le jury composé :

Président : M^r. laouari.a MAA Université Bouira

Encadreur : M^r. MESSAI.T MAA Université Bouira

Examineurs :
M^r bensalem.ch MAB Université Bouira

Remerciements

Je tiens à remercier tout d'abord le bon Dieu qui m'a guidé vers le bon chemin et qui m'a donné le courage et la force de continuer ce travail.

J'exprime mon profond remerciement à mon encadreur **Mr. MESSAI TAREK**, pour sa disponibilité, sa gentillesse et j'ai le grand plaisir de travailler sous sa direction et profiter de ses enseignements et ses conseils judicieux et pertinents.

Et surtout Votre confiance qui nous a permis d'exprimer notre compétence durant ce travail

On voudrait également exprimer nos vifs remerciements aux membres de jury pour avoir accepté d'évaluer notre travail et pour le temps et les orientations accordées.

J'adresse mes profondes gratitudeux aux enseignants et responsables du département de génie mécanique sans exception,

On voudrait aussi exprimer notre profonde gratitude à nos familles pour leur soutien moral et Leur encouragement prodigué pendant tous ces années d'études.

Notre reconnaissance va également à tous nos amis.

En fin, j'exprime mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire :

À ma très chère mère

À mon cher père

A mes frères : djaafer, mohamed lamine, abd el-rahmane

Et à toute ma famille

Pour conclure, je le dédie à:

Tous les amis et tous les enseignants du département génie mécanique.

AMIRA

Dédicaces

Je dédie ce projet :

A ma chère mère // A mon cher père

*Qui n'ont jamais cessé, de formuler des prières à mon égard, de me soutenir
Et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs.*

A mon frère, ELYESS

A mes sœurs, CHIAMA & BELKISS

Pour ses soutiens moraux et leurs patiences infinies tout au long de mes études.

A mon cher grand-père

Qui je souhaite une bonne santé.

A ma chère binôme , AIT IBRAHIM AMIRA

Pour son entente et sa sympathie.

A mes moments difficiles

Qu' ma donner patiences infinies pour réussir.

A moi-même

Qui m'a aidé et supporté dans les moments difficiles.

A mes chères ami(e)s, oussama , youcef , riyadh , zinou ,.....

*Pour nos souvenirs et les beaux moments qui nous vécûmes ensemble n'oublie
jamais.*

A toute ma famille,

A tous mes autres ami(e)s

A tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment.

IDRISS BOUGHERBI

Résumé

La demande d'énergie continue de croître, et les ressources deviennent de plus en plus chères, il est donc nécessaire d'améliorer les performances des installations thermiques des turbines à gaz et à vapeur afin d'améliorer les performances du cycle combiné. Ce travail consiste d'abord à réaliser une analyse thermodynamique des turbines à gaz et à vapeur, puis du cycle combiné, le but de ce travail est de permettre l'étude des performances et des paramètres qui affectent le rendement d'une centrale thermique à cycle combiné en utilisant le programme de simulation Cycle pad. Pour cela, nous avons traité et amélioré les cycles gaz et vapeur en montrant comment les utiliser simultanément pour créer un cycle combiné, le résultat montre que le taux de compression optimal est environ de 17 pour turbine à gaz, d'une manière générale la température d'entrée de compresseur influence inversement proportionnel sur le rendement de turbine à gaz et cycle combiné

Mots clés : turbines à gaz, turbines à vapeur, centrale thermique, cycle combiné.

Abstract

This work consists first of conducting a thermodynamic analysis of gas and steam turbines and then of the combined cycle. Energy demand continues to grow, and resources become expensive, so it is necessary to improve the performance of gas and steam turbine thermal installations in order to improve combined cycle performance. And the aim of this work is to enable the study of performance and parameters that affect the efficiency of a thermal central combined cycle power plant using Cycle pad simulation program. For this, we dealt with, and improved on gas and steam cycles, showing how to use them simultaneously to create a combined cycle, the result shows that the optimal compression ratio is about 17 for gas turbine, generally the compressor inlet temperature influences inversely proportional on the performance of gas turbine and combined cycle

Keywords: Gas turbines, steam turbines, thermal central, combined cycle.

ملخص

يتكون هذا العمل أولاً من إجراء تحليل ديناميكي حراري لتوربينات الغاز والبخار، ثم الدورة المركبة. يستمر الطلب على الطاقة في النمو بينما تصبح الموارد أكثر تكلفة، لذلك من الضروري تحسين أداء التركيبات الحرارية لتوربينات الغاز والبخار لتحسين أداء الدورة المركبة، الغرض من هذا العمل هو ان تكون قادرا على نمذجة و دراسة الأداء الخصائص التي تؤثر على كفاءة محطة توليد الطاقة المركبة باستخدام برنامج المحاكاة cycle pad. لهذا، قمنا بمعالجة وتحسين دورات الغاز والبخار؛ وكذلك كيفية استخدامها في وقت واحد لإنشاء هاته الدورة، تظهر النتيجة أن نسبة الضغط المثلى هي حوالي 17 للتوربينات الغازية، وبشكل عام تؤثر درجة حرارة مدخل الضاغط عكسيًا على أداء التوربينات الغازية والدورة المركبة.

الكلمات المفتاحية : التوربينات الغازية، التوربينات البخارية، الدورة المركبة، الطاقة الحرارية

Remerciements	
Dédicaces	
Résumé	
Abstract	
ملخص	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1
<i>Chapitre I: Généralité sur les centrales thermique</i>	
I.1.Introduction.....	3
I.2.Définition des centrales électriques	3
I.3.Les différentes formes d'énergie	3
I.4.Les types de centrale électriques.....	3
I.4.1. Centrales éoliennes	3
I.4.2. Centrale hydroélectrique	5
I.4.3. Centrale photovoltaïque	6
I.4.4. Centrale thermique à gaz	7
I.4.4.1. Transformations d'énergie.....	7
I.4.5. Centrale thermique à vapeur	8
I.4.6. Centrale à cycle combiné	9
I.4.6.1. Production de l'électricité à partir des centrales thermique à cycle combiné :	10
I.4.7. Centrale thermique.....	11
I.4.7.1. Définition.....	11
I.4.7.2. Les différents types d'une centrale thermique.....	11
I.4.7.2.1. Centrales thermiques à flammes.....	11
I.4.7.2.2. Centrale nucléaires [3].....	12
I.4.7.2.3. Centrale récupérant de la chaleur (préexistante)	13
I.4.7.3. Principe de fonctionnement de centrale thermique	15
I.5.Evaluation rendement par type d'équipement	16
I.6.Conclusions.....	16
<i>Chapitre II: Approche sur les turbine gaz et vapeur</i>	
Introduction	17
II.1.Turbine à gaz	17

Sommaire

II.1.1. Définition	17
II.1.2. Classification des turbines à gaz TG.....	18
II.1.3. Les éléments d'une turbine à gaz	20
II.1.4. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	21
II.1.5. Domaine d'application des turbines à gaz	22
II.1.6. Bilan et rendement énergétique	22
II.1.6.1. Premier principe de la thermodynamique	23
II.1.6.2. Définition de l'énergie interne U	23
II.1.6.3. Bilan énergétique d'un système fermé	24
II.1.7. Étude énergétique du cycle simple d'une turbine à gaz.....	24
II.1.7.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz	24
II.1.7.2. Le cycle réel de joule Brayton.....	27
II.1.7.3. Les améliorations du cycle simple de turbine à gaz.....	29
II.1.8. Injection de masse de fluide dans le circuit de TG	33
II.1.9. Avantages et inconvénients de la TG [2]	33
II.2. Turbine à vapeur	34
II.2.1. Définition	34
II.2.2. Principe d'une turbine à vapeur	35
II.2.3. Utilisation des turbines à vapeur dans l'industrie	35
II.2.4. Classification des turbines à vapeur.....	35
II.2.4.1. Selon l'utilisation	35
II.2.4.2. Selon la forme de la veine de vapeur	36
II.2.4.3. Selon le mode de construction	36
II.2.5. Cycles des installations motrices à vapeur (IMV).....	37
II.2.5.1. Principe d'une installation motrice à vapeur	37
II.2.6. Comparaison de point de vue thermodynamique.....	42
II.2.7. Comparaison entre la TG et la TV [8]	42
II.3. Conclusion	43
<i>Chapitre III: Cycle combiné et chaudière de récupération</i>	
III.1. Cycle combiné.....	43
III.1.1. Historique du cycle combiné [2]	43
III.1.2. Principe d'une installation à cycle combiné [13]	44
III.1.3. cycle combiné à un niveau de pression [13].....	45
III.1.4. Cycle a plusieurs niveaux de pression[13]	45
III.1.5. Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) [2]	47

Sommaire

III.1.6. Influence du rapport de compression de turbine à gaz [12]	48
III.1.6.1. Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés.....	48
III.1.6.2. Variation du rendement total en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de la température T3g.....	48
III.1.7. Influence de la température des gaz d'échappement T4g [12].....	49
III.1.8. Les avantages du cycle combiné [2].....	49
III.2. Chaudière	51
III.2.1. Generalité [2].....	51
III.2.2. Les chaudières à circulation naturelle [15].....	52
III.2.3. Les chaudières à circulation assistée[2].....	53
III.2.4. Les chaudières à circulation forcée	53
III.2.5. Les chaudières dans un cycle TGV [2].....	54
III.2.6. La méthode du pincement [2].....	56
III.2.7. Utilisation industrielle[2].....	56
III.2.7.1. Le cycle CC.....	56
III.2.7.2. La cogénération.....	57
III.2.7.3. Le repowering	57
III.2.8. Fonctionnement d'un bureau de conception.....	58
III.2.8.1. Le dimensionnement « thermodynamique ».....	58
III.2.8.1.1. Méthodes de ΔTLM	59
III.2.8.1.2. La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur) [16].....	59
III.2.9. Le dimensionnement « géométrique » [2].....	60
III.2.10. Le dimensionnement final[2].....	61
III.2.11. Compétitivité des fabricants de chaudière[2]	61
III.3. Conclusion.....	62

Chapitre IV: Résultats et discussions

IV.1. Introduction.....	63
IV.2. Les caractéristiques techniques de TAG.....	63
IV.3. Bilan énergétique	64
IV.3.1. Cycle idéal	64
IV.3.2. Cycle réel	64
IV.4. Influence du taux de compression.....	65
IV.4.1. Influence de taux de compresseur sur la Puissance de compresseur et chambre à combustion.....	65

Sommaire

IV.5. Calcule avec cycle pad	69
IV.5.1. Définition	69
IV.5.2. Build mode	70
IV.5.3. Analyse mode.....	71
IV.5.4. Contradiction.....	71
IV.6. Turbine à vapeur	71
IV.6.1. Variation taux de compression sur température de sortie de turbine.....	72
IV.6.2. Variation rendement de cycle sur taux de compression Erreur ! Signet non défini.	
IV.6.3. Variation puissance de cycle en fonction de rendement de la turbine	73
IV.6.4. Diagramme T-S de cycle Rankine	73
IV.7. Cycle combiné.....	74
IV.7.1. Conception d'une installation d'un central cycle combiné	74
IV.7.2. Variation de rendement de cycle combiné en fonction de puissance net de TAG	75
IV.7.3. Diagramme T-S de cycle combiné.....	75
Conclusion.....	76
Conclusion générale	78

Références bibliographiques

Liste des abréviations

❖ Symboles

T_I : Température ambiante (k).

T_S : Température isentropique (k).

S : Entropie massique (J/Kg.k).

h : enthalpie massique (J/kg).

CP : Capacité thermique massique isobare (J/Kg.K).

PCI : Pouvoir calorifique inférieur (J/Kg).

WT : Travail de détente (J/Kg).

WC : Travail de compression (J/Kg).

Wnet : Travail net (J/Kg).

η_{th} : Rendement théorique.

η_{tg} : Rendement de la turbine à gaz.

η_{tv} : Rendement de la turbine à vapeur.

η_{cc} : Rendement du cycle combine.

η_{cp} : Rendement poly tropique de compression.

η_{tp} / Rendement poly tropique de détente.

\dot{m} : Débit massique de l'air (Kg/S).

\dot{m}_{gn} : Débit massique de gaz naturel (Kg/S).

\dot{W} : Puissance électrique total (W).

K : Coefficient d'échange thermique global.

ΔT_{LM} : L'écart de température moyen entre les deux fluides (k).

NUT : Nombre d'unité de transfert.

ε : Efficacité.

IMV : Installation motrice à vapeur.

τ : Taux de compression.

γ : Coefficient adiabatique.

❖ Les abréviations

TG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur

HRSG : Générateur de vapeur

C : Compresseur

T : Turbine

CC : Cycle combine

HP : Haute pression

Liste des abréviations

MP : Moyenne pression

BP : Basse pression

❖ **Indices**

a :air.

c :compresseur.

cc : Chambre à combustion .

e : entrée.

g : gaz.

is :isentropique .

s :sortie.

t :turbine.

out : Dégagé.

❖ **Lettres Grecques**

τ : Taux de compression.

γ : Coefficient adiabatique.

Liste des figures

Figure I. 1: centrale éolienne.....	4
Figure I. 2: centrale hydroélectrique.	5
Figure I. 3: Schéma d'une centrale photovoltaïque.	6
Figure I. 4: Schéma d'une centrale à turbine de gaz.....	8
Figure I. 5: Schéma d'une centrale à turbine de gaz.....	9
Figure I. 6: centrale à cycle combiné.	9
Figure I. 7: Centrale thermique à flamme.	11
Figure I. 8: Réacteurs à Eau Pressurisée (REP).	12
Figure I. 9: schéma descriptif d'une centrale géothermique.....	13
Figure I. 10: centrale thermique solaire.	14
Figure I. 11: transformation de l'énergie dans une centrale.....	16
Figure II. 1: Turbine à gaz.....	17
Figure II. 2: organigramme de la classification des turbines à gaz.	18
Figure II. 3: turbine à gaz a un arbre et deux arbre.	18
Figure II. 4: mode de travail.....	19
Figure II. 5: représentation de cycle fermé et ouvert.	20
Figure II. 6: les éléments d'une turbine à gaz.	21
Figure II. 7: les variations de pression et de température dans les différentes sections.....	22
Figure II. 8: schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert.	24
Figure II. 9: Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz.	25
Figure II. 10: cycle réel de joule Brayton (t-s).....	28
Figure II. 11: Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.	30
Figure II. 12: Cycle de Baryton avec régénération.	31
Figure II. 13: Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η_{th}	32
Figure II. 14: Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.	32
Figure II. 15: D'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TG.	33
Figure II. 16: schéma d'une turbine à vapeur.....	34
Figure II. 17: Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.	37
Figure II. 18: Cycle de Carnot.....	38
Figure II. 19: Cycle de RANKINE.....	38
Figure II. 20: Cycle de HIRN.....	39
Figure II. 21: Cycle de HIRN avec resurchauffe.	40
Figure II. 22: Cycle de HIRN avec soutirages.	40
Figure III. 1: Progression du rendement thermique du cycle combiné.	43
Figure III. 2: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.....	44
Figure III. 3: Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion.	45
Figure III. 4: Puissance récupéré dans une chaudière de récupération.	45
Figure III. 5: Installation d'un cycle combiné à trois niveaux de pression alimentés en parallèle.	46
Figure III. 6: Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle.....	46

Liste des figures

Figure III. 7: Diagramme T-S du cycle combiné TG avec un cycle TV.....	47
Figure III. 8: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur.....	48
Figure III. 9: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz.	48
Figure III. 10: Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz.....	49
Figure III. 11: Rendement thermique d'une TG (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz.	49
Figure III. 12: Schéma d'un cycle combinés gaz-vapeur.....	51
Figure III. 13: Exemple de cycle TGV à un seul niveau de pression.....	52
Figure III. 14: Chaudière à circulation naturelle.....	53
Figure III. 15: Chaudière à circulation assistée.....	53
Figure III. 16: Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage.....	54
Figure III. 17: Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant.....	55
Figure III. 18: Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière.....	55
Figure III. 19: Éléments d'une chaudière de récupération.....	56
Figure III. 20: Exemple de cycle combiné.....	57
Figure III. 21: Exemple de cogénération.....	57
Figure III. 22: Exemple de repowering.....	58
Figure III. 23: L'efficacité d'un échangeur à contre-courant « gauche» co-courant« adroite ».	60
Figure IV. 1: Influence de taux de compresseur sur la Puissance de compresseur et chambre à combustion.....	66
Figure IV. 2: Influence de taux de compression en fonction de puissance (wc, wtg).....	67
Figure IV. 3: Influence de taux de compresseur sur travail net.....	67
Figure IV. 4: Influence du taux de compression sur la température sortie de turbine.....	68
Figure IV. 5: Influence taux de compression sur rendement de cycle.....	69
Figure IV. 6: l'interface de création nouvelle désigne (cycle-pad).....	70
Figure IV. 7: l'interface de mode Build cycle-pad.....	70
Figure IV. 8: Modélisation de cycle Rankine avec logiciel cycle-pad.....	71
Figure IV. 9: variation taux de compression sur température de sortie de turbine.....	72
Figure IV. 10: variation de rendement sur taux de compression.....	73
Figure IV. 11: variation de puissance en fonction de rendement de cycle Rankine.....	74
Figure IV. 12: diagramme T-S de cycle Rankine.....	74
Figure IV. 13: Conception d'une centrale thermique à cycle combiné.....	75
Figure IV. 14: Variation de rendement de cycle combiné en fonction de puissance net de TAG.....	76
Figure IV. 15: diagramme T-S de cycle combiné.....	76

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I. 1: Evaluation de la puissance installée par producteur.	10
Tableau I. 2: Evaluation rendement par type d'équipement.	16
Tableau II. 1: Les TG diffèrent des TV par les caractéristiques.	41

Introduction générale

Introduction générale

Aujourd'hui, l'électricité est devenue une nécessité inévitable dans la vie humaine et une base importante pour chaque pays, là où ce dernier exploitait différentes sources d'énergie potentielles pour assurer leur besoin énergétique. La croissance démographique est un facteur majeur de cet impact sur la raréfaction des ressources fossiles. Le but des énergéticiens est comment dire des techniques prodigieuses pour une énergie propre sans influencer sur l'environnement et touché le plus rendement élevé possible.

Les pays qu'ils sont riches avec le gaz naturel elles profitent de cette richesse pour la production d'électricité comme la méthode utilisée en *Algérie* à partir de la technologie des turbines qui existent à vrai dire, la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les **96%**. Le rendement des turbines à vapeur est beaucoup plus élevé que celui de la turbine à gaz en raison des températures de fonctionnement plus élevées des turbines à vapeur. (Turbines à gaz ~ 1500 °C et turbines à vapeur ~ 680 °C).

L'intérêt de ces centrales dites **CGV**, est double : le rendement est fortement amélioré (jusqu'à **70%** contre **35%** pour une turbine à gaz seule) et les émissions polluantes s'en trouvent fortement réduites (jusqu'à **50%** d'émissions polluantes en moins pour la même quantité d'électricité fournie).

En Algérie, La production commerciale d'énergie primaire a renoué avec la croissance en 2016, mettant fin à la tendance baissière observée sur plusieurs années. Elle a fortement augmenté (**+7,3%**) par rapport aux réalisations de 2015, pour atteindre **166,2 M Tep**. Cette croissance a été tirée par celle du gaz naturel, Légère baisse (**-1,5%**) des prélèvements de gaz naturel pour les besoins des centrales électriques (Sonelgaz et auto-producteurs) à **16,5 M Tep**, avec une amélioration du rendement, illustrée par la baisse de la consommation spécifique globale, passée de **2,47 th/kWh** en 2015 à **2,36 Th/KWh** en 2016.

La Centrale de Cap Djinet (relevant de la Sonelgaz) est formée de trois turbines fonctionnant en cycle combiné (**30%** vapeur et **70 %** gaz), dotée chacune d'une capacité de production de **400 MWT** d'électricité/Heure, soit un total de **1113 MWT** pour les trois. La première turbine est entrée en production en mai 2018, la 2ème au mois d'octobre 2018 et la 3ème mai 2019.

Depuis les premières centrales en cycle combiné mises en service au début des années 70, cette technologie a connu ses plus importantes évolutions avec l'amélioration des performances des turbines à gaz tant sur la taille que sur le rendement de ces dernières. Pour les cycles combinés dont les rendements varient de **55** à **60%**, à chaque amélioration du

rendement de 1 point, correspond, environ **3 Nm³** de gaz naturel épargné dans la production de chaque MWh électrique.

Si la part des cycles combinés dans la puissance électrique installée globale est restée, jusqu'à aujourd'hui assez modeste en Algérie, son intégration s'inscrit résolument dans une logique de développement, avec notamment des perspectives de conversion d'une partie des centrales à turbines gaz existantes en cycles combinés.

Les principales centrales, localisées dans les sites arides, qui peuvent présenter un intérêt pour la transformation en cycle combiné et dont les paliers de puissance se situent entre **100** et **250 MW** totalisent une puissance de l'ordre de **2000 MW**.

Différentes options techniques peuvent être étudiées pour réaliser la transformation de ces centrales en cycle combiné, le choix d'une option par rapport à une autre dépend des contraintes du site d'implantation, des critères économiques liés au nombre d'équipements à ajouter, des travaux de génie civil à réaliser, des modes d'exploitation ainsi que de l'échelonnement souhaité pour les mises en service des groupes.

A la lumière de ce qui a été relaté précédemment, il ressort que, vu les progrès technologiques réalisés, les équipements disponibles sur le marché répondent tant aux spécificités de fonctionnement en base moins coûteux que pour les besoins des systèmes où la production de l'électricité est concurrentielle, ce qui nécessite des moyens plus exiles pour s'adapter à ce contexte ou encore pour des besoins plus particuliers des pays comme l'Algérie où la courbe de charge présente des actuations importantes qui imposent des contraintes de modulation sur les moyens de production en fonctionnement.

A l'issue de cette étude, nous sommes en train d'extraire des solutions techniques écologiques pour développer et augmenter le rendement des centrales électriques à cycle combiné et Comprendre une manière claire de travailler pour ces installations au cours des différentes saisons pour faire face aux dysfonctionnements qui surviennent, notamment en période hivernale et liasonner avec des solutions optimales.

Ce mémoire est présenté en quatre chapitres

Dans le premier chapitre, on fait la généralité sur les déférentes centrales électriques.

Dans le deuxième chapitre couvre les turbines à gaz et vapeurs générale et vise à présenter le principe de fonctionnement, les types et les différentes configurations et le bilan énergétique.

Dons le troisième chapitre comportes des généralistes sur le cycle combine et chaudière de récupération.

Dans le quatrième chapitre contenir les résultats et discussions de notre étude.

A la fin, on termine ce mémoire par une conclusion générale.

***Chapitre I : Généralité
sur les centrales
électriques***

I.1. Introduction

Les centrales électriques ont pour but principal de fournir de l'énergie électrique aux entreprises industrielles et à la population. Pour la production d'électricité est pour satisfaire le besoin en utilise des centrale thermiques qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur Cette source peut être un combustible brulé (tels un gaz naturel, certaines huiles minérales, charbon, déchets industriels, déchets ménager).

I.2. Définition des centrales électriques

Une centrale électrique est un site industriel qui produit de l'électricité en grande quantité, et transforment des sources d'énergie naturelles en énergie électrique.

Il existe plusieurs modes de production d'électricité avec différentes source d'énergie :

- ✓ Renouvelables : vent, soleil, hydraulique, biomasse, géothermie....
- ✓ Non renouvelables : pétrole, gaz naturel, charbon, nucléaire....[1]

I.3. Les différentes formes d'énergie

Les différentes formes d'énergie peuvent se classer suivant le niveau et la nature des transformations. On distingue l'énergie primaire, l'énergie intermédiaire et l'énergie utile.

a) L'énergie primaire disponible dans l'environnement avant toute transformation à savoir énergie hydraulique, marine, éolienne, rayonnement solaire, uranium, etc.

b) L'énergie intermédiaire qui à subit une ou plusieurs transformation et peut être transportée ou distribuée sous différents aspects (combustible fossile, carburants, électricité) vers le consommateur final. (Ménager, industriels, services, etc.), d'où le terme énergie distribuée, on parle aussi des consommations finales d'énergie.

c) L'énergie utile, désirée par le consommateur (lumière, chaleur, travail mécanique, etc.), s'obtient en transformant l'énergie intermédiaire dans les appareils tels que les cuisinières, les lampes électriques, les chaudières, etc..).

D'une manière générale, toutes les transformations d'énergie s'opèrent à travers des équipements ou procédés énergétiques. Une chaine énergétique est une succession d'appareils utilisés pour différentes opérations (extraction, stockage, transport, distribution, utilisation finale) permettant de faire passer de sa forme primaire à sa forme utile avec un certain rendement global.[1]

I.4. Les types de centrale électriques**I.4.1. Centrales éoliennes****❖ Définition**

Une **éolienne** est un dispositif qui transforme l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique, dite énergie éolienne, laquelle est ensuite le plus souvent transformée en énergie électrique. Les éoliennes produisant de l'électricité sont appelées **aérogénérateurs**, tandis que les éoliennes qui pompent directement de l'eau sont parfois dénommées éoliennes de pompage ou pompe à vent. Une forme ancienne d'éolienne est le moulin à vent.

Les termes « centrale éolienne », « parc éolien » ou « ferme éolienne » sont utilisés pour décrire les unités de production groupées, installées à terre ou en mer.

❖ **Principe de fonctionnement**

Le principe de fonctionnement de l'énergie éolienne est relativement simple: le vent fait tourner des pales qui font-elles même tourner le générateur de l'éolienne. A son tour le générateur transforme l'énergie mécanique du vent en énergie électrique de type éolienne. L'électricité éolienne est dirigée vers le réseau électrique ou vers des batteries de stockage d'électricité éolienne. [2]

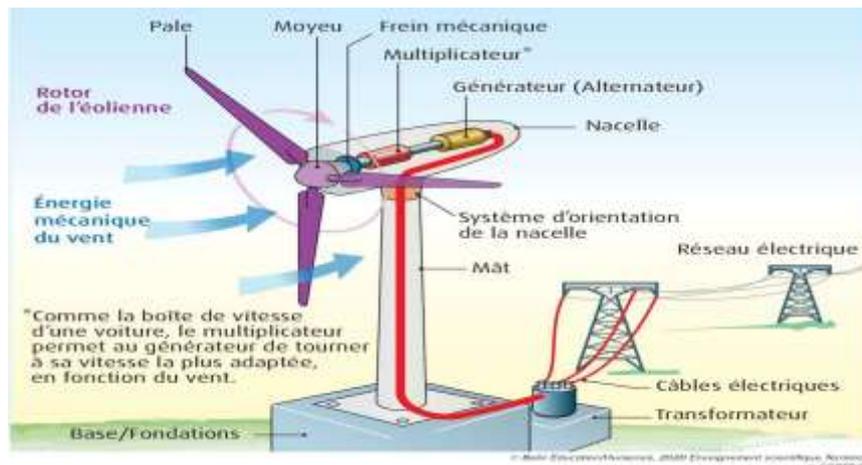


Figure I. 1: centrale éolienne.

❖ **Avantages et inconvénients des centrales éoliennes :**[1]

Les avantages	Les Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Source d'énergie renouvelable. ✓ Aucune pollution de l'air et de l'eau. ✓ Coût de production faible. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Elles exigent des sites venteux. ✓ Impossibilité d'emmagasiner le vent. Très bruyantes. ✓ Dangereuses pour les oiseaux. ✓ Le rendement est variable selon l'intensité du vent. ✓ Technologie à améliorer, afin d'obtenir un rendement

	supérieur.
--	------------

I.4.2. Centrale hydroélectrique

C'est une forme d'énergie renouvelable, propre et non polluante. et une unité de production d'électricité dans laquelle le flux crée par l'eau amenée par écoulement libre (canaux) ou par des conduites en charge (conduites forcées) actionne la rotation des turboalternateurs, avant de retourner à la rivière.

Il existe de petites centrales hydroélectriques qui transforment l'énergie sauvage d'une chute d'eau en énergie mécanique grâce à une turbine, puis en énergie électrique grâce à un générateur. Une centrale hydroélectrique est composée de quatre éléments essentiels: [3]

- ✓ Les ouvrages de prise d'eau.
- ✓ Les ouvrages d'amenée et de mise en charge.
- ✓ Les équipements de production.
- ✓ Les ouvrages de restitution.

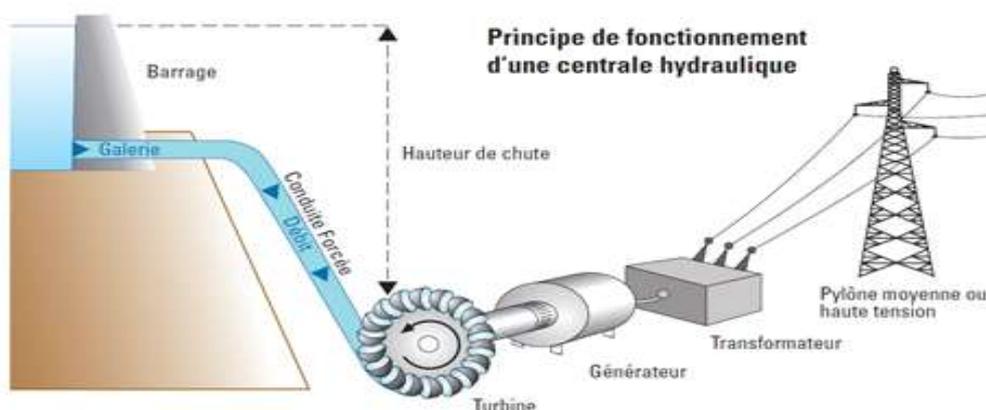


Figure I. 2: centrale hydroélectrique.

❖ **Avantages et inconvénients des centrales hydroélectriques [2]:**

Les Avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Produit avec des ressources renouvelables et sans émission de gaz à effet de serre électrique. ✓ Très réactif (démarré en quelques secondes) ✓ Production flexible avec les centrales électriques existantes. ✓ Longue durée de vie. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Raréfaction des sites exploitables. ✓ Emprise au sol des gros ouvrages hydro-électriques ✓ Acceptabilité sociétal potentiellement complexe (ennoiment de zones habitées, etc.) ✓ Production électrique fatale pour

✓ Faible coût marginal de production d'électricité (selon stock).	les centrales sans stock. ✓ Sensibilité au stress hydrique.
---	--

I.4.3. Centrale photovoltaïque

L'énergie photovoltaïque sera durable et ne devra nécessiter aucun entretien. Elle peut répondre aux besoins en énergie électrique d'une maison, contrairement aux autres formes d'énergies solaires qui ne produisent que de la chaleur grâce aux capteurs du panneau qui transforme les rayonnements du soleil en cellule photovoltaïque. Une cellule photovoltaïque est un composant électronique qui exposé à la lumière, génère une tension électrique, ces cellules se présentent sous la forme de deux fines plaques. Le courant qui en ressort est continu donc cette énergie produit de l'électricité.[1]

❖ Principe de fonctionnement

Les centrales photovoltaïques produisent de l'électricité en captant l'énergie lumineuse du soleil. Le rayonnement solaire est converti en courant continu par des cellules photovoltaïques, généralement en silicium, montées en série sur les panneaux. L'électricité continue ainsi générée est ensuite convertie en électricité alternative par des onduleurs afin d'être injectée dans le réseau de distribution puis utilisée par le consommateur final.[2]

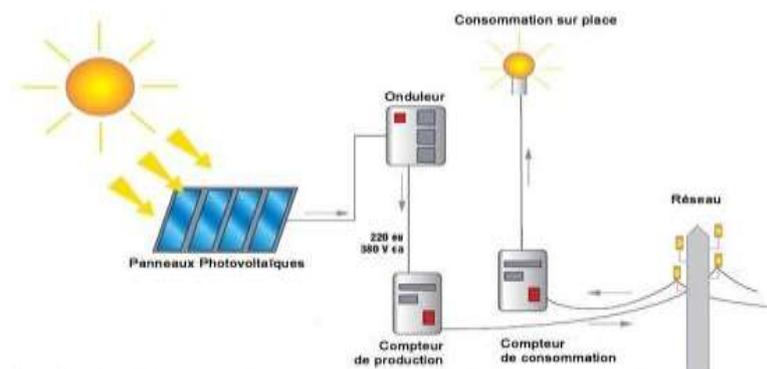


Figure I. 3: Schéma d'une centrale photovoltaïque.

❖ Avantages et inconvénients de l'énergie photovoltaïque :[2]

Les avantages	Les Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ il n'a pas de pièces mobiles Particulièrement adapté aux régions éloignées. c'est ici Raisons de l'utiliser pour les engins spatiaux. ✓ La taille du système peut être adaptée à Les applications de puissance vont de milliwatts à mégawatts. ✓ Leurs coûts de fonctionnement sont très faibles car Faibles coûts d'entretien, pas de carburant nécessaire, Ni transport ni personnel hautement spécialisé. ✓ a des caractéristiques suivantes Eco-plan, car le produit fini est non polluant, silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fabrication de modules Le photovoltaïque est un haut Technologie et exigences Investissement à coût élevé. ✓ L'efficacité de conversion réelle d'A Module bas (limite théorique pour cellules en silicium cristallin 28 %). ✓ Générateur photovoltaïque compétitif Les générateurs diesel ne conviennent qu'aux faibles Besoins énergétiques dans les régions éloignées.

I.4.4. Centrale thermique à gaz

Sont des installations qui utilisent le gaz naturel comme combustible pour produire de l'électricité .elle résulte une production très rapide de l'énergie grâce à son fort pouvoir calorifique. La combustion du gaz + air, fait tourner la turbine qui actionne l'alternateur.[3]

I.4.4.1. Transformations d'énergie

Énergie chimique + air →Énergie cinétique →Énergie mécanique →Énergie électrique.

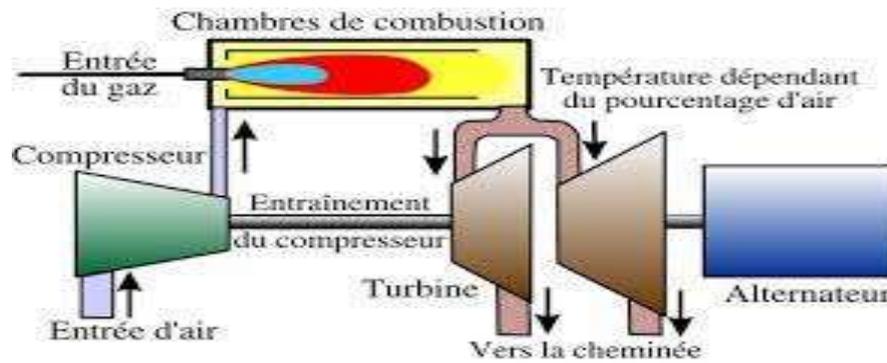


Figure I. 4: Schéma d'une centrale à turbine de gaz.

❖ Avantages et inconvénients des centrales thermiques à gaz :[3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Produit à la demande. ✓ Peut être construit près du centre consommation. ✓ Le coût de construction est faible. ✓ La technologie a fait ses preuves. ✓ Temps de chantier court 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pollution de l'air et de l'eau. ✓ augmenter les gaz à effet de serre. ✓ Les coûts de production sont élevés. ✓ le risque de fuite de gaz lors de l'utilisation, et dans les transports. ✓ énergie non renouvelable. ✓ Compromettre l'accord de Kyoto.

I.4.5. Centrale thermique à vapeur

Les centrales thermiques à vapeur jouent un rôle central dans l’approvisionnement en énergie électrique. En plus de la production d’électricité, une partie de la chaleur produite par les centrales thermiques à vapeur est parfois utilisée pour alimenter le chauffage urbain. Le cycle de vapeur selon Clausius-Rankine est aujourd’hui encore l’un des cycles les plus importants et les plus répandus dans l’industrie. Ce cycle se distingue par le changement d’état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Il comprend au moins les étapes suivantes : [1]

- ✓ L’eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- ✓ L’eau est chauffée, vaporisée et surchauffé.
- ✓ La vapeur est envoyée vers la turbine, où elle se détend en fournissant de l’énergie mécanique.
- ✓ La vapeur détendue est condensée au contact d'une source froide.

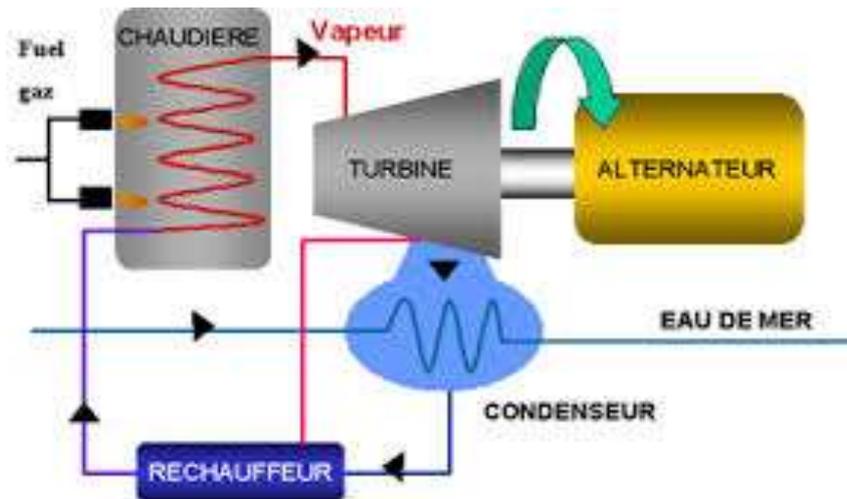


Figure I. 5: Schéma d'une centrale à turbine de gaz.

I.4.6. Centrale à cycle combiné

Le cycle combiné consiste à récupérer l'énergie thermique des gaz, très chaudes (dépassant désormais 600 °C) à l'échappement de la Turbine à combustion, pour produire, dans une chaudière de récupération de la vapeur d'eau utilisée pour alimenter un groupe turboalternateur à vapeur. Cette solution permet une augmentation notable du rendement énergétique global de la centrale. Généralement, ce type de centrale comprend deux alternateurs, l'un entraîné par la Turbine à combustion, l'autre par la Turbine à vapeur, cependant certaines centrales n'utilisent qu'un seul alternateur, les deux Turbines étant montées sur le même arbre. La puissance de la Turbine à vapeur étant environ 50 % de la puissance de la Turbine à combustion, des constructeurs de centrale ont installé sur certains sites deux Turbines à combustion entraînant chacune un alternateur, et une Turbine à vapeur alimentée par les deux chaudières et entraînant un troisième alternateur identique aux deux autres. [2]

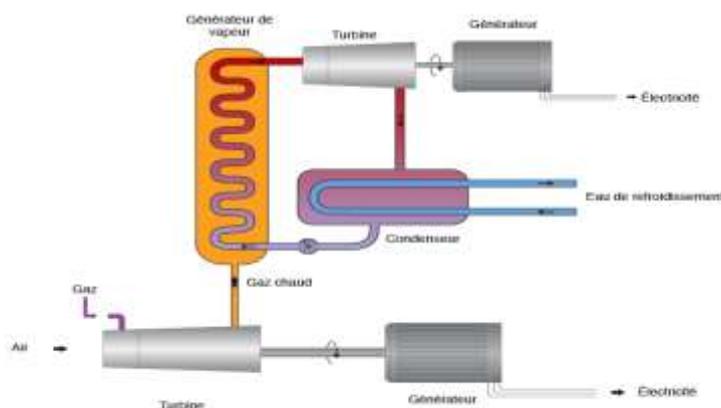


Figure I. 6: centrale à cycle combiné.

I.4.6.1. Production de l'électricité à partir des centrales thermique à cycle combiné :

- ✓ Le parc de production national est constitué des centrales électriques de la Société Algérienne de Production de l'Électricité (SPE), et des sociétés en partenariat, à savoir :[2]
- ✓ Kahrama Arzew mise en service fin 2005.
- ✓ Shariket Kahraba Skikda « SKS » mise en service en 2006.
- ✓ Shariket Kahraba Berrouaghia « SKB » (Médéa) mise en service en 2007.
- ✓ Shariket Kahraba Hadjret En nouss « SKH » mise en service en 2009.
- ✓ Shariket Kahraba Terga « SKT » mise en service en 2012.
- ✓ Shariket Kahraba Koudiet Edraouch « SKD » mise en service en 2013.

Les 11 389 MW de capacité installée atteinte fin 2011, sont répartis comme suit :

Tableau I. 1: Evaluation de la puissance installée par producteur.

Producteurs	Production (MW)
Kahrama arzew	345,3
SKS Skikda	825, 0
SKB Berrouaghia	489,0
SKH Hadjret En nouss	1227,0
SKT Terga (SKT)	1200
Shariket Kahraba Koudiet Edraouch (SKD)	1200

❖ **Avantages et inconvénients des centrales à cycle combiné :[1]**

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Rendement élevé par rapport à un cycle simple. ✓ Les centrales sont rapides à construire. ✓ Impact environnemental réduit par rapport aux centrales thermiques à flammes. ✓ Longue durée de vie (25 à 30 ans). 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Émission de gaz à effet de serre. ✓ Coût et usure liés aux arrêts /démarrages. ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.4.7. Centrale thermique

I.4.7.1. Définition

Une **centrale thermique** est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur. Cette source peut être un combustible brûlé (tels gaz naturel, certaines huiles minérales, charbon, déchets industriels, déchets ménagers), la fission de noyaux d'uranium 235 ou de plutonium 239.

I.4.7.2. Les différents types d'une centrale thermique

Les centrales thermiques se répartissent en trois grandes catégories, selon la nature de leurs sources de chaleurs.

I.4.7.2.1. Centrales thermiques à flammes

Une **centrale thermique à flamme** produit de l'électricité à partir de la vapeur d'eau produite grâce à la chaleur dégagée par les combustibles fossiles (gaz, charbon, fioul) qui est brûlés soit dans des chaudières, soit dans des turbines à combustion (turbines à gaz) entraînant un alternateur. [3]

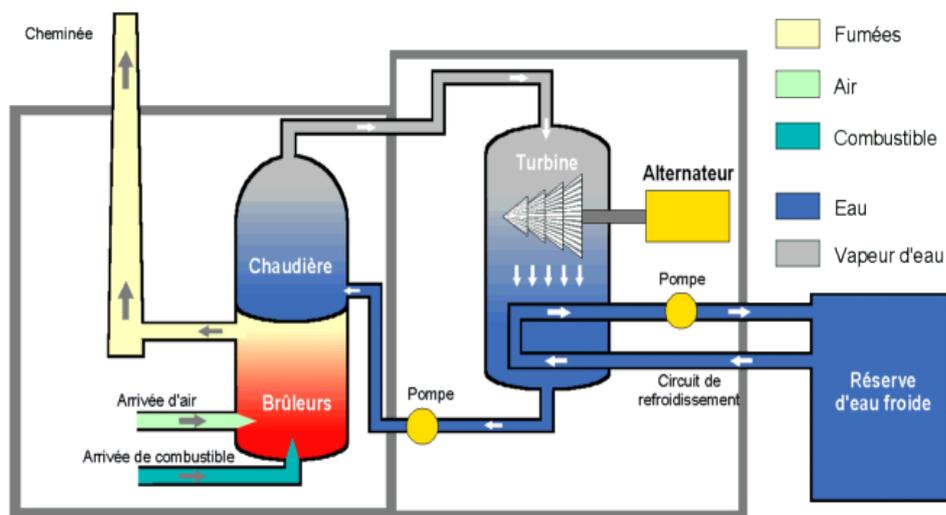


Figure I. 7: Centrale thermique à flamme.

Une centrale thermique à flamme est composée de trois parties :

- ✓ La chaudière dans laquelle est brûlé le combustible.
- ✓ La salle des machines où est produite l'électricité.
- ✓ Les lignes électriques qui évacuent et transportent l'électricité.

❖ Avantages et inconvénients des centrales thermique a flamme:[1]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Moyen de production d'électricité « dispatchable » qui permet de répondre rapidement et précisément à la demande. ✓ Longue durée de vie (30 à 40 ans). ✓ Autonomie(ne dépend pas de conditions extérieures autres que l'approvisionnement en combustible). ✓ Cette technologie offre une grande flexibilité. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Au démarrage il a une faible réaction (plus d'une heure pour atteindre la puissance maximale). ✓ Les ressources fossiles dont les réserves sont physiquement limitées par la géologie et non renouvelables sont utilisées à court et moyen terme. ✓ La cogénération a besoin d'un débouchée chaleur. ✓ elle engendre des émissions de produits polluants et de gaz à effet de serre.

I.4.7.2.2. Centrale nucléaires [3]

Une centrale nucléaire fonctionne grâce à la fission de noyaux atomique c'est l'uranium pour produire la chaleur De cette manière, La vapeur ainsi crée fait tourner une turbine qui entraine l'alternateur qui produit l'électricité.

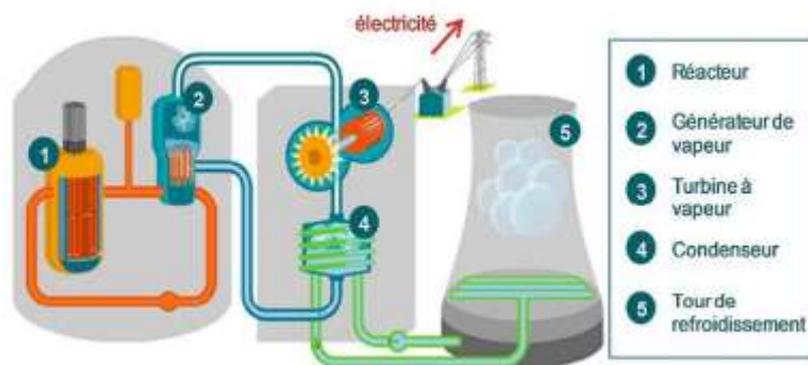


Figure I. 8: Réacteurs à Eau Pressurisée (REP).

❖ Avantages et inconvénients des centrales nucléaire :[1]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle ne produite pas de gaz à effets de serre pour la production d'électricité. ➤ Coût marginal de production d'électricité modéré ➤ Longue durée de vie (40 à60 ans). ➤ Forte densité énergétique. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Les déchets nucléaires ➤ Déchets radioactifs à très longue durée de vie. ➤ Utilisation de combustible fissile. ➤ Dangereux en cas d'accident. ➤ La possibilité d'accidents graves.

I.4.7.2.3. Centrale récupérant de la chaleur (préexistante)

Ce type de centrale ce retissé en deux catégorie :

❖ Centrale géothermique

Les centrale géothermiques produit l'électricité grâce à l'eau chaude que l'on trouve dans les nappes souterraines en vapeur et permet de faire tourner une turbine et un alternateur.

Cette centrale elle compose en 3 parties :[3]

- ✓ La pompe.
- ✓ L'usine qui produit l'électricité.
- ✓ Les lignes électriques qui la transportent.

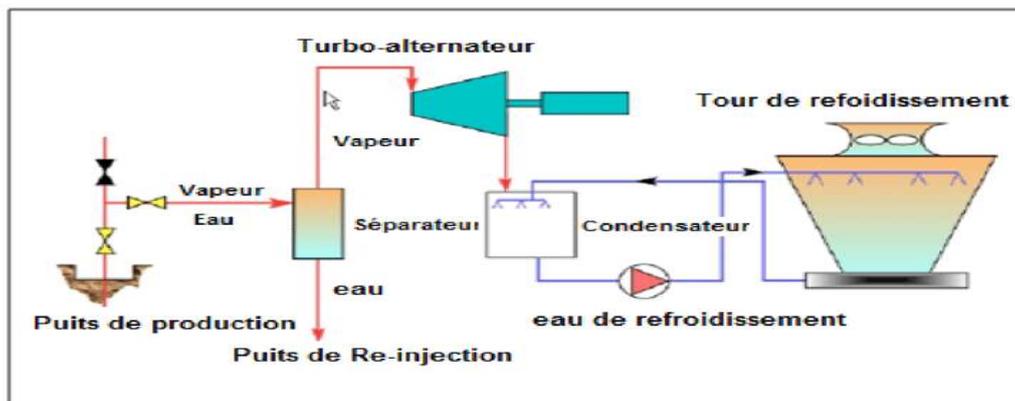


Figure I. 9: schéma descriptif d'une centrale géothermique.

❖ Avantages et inconvénients des centrales géothermiques

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ La chaleur est disponible ou sous-sol. ✓ Il fonctionne partout dans le monde. ✓ Le chauffage géothermique est écologique. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Les installations nécessaires au chauffage géothermique sont très coûteuses. ✓ La rentabilité du dispositif ne se constate qu'à partir de la 5^e année. ✓ La géothermie horizontale nécessite un grand terrain tandis que le captage vertical de l'énergie a besoin de forage profond.

❖ Centrale thermique solaire:

Une centrale thermique solaire produit de l'énergie par le rayonnement solaire. Cette énergie transmise par le soleil sous forme de lumière et de chaleur en utilisant les panneaux solaires est converti en électricité. [4]

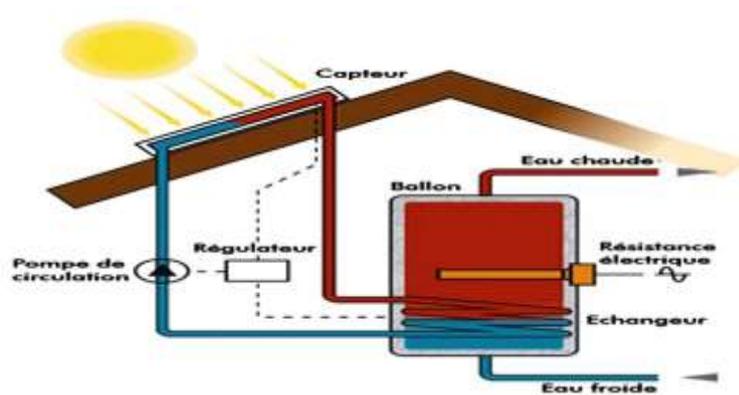


Figure I. 10: centrale thermique solaire.

❖ Avantages et inconvénients des centrales solaire[4]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Produisent une énergie économique. ✓ Produisent une énergie plus écologique ✓ S'installent partout. ✓ les panneaux solaires thermiques sont conformes aux exigences de la réglementation thermique. ✓ Favorable pour les sites isolés. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ La performance est fonction de la météo. ✓ L'efficacité énergétique est médiocre par rapport à d'autres sources d'énergie. ✓ Limites de stockage de l'énergie générée.

I.4.7.3. Principe de fonctionnement de centrale thermique

Une centrale thermique est basé de transformer l'énergie chimique qui se présente sous forme d'un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique.

Le processus de transformation s'effectue selon les trois étapes :[5]

- ✓ **1^{ère} étape** : transformation de l'énergie chimique du combustible en énergie calorifique (énergie thermique) dans un générateur de vapeur, au cours d'une réaction (combustion, fission, nucléaire, ... etc) ; cette réaction se déroule soit Un combustible (gaz naturel, charbon, fioul) est brûlé dans les brûleurs d'une chaudière, soit dans une réaction s'il s'agit de fission nucléaire (uranium ; plutonium).
- ✓ **2^{ème} étape** : transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique, s'opère dans une turbine à vapeur, par l'intermédiaire d'une machine thermique et suivant un cycle fonctionnant entre deux sources de l'eau sous formes liquide et vapeurs (saturée et surchauffée).
- ✓ **3^{ème} étape** : transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique, Grâce à l'énergie fournie par la turbine, l'alternateur produit un courant électrique alternatif.

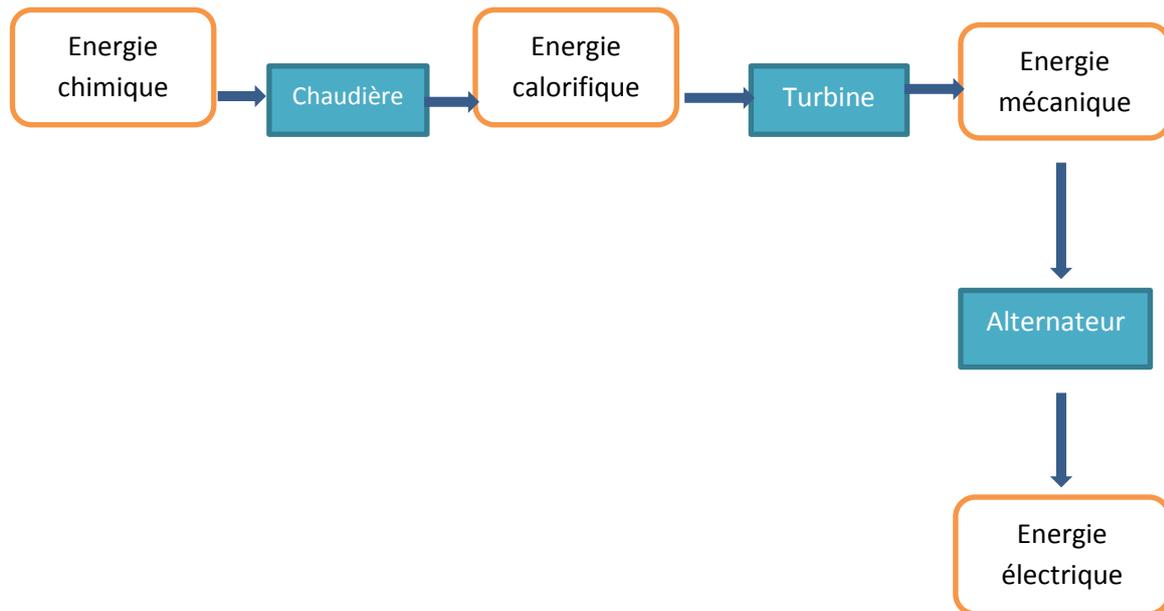


Figure I. 11: transformation de l'énergie dans une centrale.

I.5. Evaluation rendement par type d'équipement

Inquiétudes soulevées par les producteurs La performance et la flexibilité opérationnelle ont été si bénéfiques Développer la technologie du cycle combiné. Depuis la mise en service de la première centrale à cycle combiné au début des années 1990 Dans les années 70, à mesure que la technologie progressait, la technologie a connu son développement le plus important Performances des turbines à gaz en termes de taille et d'efficacité Le plus récent. Pour les cycles combinés avec des rendements allant de 55% à 60%, à Pour chaque gain d'efficacité de 1 point, cela correspond à environ 3 Nm³ (normal mètres cubes) de gaz naturel économisé par MWh d'électricité produite.[1]

Tableau I-2 : Evaluation du rendement par type d'équipement.

Tableau I. 2: Evaluation rendement par type d'équipement.

Type d'équipement	Rendement
thermiques à vapeur	varie entre 38 et 42%
thermiques à gaz	40%
cycle combiné	varie de 55 à 60%

I.6. Conclusions

Ce chapitre est consacré aux généralités sur les différents types centraux électriques.

***Chapitre II : Approche
sur les turbines gaz et
vapeur***

Introduction

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Nous allons dans ce chapitre présenter le cycle de base d'une turbine à gaz et les améliorations qui peuvent être appliquées pour améliorer ses performances.

II.1. Turbine à gaz**II.1.1. Définition**

Les Turbine à gaz font partie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une Turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fioul, gaz...)[6]



Figure II. 1: Turbine à gaz.

II.1.2. Classification des turbines à gaz TG

Pour classer les turbines gaz on trouve trois modes de classification selon l'organigramme suivant:[2]

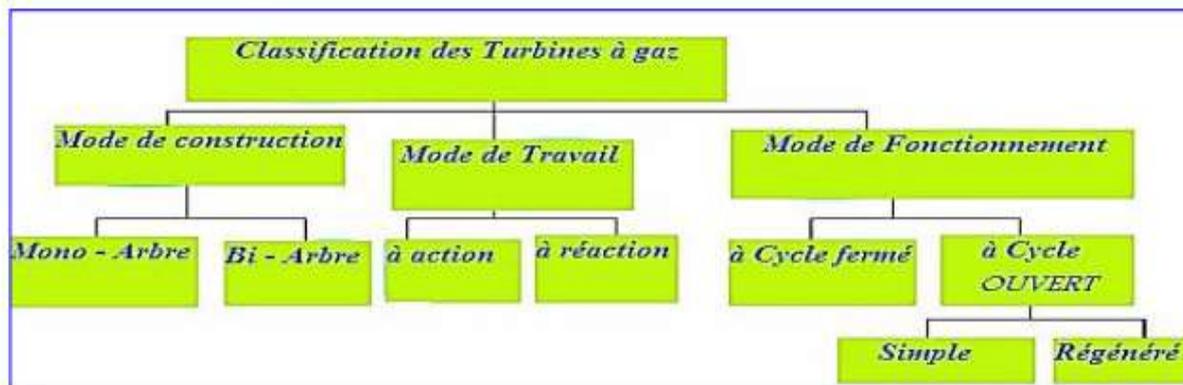


Figure II. 2: organigramme de la classification des turbines à gaz.

A. Mode de construction

- ❖ **Turbine mono-arbre :** le compresseur et la section de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante pour coupler avec un génératrice d'électricité.
- ❖ **Turbine bi-arbre:** les deux sections de turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permettent de tourner à des vitesses différentes. Elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charge variable (compresseur, pompe). Elles se composent deux partie : la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge.

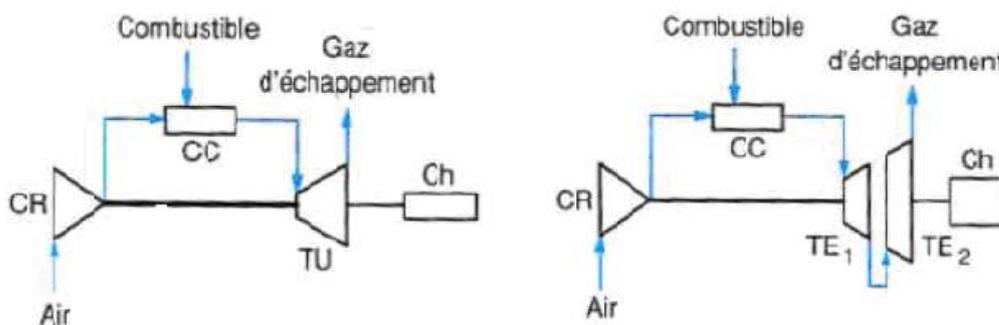


Figure II. 3: turbine à gaz a un arbre et deux arbre.

B. Mode de travail

On distingue deux types de turbine:

- ❖ **Turbine à action:** dans laquelle la transformation thermodynamique (la détente) se fait uniquement dans les canaux fixes, les canaux mobiles jouent le rôle de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor. $\Delta P_{roue} = 0$.
- ✓ Où l'énergie thermique est transformé 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 :** dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles. Généralement, les derniers étages de la turbine multicellulaire à actions ont 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 $P > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale.[6]

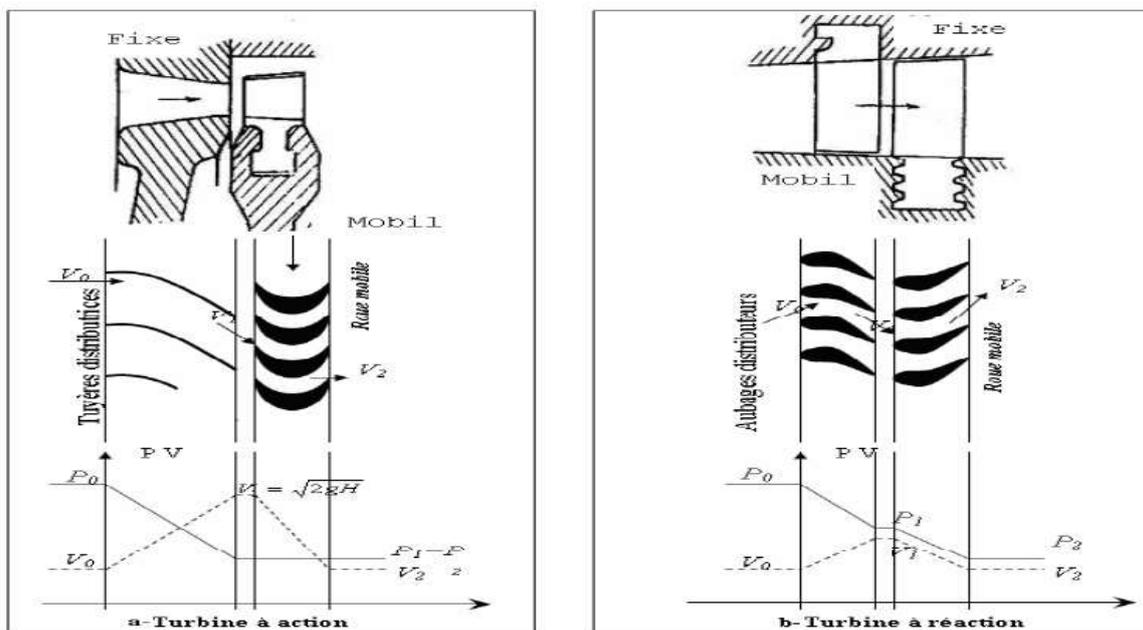


Figure II. 4: mode de travail.

C. Mode de fonctionnement thermodynamique

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur peuvent être employés directement comme fluide de fonctionnement primaire c.-à-d. Par l'extension dans une turbine à gaz, ou indirectement en chauffant un fluide secondaire agissant en tant que

fluide de fonctionnement pour chacun des cas, le cycle directe ou indirecte, nous pouvons également prendre un cycle ouvert ou fermé, suivant les combinaisons possibles.

C'est pour ça il existe deux cycles thermodynamiques:(Turbine à gaz à cycle fermé, Turbine à gaz à cycle ouvert).

- ❖ 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 dans l'atmosphère

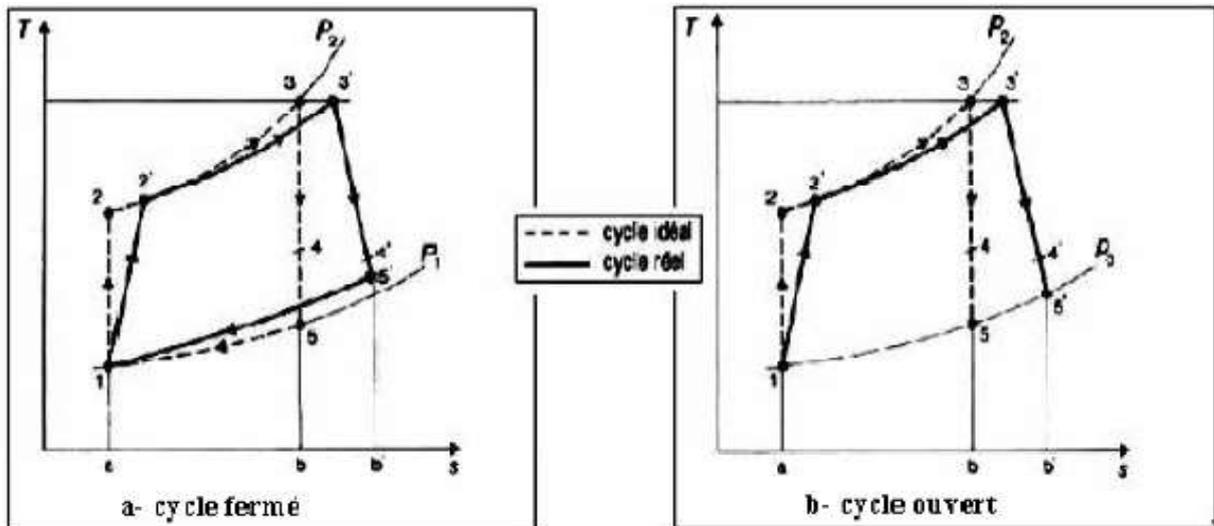


Figure II. 5: représentation de cycle fermé et ouvert.

Ce type de turbines 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 sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- ✓ **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides dont le but d'augmenter le rendement de l'installation.

II.1.3. 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:[7]

- ✓ 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.

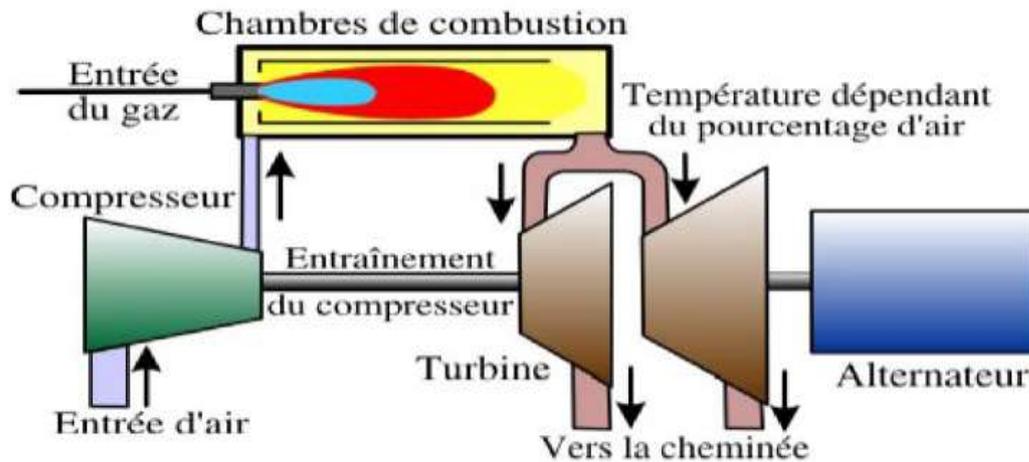


Figure II. 6: les éléments d'une turbine à gaz.

II.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 machine au moyen d'un accouplement et de l'autre cote 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 **figureII.7** montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.[6]

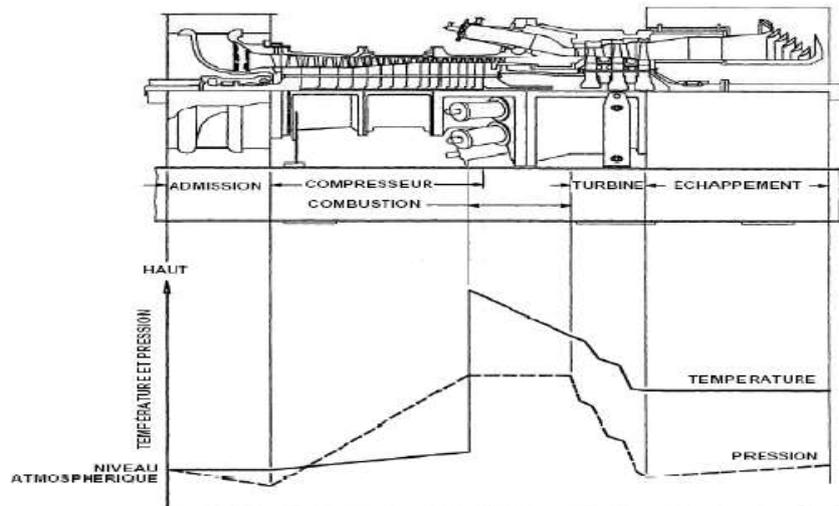


Figure II. 7: les variations de pression et de température dans les différentes sections.

II.1.5. Domaine d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories : [2]

❖ Domaines fixes (industrielle)

- ✓ Entraînement des compresseurs.
- ✓ Entraînement des pompes.
- ✓ Entraînement alternateurs.

❖ Domaines mobiles

- ✓ Pour la traction automobile.
- ✓ Pour la traction ferroviaire.
- ✓ Pour l'application marine.
- ✓ Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

II.1.6. Bilan et rendement énergétique

Le premier principe de la thermodynamique exprime le bilan énergétique d'un système donné en tenant compte des transferts d'énergie entre ce système et l'extérieur mais ne prend pas en compte la qualité ni le niveau de l'énergie. Donc la connaissance du bilan énergétique, à lui seul, ne suffit pas pour permettre d'améliorer les performances d'un système, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés à ce dernier. Pour atteindre ce double objectif il est nécessaire d'établir le bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie. Le principe de ce bilan consiste à suivre pas à pas l'évolution de l'énergie dépensée et à noter successivement toutes les quantités perdues par le système des éléments externes. L'utilisation du deuxième principe permet d'affecter à chaque quantité

d'énergie thermique un coefficient tenant compte de la valeur de celle-ci. Et c'est cette correction qui entraîne une transformation du bilan énergétique en un bilan exégétique qui sera détaillé dans le second chapitre de notre étude.[8]

II.1.6.1. Premier principe de la thermodynamique

Le Principe de conservation de l'énergie affirme que l'énergie est toujours conservée. Autrement dit, l'énergie totale d'un système isolé reste constante. Les événements qui s'y produisent ne se traduisent que par des transformations de certaines formes d'énergie en d'autres formes d'énergie. L'énergie ne peut donc pas être produite. Elle ne peut que se transmettre d'un système à un autre. On ne crée pas l'énergie, on la transforme.[8]

La première loi de la thermodynamique sous sa forme mathématique définit l'énergie totale d'un système clos comme suit :

$$E=U+Ec + Ep \quad (\text{II. 1})$$

"Ec "Et "Ep" étant les énergies cinétique et potentielle respectivement.

II.1.6.2. Définition de l'énergie interne U

La variation totale d'énergie, ΔE peut être décomposée en plusieurs formes particulières de :

$$\Delta E = \Delta EC + \Delta Ep + \Delta U = Q + W \quad (\text{II. 2})$$

✓ EC : Énergie cinétique du système égale : $\sum \frac{1}{2} m_i v_i^2$

✓ Ep : Énergie potentielle due à la force de gravité est donnée par $\sum m_j g z_j$

❖ **Énergie interne U**

La fonction énergie interne U est propre à la thermodynamique à l'échelle microscopique, elle représente l'énergie cinétique et potentielle des molécules, atomes et particules subatomiques qui constituent le système. Il s'agit d'une fonction d'état de nature extensive. Dans le cas où un processus laisse inchangées l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du système, la forme différentielle de la relation :[8]

$$\partial U = \partial Q + \partial W \quad (\text{II.3})$$

Donc, on constate que la variation d'énergie totale du système suite aux échanges énergétiques n'a d'autre effet que de modifier l'énergie interne seulement. En outre, si l'enceinte est indéformable :

$$\partial W = 0$$

« ∂ ; ∂W » « Dépendent du chemin parcouru par le processus et ils ne sont pas des propriétés thermodynamiques du système ("∂" quantité infinitésimale), « U » dépend de l'état du système, mais pas du type de l'évolution subie par le système. Notons que le travail « w » est un échange ordonné au niveau macroscopique alors que la chaleur

« Q » correspond à un transfert désordonné au niveau microscopique [8]

$$dh = W + Q \quad (\text{II.4})$$

II.1.6.3. Bilan énergétique d'un système fermé

Pour un système fermé, évoluant entre les états 1 et 2 et éventuellement en déplacement, le principe de la conservation de l'énergie s'écrit : [8]

$$W_{12} + q_{12} = \Delta u_{12} + \Delta e_{c12} + \Delta e_{p12} = \Delta e_{t12} \quad (\text{II.5})$$

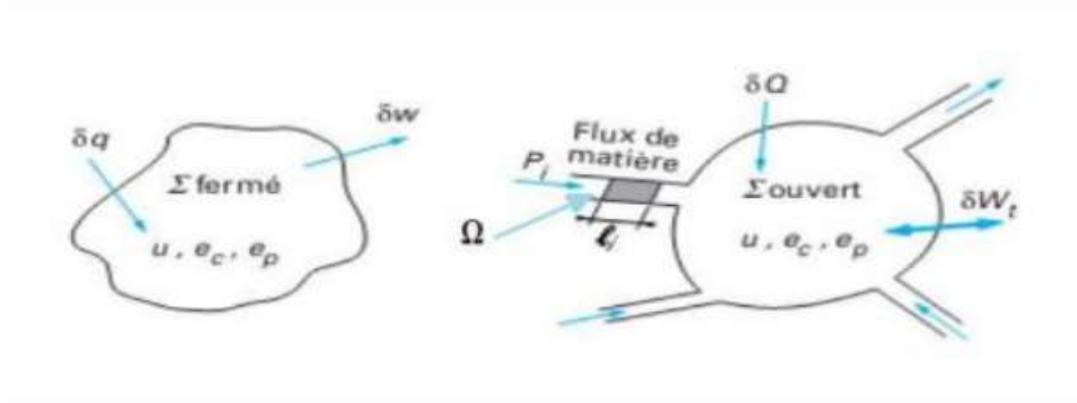


Figure II. 8: schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert.

II.1.7. Étude énergétique du cycle simple d'une turbine à gaz

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de **Brayton**. Il est représenté dans un diagramme T-S, comme indiqué dans la Fig. 1

Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont: [2]

- ✓ La température minimale T1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert).
- ✓ La température maximale T3 du cycle fixé par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- ✓ Le rapport de pression ou taux de compression : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T1, 2 et $\tau = \frac{P_2}{P_1}$

II.1.7.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz

Dans le cycle idéal de **Brayton**: [8]

La compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques.

La chaleur additionnée (2-3) dans la chambre de combustion et le rejet ou

l'échappement (4-1) se produit à pression constante.

Les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère, donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité.

a) Hypothèses

L'analyse traditionnelle du cycle découle des quatre approximations suivantes :

- ✓ Tous les éléments de la Turbine sauf la chambre de combustion sont isentropiques.
- ✓ La chambre de combustion(CC) est une source de chaleur sans frottement.
- ✓ L'air est gaz parfait.
- ✓ c_p constante et le débit d'air invariable.

b) Diagrammes

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

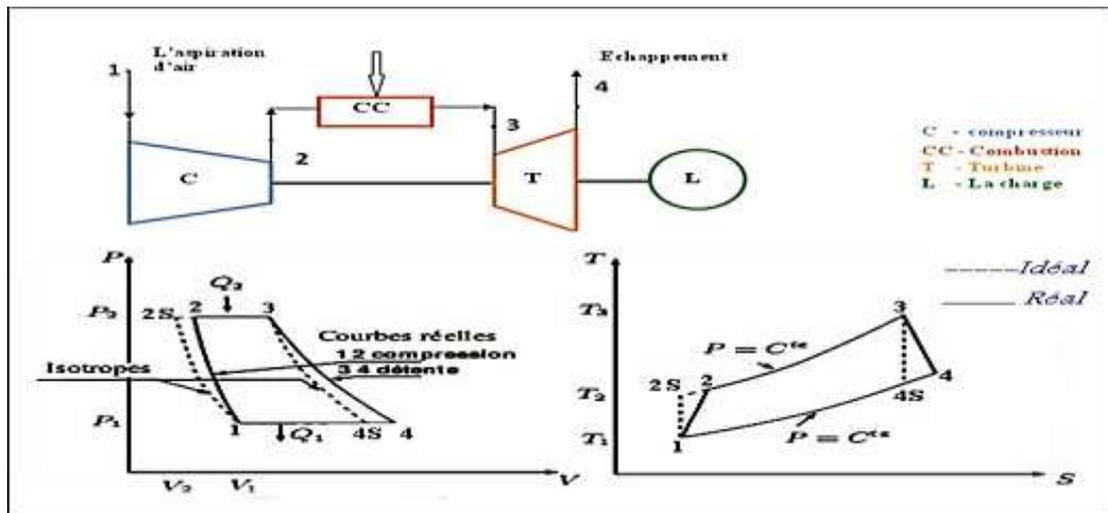


Figure II. 9: Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz.

Pour chaque composante en applique le 2 Emme principe de thermodynamique

$$Dh=W+Q \tag{II. 7}$$

❖ **Compresseur**

La pression et la température absolue au début et fin de compression et relié par cette relation

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = \tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \tag{II. 8}$$

- ✓ Température de sortie de compresseur

$$T_{is2} = t_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \tag{II. 9}$$

- ✓ Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur

$$W_{isc} = C_p c (T_2 - T_1) = C \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (\text{II. 10})$$

✓ Le travail isentropique fourni en fonction de taux de compresseur

$$W_{isc} = C_p c T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (\text{II. 11})$$

❖ **Chambre à combustion**

La puissance de chambre à combustion :

$$q_{cc} = C_p (T_3 - T_2) = (1 - \tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}}) \quad (\text{II. 12})$$

❖ **Turbine**

La température et la pression absolue au début et au fin de détente sont liées par cette relation

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (\text{II. 13})$$

✓ Température de sortie de turbine

$$T_4 = \frac{T_3}{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}}} \quad (\text{II. 14})$$

✓ Le travail fourni par la turbine

$$W_t = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}}} \right) \quad (\text{II. 15})$$

❖ **L'échappement**

$$Q_{out} = C_p (T_1 - T_4) \quad (\text{II. 16})$$

1.1 Bilan de cycle

❖ **Le travail net**

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machines'écrit[8]

Le travail net récupéré au cours de cycles est égal

$$W_{net} = W_t - W_c = (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \quad (\text{II. 17})$$

En mettant en évidence le rapport des températures qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante

$$W_{net} = C_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (\text{II.18})$$

En exprime le rapport de température en fonction du rapport de compression

$$W_{net} = C_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\lambda-1}{\lambda}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} - 1 \right) \right] \quad (\text{II.19})$$

- ✓ La puissance de compresseur

$$P_c = \dot{m}_a W_c \quad (\text{II. 20})$$

- ✓ La puissance de la turbine

$$P_t = \dot{m}_a W_t \quad (\text{II. 21})$$

- ✓ La puissance utile

$$P_{\text{util}} = |P_t| - |P_c| \quad (\text{II. 22})$$

- ✓ Rendement théorique

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{ut}}}{Q_{\text{cc}}} \quad (\text{II. 23})$$

- ✓ Rendement en fonction de taux de compresseur

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\lambda-1}{\lambda}}} \quad (\text{II.24})$$

Nous remarquons que le rendement isentropique de cycle idéal et dépend essentiellement du rapport de compression

- ✓ Rendement global

$$\eta_g = \frac{P_{\text{util}}}{\dot{m}_a P_{CI}} \quad (\text{II.25})$$

- ✓ Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{\eta_g}{\eta_{\text{th}}} \quad (\text{II.26})$$

- ✓ Consommation spécifique

$$CSP_{th} = \frac{3600 * f}{W_{\text{util}}} \quad (\text{II.27})$$

D ou $f = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$

II.1.7.2. Le cycle réel de joule Brayton

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine, en fait, nous ferons intervenir les rendements du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

Nous considérons le cycle ouvert irréversible de Brayton composé de trois transformations : [8]

- ✓ Une compression adiabatique, de rendement isentropique de compression

$m_{\text{is-comp}}$ L'air est assimilé à un gaz parfait de propriété Cp et le débit d'air

entrant dans la machine est noté \dot{m}_{air}

- ✓ Un apport de chaleur (ou combustion) isobare
- ✓ Le débit de combustible brûlé dans la combustion est noté « \dot{m}_c ». En fin de combustion, l'air et les résidus de combustion sont assimilés à un gaz parfait, de propriétés $C_p g$ et γg
- ✓ Une détente adiabatique, de rendement isentropique de compression $\eta_{is-détente}$
- ✓ Le fluide est un gaz parfait $\gamma = cte$ [14].

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :

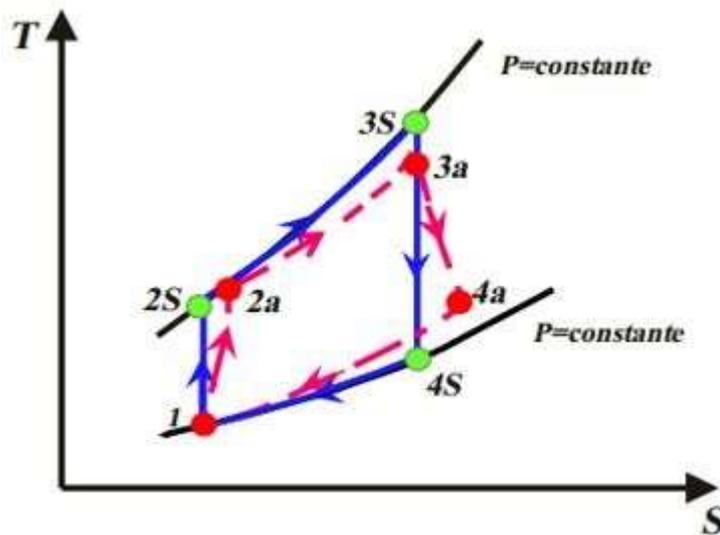


Figure II. 10: cycle réel de joule Brayton (t-s).

a. Étude énergétique du cycle réel de turbine à gaz

Ce cycle compose :

- ✓ Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;
- ✓ Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) a (3)
- ✓ Une détente adiabatique jusque à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4)
- ✓ Echappement isobare (4) à (1)

❖ **Compresseur**

Dans le cycle réel on a le rendement de compresseur

$$\eta_{is,c} = \frac{W_{is}}{W_{reel}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{II.28}$$

✓ **Température de sortie de compresseur**

$$T_{2a} = \frac{T_{is2} - T_1}{\eta_c} + T_1 \tag{II.29}$$

✓ Le travail fourni par le compresseur

$$W_{reel} = C_p(T_{2a} - T_1) = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{is,c}} \quad (\text{II.30})$$

Le travail fourni par le compresseur en fonction de taux de compresseur

$$W_{reel} = \frac{C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right)}{\eta_{is,c}} \quad (\text{II.31})$$

✓ La puissance de compresseur

$$w_c = \dot{m}_a * W_{reel,c} \quad (\text{II.32})$$

✓ Chambre à combustion

La chaleur spécifique fournie dans la chambre a combustion

$$Q_{C-C} = C_p (T_3 - T_2a) \quad (\text{II. 33})$$

✓ Et la puissance de chambre à combustion

$$\dot{Q}_{out} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * C_p (T_1 - T_4a) \quad (\text{II. 34})$$

✓ Turbine

Température de sortie de turbine

$$T_{4a} = T_3 - (T_3 - T_{is\ 4}) \eta_t \quad (\text{II. 35})$$

✓ Etude de la détente

$$\eta_{is\ detent} = \frac{W_{reel}}{W_{is}} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (\text{II. 36})$$

✓ Le travail fourni par la turbine

$$W_{reel,t} = C_p(T_{4a} - T_3) = (T_{4s} - T_3) \eta_{is\ detent} = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \eta_{is\ detent} \quad (\text{II. 37})$$

✓ La puissance de turbine

$$W_{reel_t} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) W_{reel_t} \quad (\text{II. 38})$$

✓ Le rendement thermique de cycle réel de baryton

$$\eta_{reel} = \frac{W_{net}}{W_{out}} = \frac{Q_{cc} + Q_{out}}{Q_{out}} \quad (\text{II. 39})$$

$$\text{Donc : } \eta_{reel} = 1 + \frac{T_3 - T_{2a}}{T_1 - T_{4a}} \quad (\text{II. 40})$$

II.1.7.3. Les améliorations du cycle simple de turbine à gaz

Il existe plusieurs méthodes pratiques pour l'amélioration de cycle simple de turbine à gaz : [2]

❖ **Refroidissement intermédiaire du compresseur**

La compression avec refroidissement intermédiaire, est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression et le rendement du cycle augmente. Comme le montre la **Figure (II.11)**

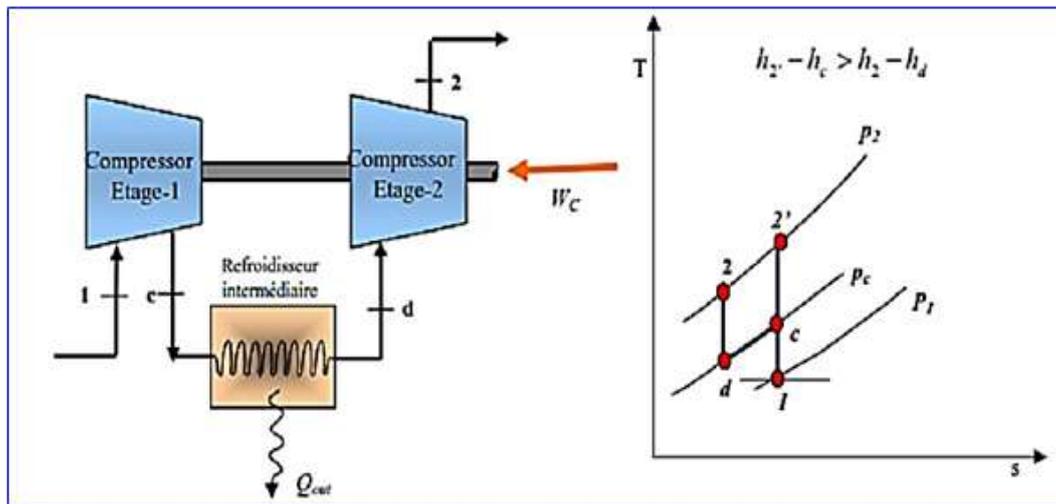


Figure II. 11: Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

Rappelons que : $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$ ainsi, les isobares du diagramme T-S ci-dessus divergent :

La puissance absorbée par le compresseur sans refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W} \text{ (cycle simple)} = \dot{m} [(h_2 - h_c) + (h_c - h_1)]$$

La puissance totale absorbée par le compresseur avec refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W} \text{ (cycle-refroidi- inter)} = \dot{W}_{c,1} + \dot{W}_{c,2} = \dot{m} [(h_c - h_1) + (h_2 - h_d)]$$

Puisque : $h_2 - h_c > h_2 - h_d$

On a donc : $\dot{w} \text{ (cycle-refroidi-intermédiaire)} < \dot{w} \text{ (cycle-simple)}$

Et puisque le travail de la turbine de détente ($h_3 - h_4$) est inchangé, on a donc ; $\dot{W} \text{ (cycle-refroidissement-intermédiaire)} > \dot{w} \text{ (cycle-simple)}$

Une compression avec le refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz par ce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

1) Régénération (cycle de récupération) [7]

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle de Brayton :

T_4 Est souvent plus haute que T_2 (Fig.II.7). La régénération donc est employée pour préchauffe le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de

chaleur extérieure appelé le régénérateur ou, parfois le récupérateur

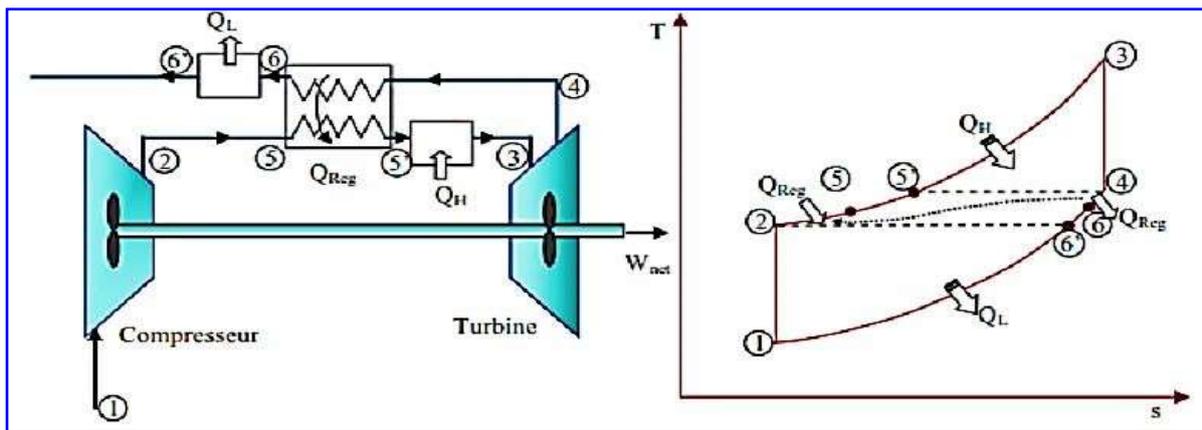


Figure II. 12: Cycle de Baryton avec régénération.

Pour un régénérateur idéal la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 qui sera égale à, le rendement thermique d'un cycle de Baryton avec régénération :

$$\eta_{th} = \frac{|w_T| - w_C}{q_{in}}$$

Avec : $Q_{in} = c_p (T_3 - T_5)$ et $W_T = c_p (T_3 - T_4)$

Pour un régénérateur idéal nous avons : $T_5 = T_4$. Nous obtenons : $Q_{in} = W_t$

Par conséquent :

$$\eta_{th,Gen} = 1 - \frac{w_C}{w_T} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)}$$

En utilisant des relations isentropiques On va obtenir :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \alpha^{\frac{k-1}{k}}$$

En comparant ce rendement à celui d'un cycle simple de Brayton :

La différence entre $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{k-1}{k}} \frac{T_1}{T_2}}$ l'expression du rendement du cycle de Brayton avec La régénération et le cycle simple est la présence du rapport des températures extrêmes du cycle $\frac{T_1}{T_3}$. Le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression mais également du rapport de température. Le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

✓ Pour $\alpha = cte$ $\eta_{th} \uparrow$ avec $\left(\frac{T_1}{T_2}\right) \downarrow$

✓ Pour $\left(\frac{T_1}{T_2}\right) = cte$ $\eta_{th} \downarrow$ avec $\alpha \uparrow$

Par conséquent, toutes les combinaisons des taux de compression et de température causent une augmentation du rendement thermique. La figure (II-13) ci-dessous montre les limites d'utilisation de la régénération.

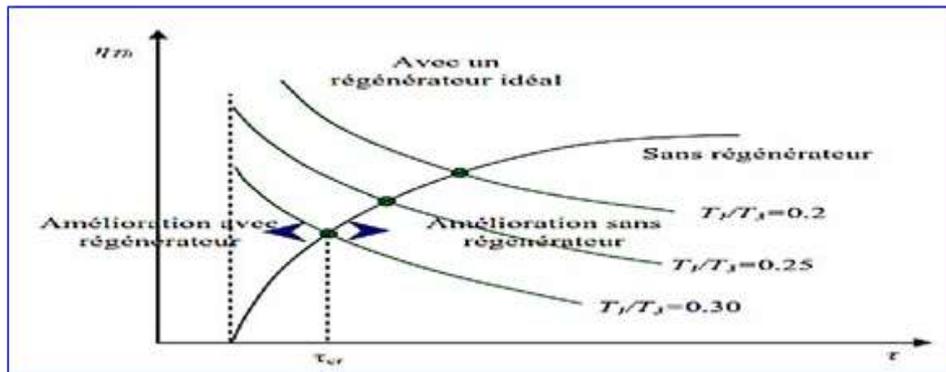


Figure II. 13: Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η_{th} .

2) Réchauffage inter-turbines de détente

Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression. Comme il est indiqué à la **Figure(II-14)**.

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparée à un cycle simple. Pour cela la turbine de détente est partagée en deux, et une deuxième chambre de combustion est disposée où de la chaleur additionnelle peut être ajoutée.[2]

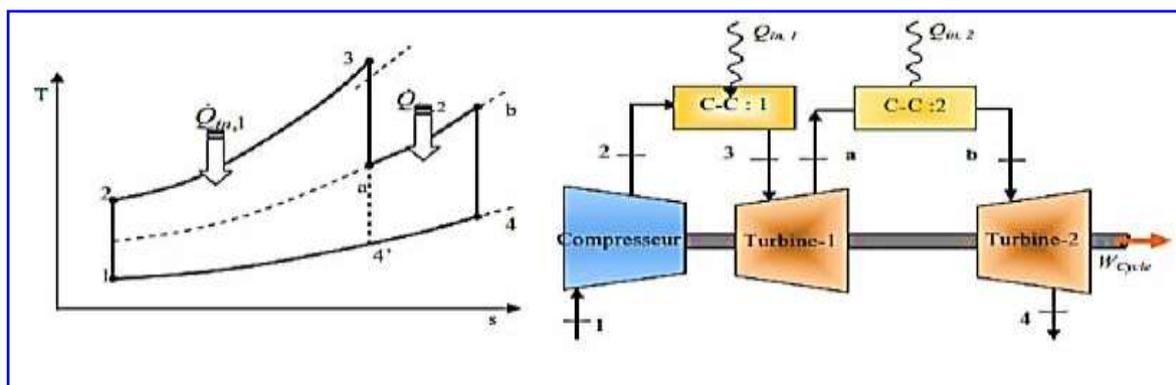


Figure II. 14: Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.

Le travail utile de la turbine sans le réchauffage est :

$$\dot{W} \text{ (cycle-simple)} = \dot{m} [(h_3 - h_a) + (h_a - h_4)]$$

Le travail net de la turbine avec le réchauffage est :

$$\dot{W} \text{ (cycle-réchauffement)} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = \dot{m} [(h_3 - h_a) + (h_b - h_4)]$$

On a : \dot{W} (cycle-réchauffement) > \dot{w} (cycle-simple)

Puisque le travail du compresseur : $h_2 - h_1$ est inchangé par le réchauffage :

\dot{W} (cycle-réchauffement) > \dot{W} (cycle – simple)

II.1.8. Injection de masse de fluide dans le circuit de TG

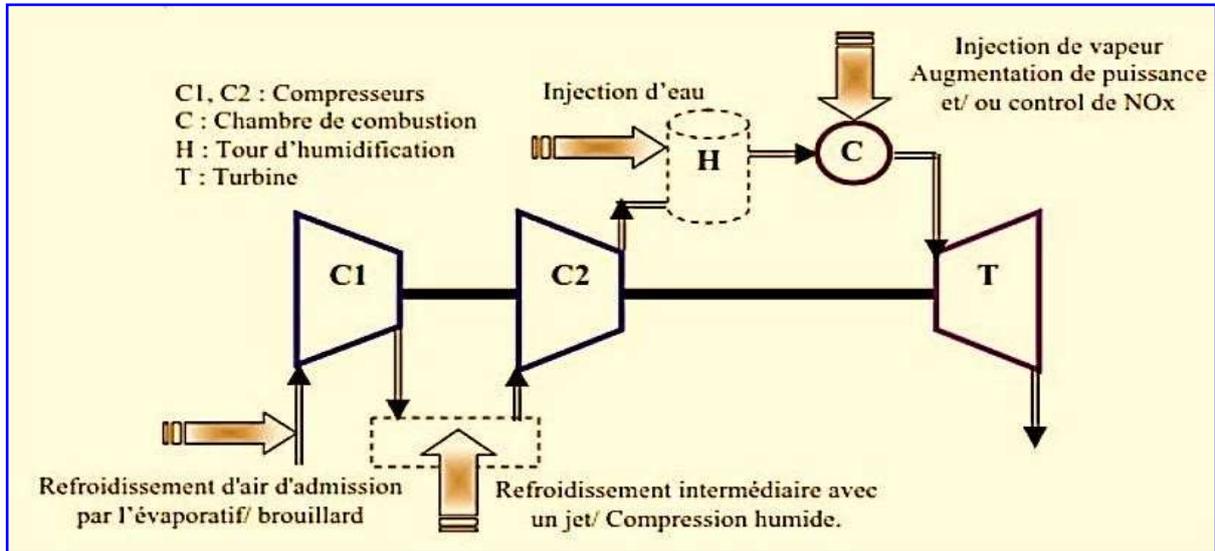


Figure II. 15: D'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TG.

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de **NOX** (oxydes d'azote) dans le processus de combustion. Les points d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion sont présentés sur la **Figure II-15**

L'injection de la vapeur ou d'eau augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement qui donne une puissance additionnelle au cycle. L'injection de vapeur est plus efficace que l'injection d'eau puisque la vapeur produite dans la CR (chaudière) est introduite dans la turbine de ce fait améliorant le rétablissement de la chaleur.[8]

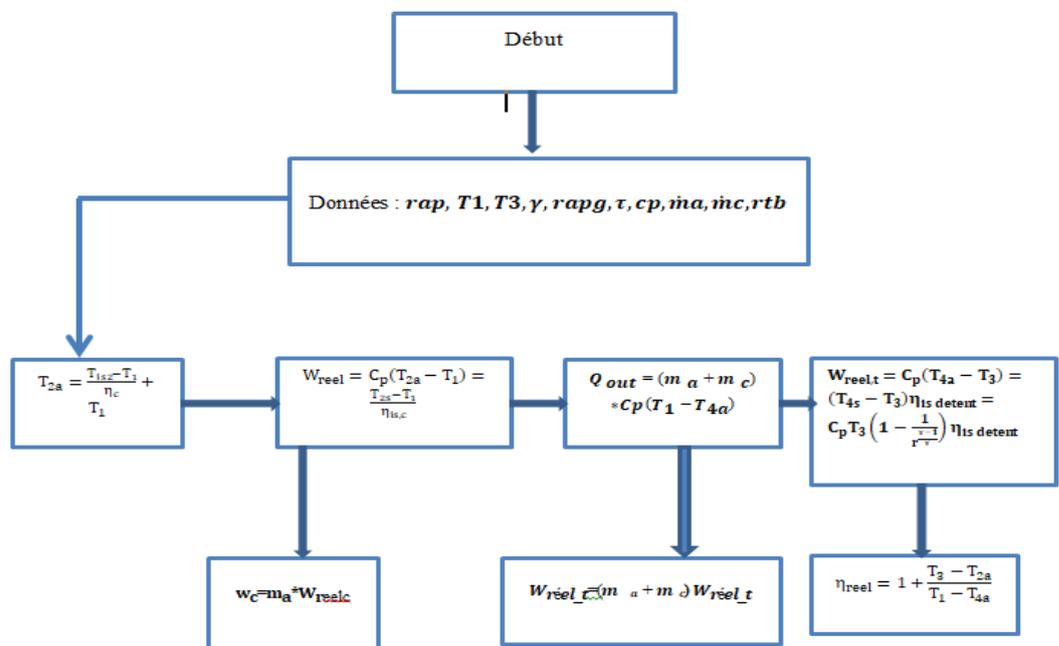
II.1.9. Avantages et inconvénients de la TG [2]

❖ Les avantages

- ✓ Une puissance élevée dans espace restreint dans lequel un groupe Diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- ✓ Démarrage facile même à grand froid.
- ✓ Diversité de combustible pour le fonctionnement.

- ✓ Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- ✓ Pollution limitée en HC et NOX fait de l'excès d'air.
- ❖ **Les inconvénients**
- ✓ Au-dessous d'environ 3000KW le prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diésel.
- ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe Diesel à titre indicatif (30à 120 s) pour une TG (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 T.G de (3000KW), et de (3 2 % à 38%) pour un groupe Diesel.

II.1.10. Organigramme de calcul numérique



II.2. Turbine à vapeur

II.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 l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant.[9]

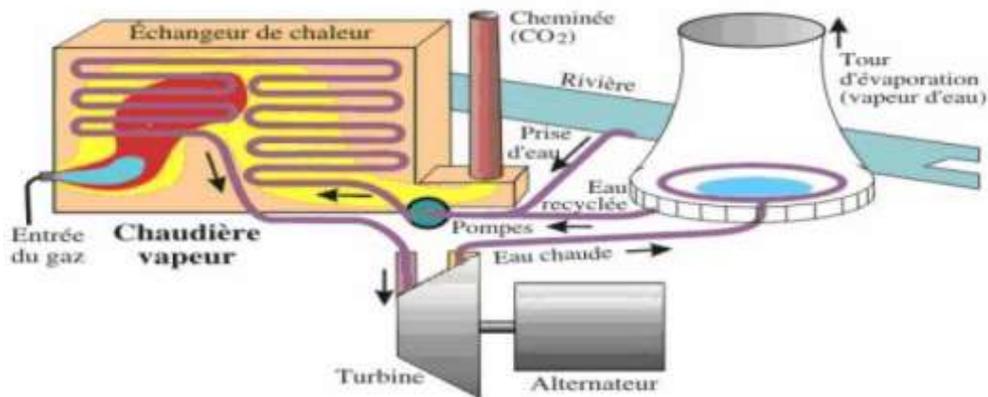


Figure II. 16: schéma d'une turbine à vapeur.

II.2.2. Principe d'une turbine à vapeur

Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur comprend au moins les étapes suivantes : [10]

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

II.2.3. Utilisation des turbines à vapeur dans l'industrie

Du fait de leurs caractéristiques, les turbines à vapeur sont très employées dans les centrales thermiques à vapeur de moyenne et forte puissance, Elles sont utilisées dans les applications de cogénération (incinérateur de déchets et chauffage urbain, procès industriel). Il faut également signaler leur usage dans les cycles combinés ou elles permettent de valoriser en électricité la chaleur d'échappement des turbines à gaz. Les turbines à vapeur sont également employées dans le domaine de la propulsion navale, notamment pour les plus gros vaisseaux (pétroliers, porte-avions) mais elles sont de plus en plus souvent remplacées par des moteurs diesel ou des turbines à gaz. La fonction d'entraînement de machines est également en voie de disparition au profit des moteurs électriques.[10]

II.2.4. Classification des turbines à vapeur

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

II.2.4.1. Selon l'utilisation

a) Turbine à condensation :

Dans laquelle la pression de la vapeur à la sortie est très proche de vide (0,03 à 0,055bars) cette pression correspond à la température de la vapeur saturée à la sortie de la turbine et elle dépend de la température de l'eau froide qui passe par le condenseur. Les

turbines à condensation sont utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur par exemple pour le chauffage urbain elle entraîne les bateaux, les turbocompresseurs et les turbosoufflantes. [11]

a) Turbine à contre pression :

Dans laquelle la pression à la sortie est bien supérieur à la pression atmosphérique, produise de l'électricité, et la vapeur d'échappement est utilisée pour les différentes lignes technologiques (fabriques de papier, textiles...etc.).[11]

II.2.4.2. Selon la forme de la veine de vapeur

- ✓ **Turbine axiale** : L'écoulement de la vapeur se fait selon un cône ayant même axe que la turbine c'est les turbines les plus utilisées. [10]
- ✓ **Turbine radiale** : L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine
- ❖ **Par le nombre d'étages de rotor**
 - ✓ Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.
 - ✓ Turbines à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.
- ❖ **Par le mode d'action**
 - ✓ **Turbine à action** : Dans laquelle la transformation thermodynamique (la détente) se fait uniquement dans les canaux fixes, les canaux mobiles jouent le rôle de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor.
 - ✓ **Turbine à réaction** : Dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, Le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles. généralement, les derniers étages de la turbine multicellulaire à action sont à réaction.

II.2.4.3. Selon le mode de construction

- ✓ **Turbine à un corps** Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20 MW.
- ✓ **Turbine à plusieurs corps** Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression (MP), basse pression(BP)). Les turbines à vapeur modernes sont toutes axiales, multi étagées (à l'exception de celles entraînant de petites machines auxiliaires).

II.2.5. Cycles des installations motrices à vapeur (IMV)

II.2.5.1. Principe d'une installation motrice à vapeur

Les installations motrices à vapeur (IMV) sont des moteurs à apport externe de chaleur qui fonctionnent de manière cyclique, le fluide échangeant de la chaleur avec une source froide, en générale milieu ambiant (air ou eau), et une source chaude constituée par des fumées issues d'une combustion ou un fluide chauffé par une réaction nucléaire. [12]

Il subit une évolution thermodynamique cyclique en traversant un minimum de quatre composants. Comme la montre la **figure.II.13**.

- ✓ Un Générateur de vapeur (GV) dans lequel l'eau est vaporisée en recevant de la chaleur de façon isobare. Il passe de l'état 4 à l'état 1. Dans les installations à combustion, pour des raisons liées aux transferts thermiques.
- ✓ Une Turbine (T) dans laquelle la vapeur se détend, de la haute pression à la basse pression (1 à 2) de façon adiabatique, en fournissant le travail moteur sur l'arbre. Après détente.
- ✓ Un Condenseur où elle se condense (2 à 3) de façon isobare par échange thermique avec un fluide froid.
- ✓ Une Pompe chargée de remettre l'eau sous forte pression (3 à 4) de façon adiabatique. Ce composant consomme de la puissance pour la communiquer au fluide. L'eau sous pression rejoint dans le générateur de vapeur.

Les transformations faites au niveau de la chaudière GV, et du condenseur sont communes à tous les échangeurs de chaleur.

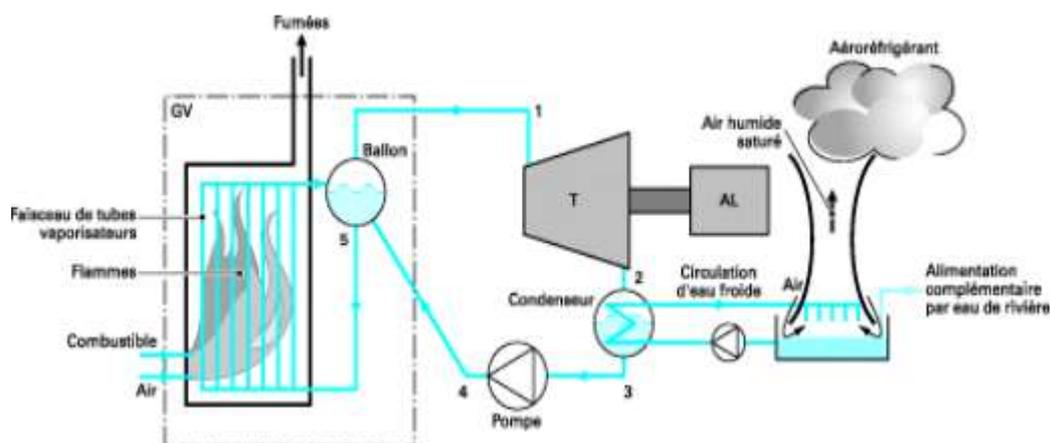


Figure II. 17: Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.

❖ Cycle de Carnot

Nous savons que pour transformer de la chaleur en travail, il faut considérer une machine cyclique fonctionnant entre deux sources de chaleur de température différentes. Le

Le cycle de Carnot est le cycle idéal des machines thermiques. Il est composé, de deux transformations isothermiques au cours desquelles il reçoit de la chaleur et en fournit au milieu extérieur, qu'on appelle source chaude et source froide, et de deux transformations de compression et de détente isentropiques. Pratiquement, un cycle de Carnot est très difficile à concrétiser, puisqu'il s'agirait de réaliser des échanges thermiques à température rigoureusement constante tout en diminuant la pression d'une part et en l'augmentant d'autre part. Industriellement, le transfert de chaleur se fait à pression constante (ou sensiblement constante) dans des échangeurs de chaleur ou dans des foyers où se développe une combustion. Ainsi, deux types de cycles, différents du cycle de Carnot mais respectant les impératifs techniques, sont mis en œuvre dans les centrales thermiques électrogènes : le cycle de Joule et ses dérivés ; le cycle de Rankine et ses dérivés. Il est intéressant de comparer le cycle de Rankine et celui de Carnot, ils ne se différencient que dans les phases d'échauffement de l'eau et la surchauffe de la vapeur, pour cela les constructeurs se sont efforcés de rapprocher du cycle de Carnot le plus possible.[6]

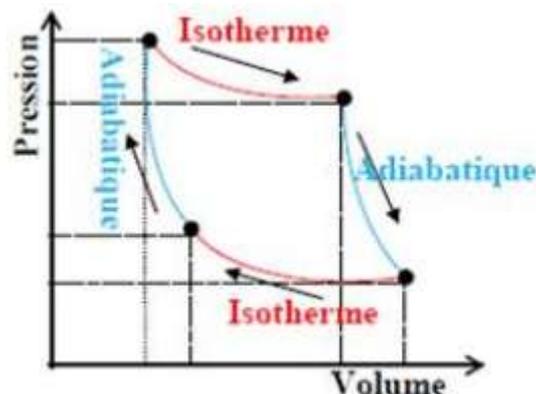


Figure II. 18: Cycle de Carnot.

❖ Cycle de Rankine

L'eau décrit un cycle fermé mettant en présence les phases vapeur et liquide. Le cycle de RANKINE se déroule totalement en vapeur humide et sans surchauffe.

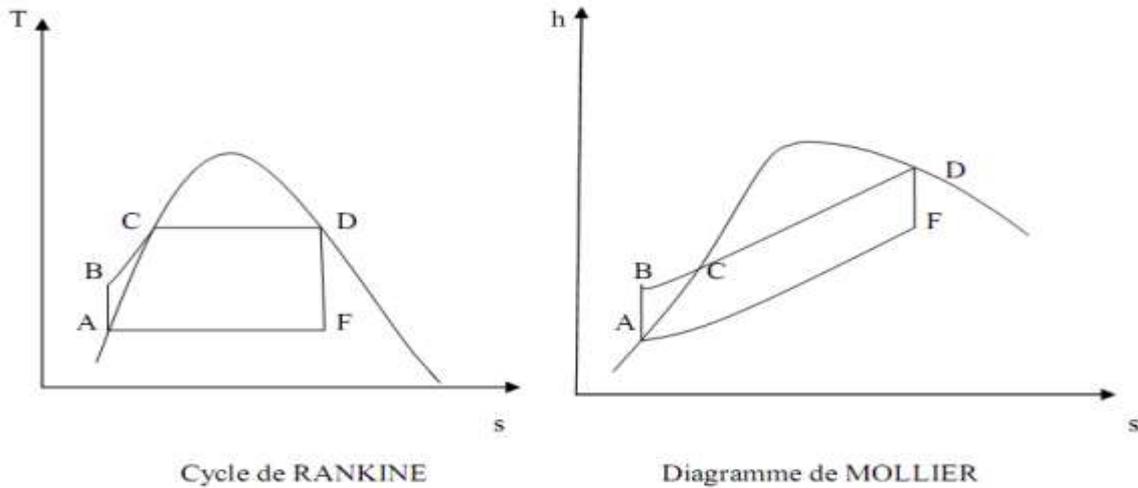


Figure II. 19: Cycle de RANKINE.

A-B : compression adiabatique [Phase .Liquide]

B-C : Echauffement isobare

C-D : Vaporisation isobare

D-F : Détente adiabatique dans la turbine

F-A : condensation isobare dans le condenseur.

Ce cycle n'est pas utilisé à cause de son faible rendement.

$$\eta = \frac{\text{Travail récupéré}}{\text{Chaleur dépensée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$Q_1 = h_D - h_B$: chaleur fournie par la chaudière.

$Q_2 = h_F - h_A$ chaleur rejetée au condenseur.

- ✓ **Cycle de HIRNE** : La différence de ce cycle avec le cycle de RANKINE réside dans le fait qu'il a une surchauffe (D-E)

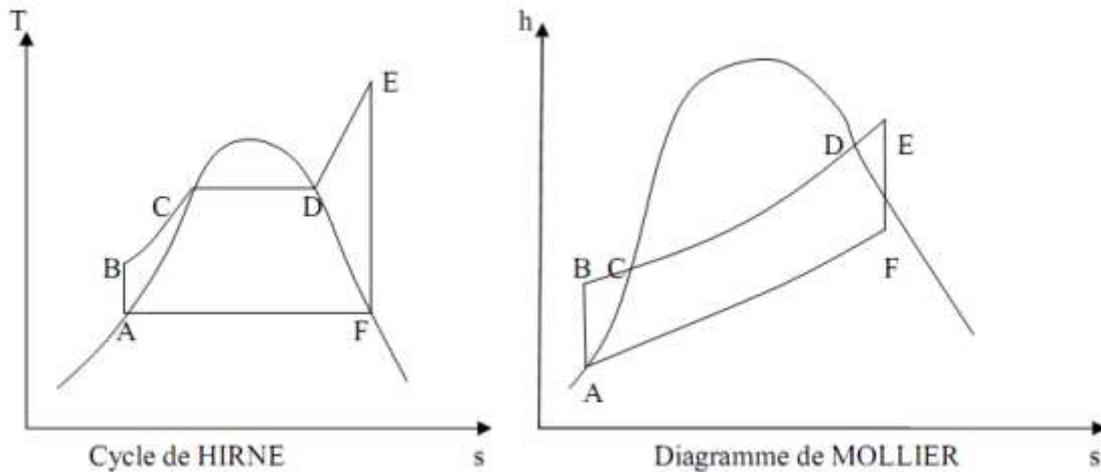


Figure II. 20: Cycle de HIRN.

Le rendement de ce cycle est donné par :

$$\eta = \frac{\text{Travail récupéré}}{\text{Chaleur dépensée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$Q_1 = h_E - h_B$: chaleur reçue par le système.

$Q_2 = h_f - h_A$: chaleur perdue par le système.

Le but de la surchauffe est l'augmentation de Q_1 et par la même occasion l'augmentation du rendement de ce cycle, par rapport au cycle de RANKINE.

❖ Cycle de HIRN avec resurchauffe

Il consiste à resurchauffer de nouveau à pression constante, la totalité du Débit de vapeur qui a travaillé dans une partie de la turbine et à la réintroduire dans celle-ci afin de l'y faire travailler à nouveau. Ce procédé procure

- Une amélioration assez modérée du cycle
- Une augmentation de rendement par la réduction de l'humidité de la vapeur dans la turbine.[11]

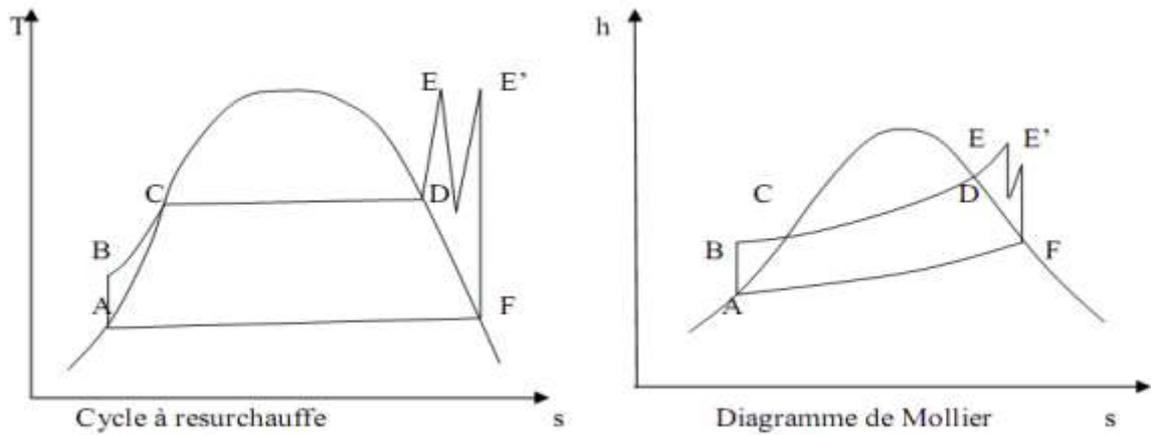


Figure II. 21: Cycle de HIRN avec resurchauffe.

❖ Cycle de HIRN avec soutirages

Ce procédé consiste à récupérer une partie de l'énergie qui aurait été perdue dans le condenseur, en soutirant d'un ou de plusieurs étages intermédiaires de la turbine de la vapeur et s'en servir pour réchauffer le condenseur. On définit l'efficacité du soutirage par :

$$E = \frac{Q - Q'}{Q}$$

Avec :

Q : Chaleur à fournir sans soutirage.

Q' : Chaleur à fournir avec soutirage.

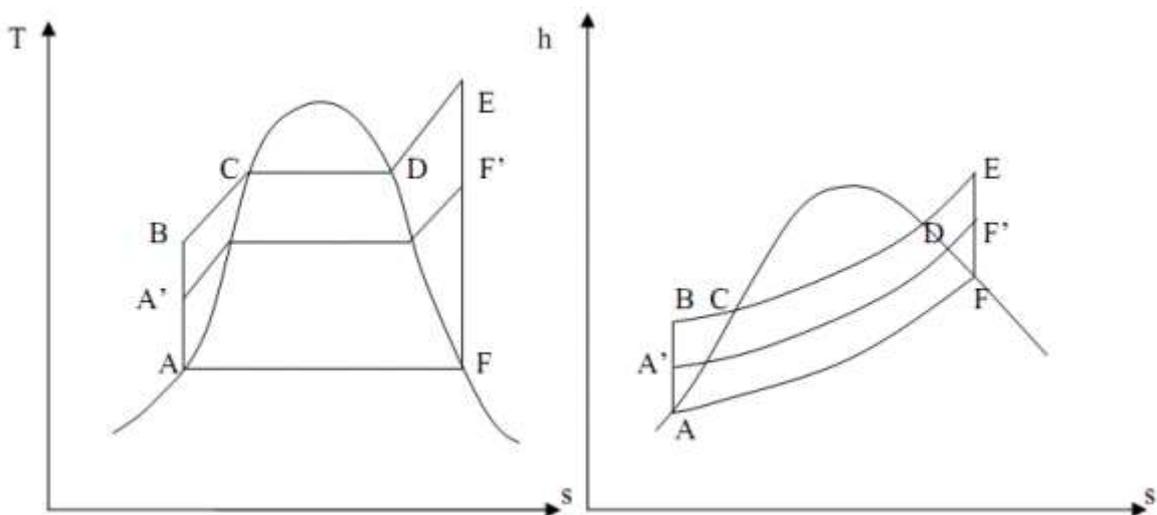


Figure II. 22: Cycle de HIRN avec soutirages.

II.2.6. Comparaison de point de vue thermodynamique

Dans le cas de la vapeur d'eau, la puissance absorbée par la pompe d'alimentation, le ventilateur et le turbo compresseur est de l'ordre de 6 à 9 % de la puissance développée par la turbine. Il n'en est pas de même lorsque le fluide moteur est un gaz permanent ; celui-ci doit être comprimé à l'état gazeux par un compresseur, qui est l'un des principaux organes de cette installation.

La substitution d'un gaz permanent à un fluide condensable présente encore un autre aspect ; dans le cas de l'eau, toute la chaleur latente qui reste à la fin de la détente est transmise à l'eau dans le condenseur. Elle est ainsi définitivement perdue.

Seule une fraction de la chaleur de la vapeur peut être réintroduite dans le cycle, le reste doit nécessairement être cédé à la source froide. Le fluide sortant de la turbine à gaz ne contient que de la chaleur sensible; ce n'est pas seulement une partie mais, la totalité de cette chaleur qui peut être introduite dans le cycle.[9]

II.2.7. Comparaison entre la TG et la TV [8]

Tableau II. 1: Les TG diffèrent des TV par les caractéristiques.

	Turbine à vapeur	Turbine à gaz
Encombrement	Elle comporte une chaudière, un condenseur, turbopompe alimentaire et d'extraction, ainsi qu'un dégazeur.	Un seul compartiment
Démarrage	Il nous faut au moins 1 heure 30 minutes pour la démarrer. Sans tenir compte le temps de démarrage de la chaudière.	Démarrage rapide neuf minutes, démarrage normal 21 minutes.
T° C (max)	700°C	1500 °C
P bar (max)	127bars (9FA Alstom)	32 bar (GT24,GT26 ISO2314:1989)Alstom
Puissance utile MW	1400MW	950MW model 3*V84 3A 4 GUD 1S84 3A Santa Rita (Philippine)
η_{th}	40.2% à 41.6% Coal	38% à 45% gas/oil

II.3. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre on a présenté la turbine à gaz **TG** et ses principaux éléments constitutants, aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par ses modes de constructions, modes de travail et par ses modes de fonctionnement. L'étude énergétique du cycles idéal et réel de turbine à gaz ,nous a permis de déduire que la puissance fournie par une turbine à gaz dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse et qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression $a = (P_2/P_1)$ et de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion.

Nous avons énuméré aussi quelques améliorations possibles qui influent sur la puissance et le rendement de la turbine à gaz simple **TG**.

Dans la deuxième partie de ce chapitre on a présenté la turbine à vapeur **TV**, son principe de fonctionnement, son utilisation dans l'industrie et ces classifications par la suite nousavons présenté les cycles d'installations motrices à vapeur **IMV** cycle de Carnot et cycle de Rankine et cycle de Hirn » et nous avons énuméré quelques améliorations qui influent sur la turbine à vapeur **TV** (cycle de Hirn avec resurchauffe et cycle de Hirn avec soutirage).

La comparaison entre ces deux cycles TG et TV nous a permis de dire que la turbine à gaz est mieux adaptée pour répondre à la demande d'électricité pour notre pays vue les avantages. Quelles nous procurent :

Combustible, puissance et rendement fourni, en plus elle est classée comme une énergie propre. Seulement on peut améliorer ces avantages si on combine les deux cycles TG et TV, c'est l'objectif du chapitre qui suit.

***Chapitre III : Cycle
combiné et chaudière de
récupération***

III.1. Cycle combiné

III.1.1. Historique du cycle combiné [2]

Les cycles combinés avec récupération de la chaleur, qui emploient la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, ont été rendus faisables par augmentation du transfert thermique latéral par l'utilisation des tubes ailés. Les chaudières à tubes ailés ont été mises en service en 1959. Depuis 1960, le type de récupérateur de chaleur du cycle combiné est devenu dominant. Son application initiale était dans des applications de puissance et de chaleur là où son rapport de puissance à la chaleur était favorable dans beaucoup de processus chimiques et pétrochimiques. Un nombre réduit de récupérateur de chaleur des cycles combiné ont été installés dans les centrales de production d'électricité dans les années 1960. Quand les turbines à gaz dont la capacité est plus de 50 MW ont été introduites dans les années 70 les expériences des récupérateurs de chaleur des cycles combinés ont rapidement augmenté dans les applications des compagnies d'électricité.

Les années 80 et le début des années 90 ont apporté un grand nombre de systèmes utilisant le gaz naturel comme combustible (installations de production de puissance et de production de puissance et chaleur (cogénération). Les installations de puissance seule utilisent l'extraction minimale de vapeur pour le chauffage d'eau d'alimentation. Les systèmes de cogénération utilisent la vapeur d'échappement des turbines à vapeur dans d'autres processus. Quelques cycles combinés par cogénération exportent la vapeur directement du HRSG.

Une centrale de 1886 MW à Korea Electric Power Company Seoinchon utilise huit turbines à gaz avancées configurées avec les systèmes de combustion de basse émission de NOx et un cycle de vapeur avec réchauffage.

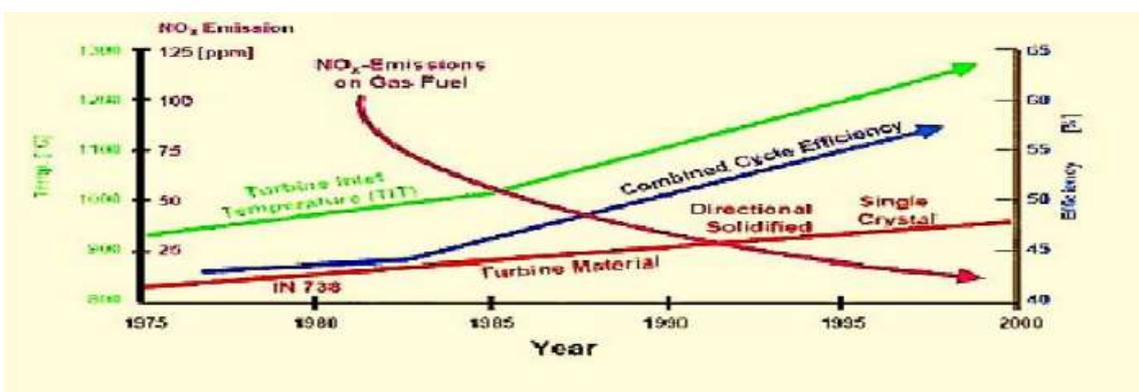


Figure III. 1: Progression du rendement thermique du cycle combiné.

Les améliorations de l'efficacité du cycle combiné ont mené à l'amélioration des performances de turbine à gaz qui résultaient principalement des températures plus élevées à l'entrée turbine.

III.1.2. Principe d'une installation à cycle combiné [13]

Dans une installation à cycles combinés, le fluide de l'IMV (installation motrice à vapeur) est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le schéma de principe de l'installation est présenté sur la Fig.III.2. L'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau de l'IMV a lieu dans un échangeur de chaleur appelé chaudière de récupération qui joue le rôle du (HRSG) d'une IMV. Compte tenu des niveaux de température, le cycle de base de l'IMV est un cycle de Hirn avec des soutirages.

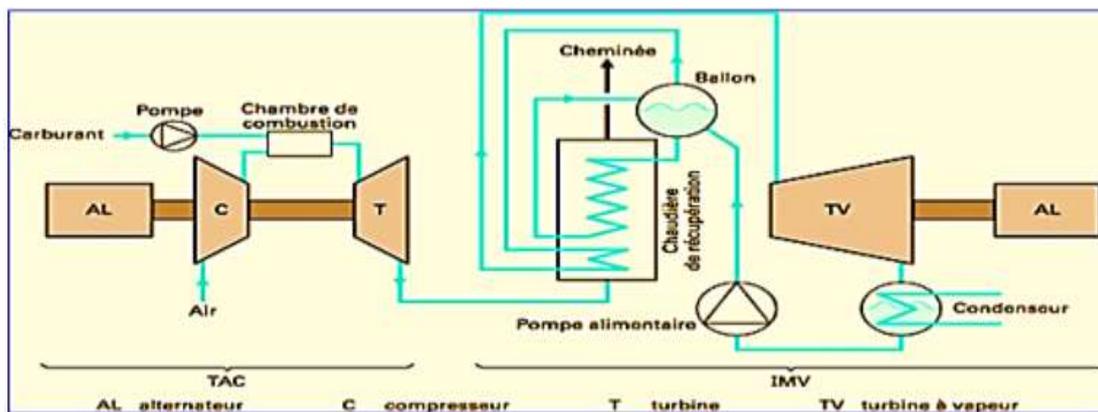


Figure III. 2: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.

Afin de limiter les températures atteintes en fin de combustion dans les TG, on réalise la combustion avec un excès d'air. Les gaz d'échappement contiennent alors encore suffisamment d'oxygène pour réaliser, grâce à un apport supplémentaire de carburant, une nouvelle combustion dite postcombustion, qui augmente la température des gaz et améliore le rendement de l'ensemble à l'image de ce qui se passe dans une turbine à gaz lorsque on effectue une détente réchauffée. En particulier la post-combustion est intéressante lorsque la TG dispose d'un Récupérateur de chaleur. Le schéma d'une telle installation est représenté sur la figure Fig.III.3

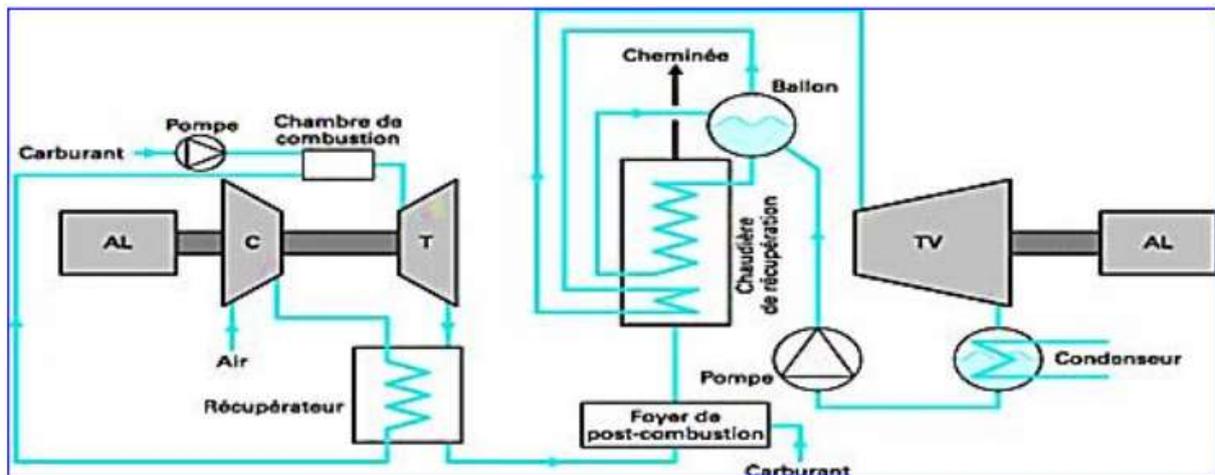


Figure III. 3: Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion.

III.1.3. cycle combiné à un niveau de pression [13]

C'est un couplage d'un cycle de Joule avec un cycle de Hirn. Pour un échange sans pertes dans la chaudière de récupération, la puissance cédée par le gaz doit être égale à la puissance récupérée par l'eau.

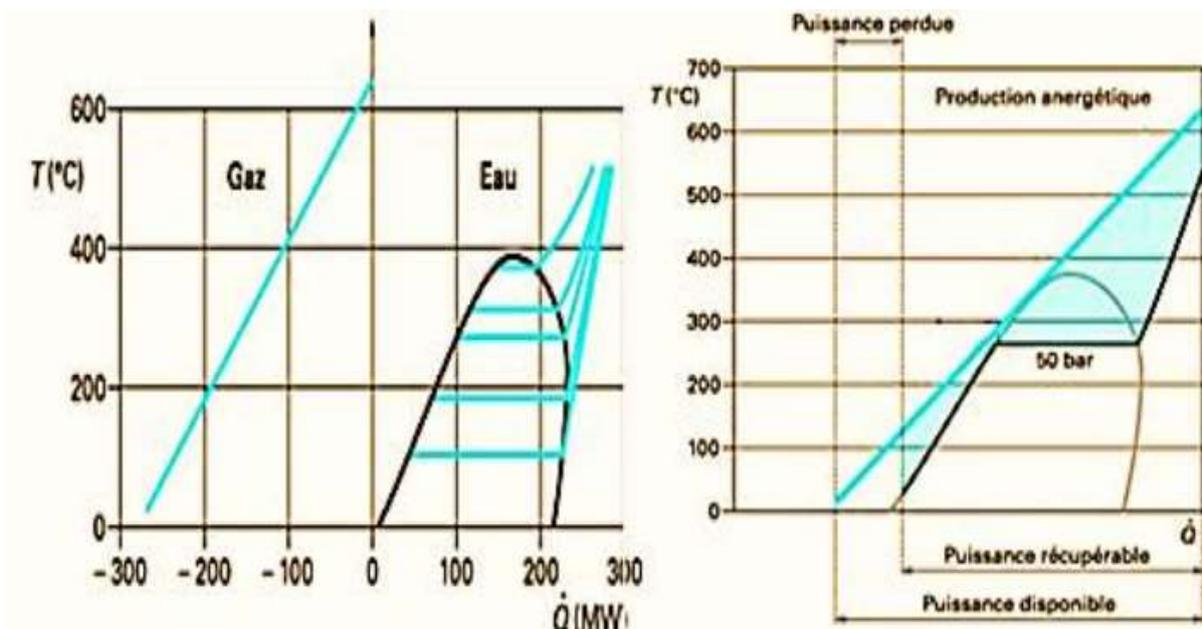


Figure III. 4: Puissance récupéré dans une chaudière de récupération.

III.1.4. Cycle a plusieurs niveaux de pression[13]

Le couplage avec plusieurs cycles de Hirn à des pressions différentes permet encore de minimiser les irréversibilités des échanges, donc d'améliorer le rendement global de l'installation. Comme le montre

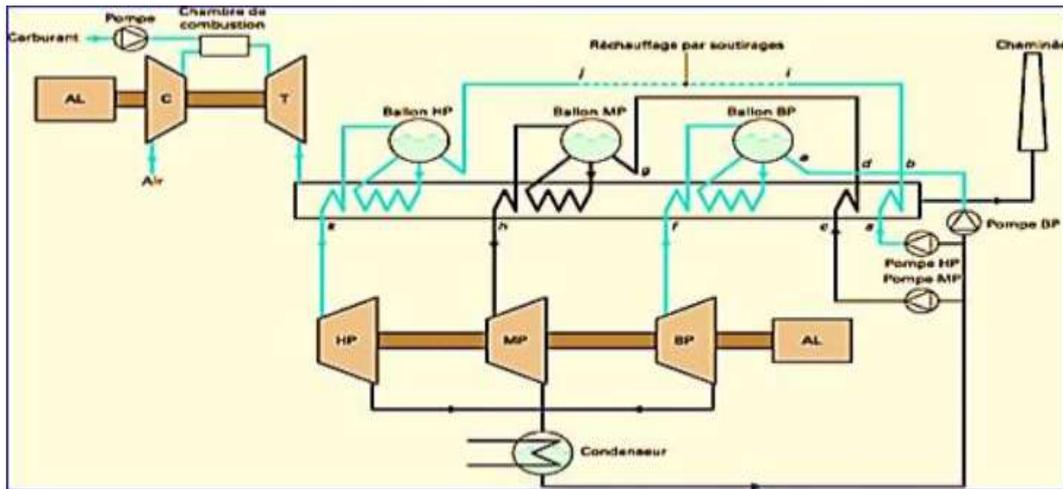


Figure III. 5: Installation d'un cycle combiné à trois niveaux de pression alimentés en parallèle.

La figure.III.6 est représenté le schéma de l'installation des trois cycles de Hirn en parallèle sont mis en œuvre pour récupérer la quasi-totalité de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz. La turbine à vapeur comporte trois corps : un corps BP, un corps MP et un corps HP.

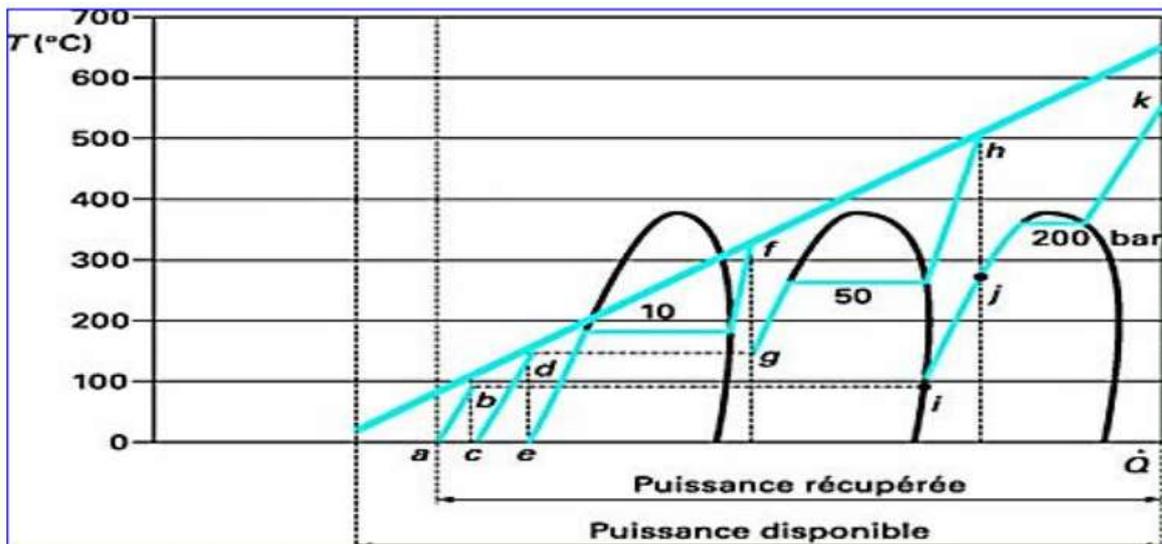


Figure III. 6: Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle.

III.1.5. Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) [2]

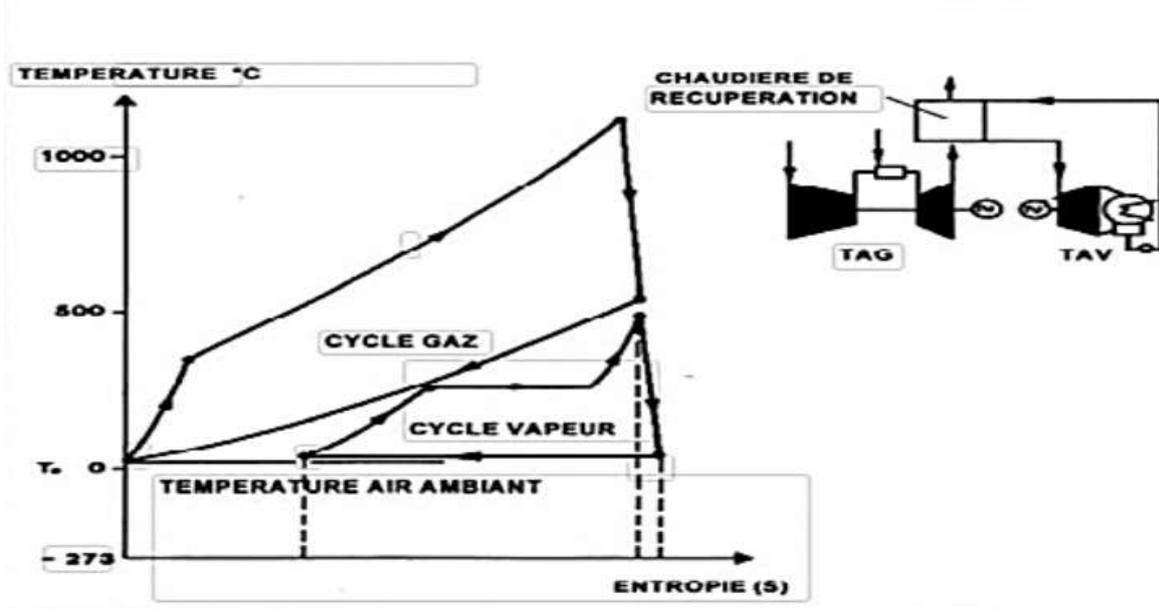
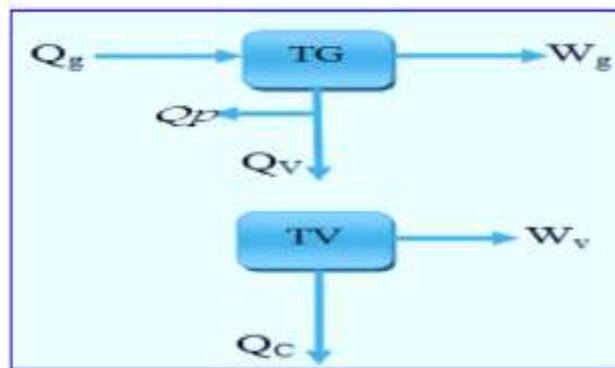


Figure III. 7: Diagramme T-S du cycle combiné TG avec un cycle TV.

Pour le cycle combiné on considère les échanges d'enthalpies suivantes :

Avec : Q_p : la chaleur chaude, W_g : le travail utile, Q_c : la chaleur rejetée au condenseur, Q_g : les pertes, Q_v : la chaleur fournie au cycle à vapeur, W_v : le travail utile



Le rendement thermique η_{cc} du cycle combiné se calcule comme suit[14] :

$$\eta_{cc} = \frac{W_g + W_v}{Q_g} = \eta_g + \frac{Q_v}{Q_g} \eta_v$$

Le rendement de la turbine à gaz η_v : le rendement de la turbine à vapeur

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

récupération η_{cR} car on a : $\eta_{cR} = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{1}{1 - \eta_g} * \frac{Q_v}{Q_g}$

III.1.6. Influence du rapport de compression de turbine à gaz [12]

III.1.6.1. Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés

Les résultats d'une étude correspondant à une turbine à gaz particulière sont présentés dans la **Fig.III.8** qui suit après.

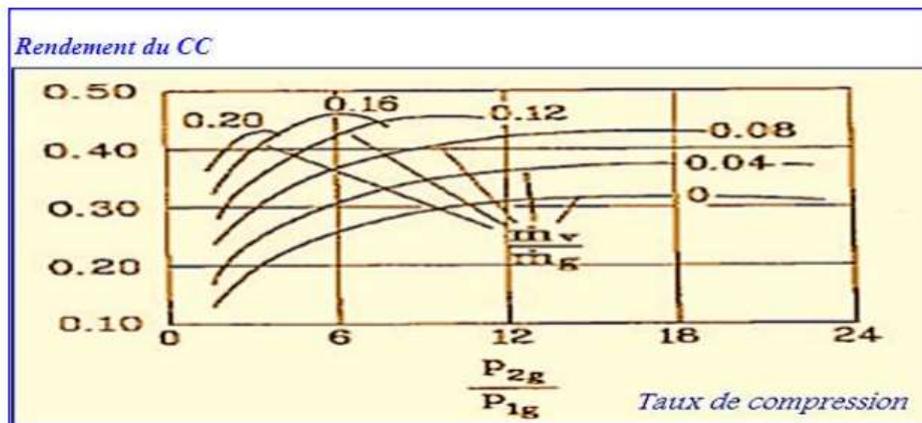


Figure III. 8: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur.

III.1.6.2. Variation du rendement total en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de la température T_{3g}

Si l'on trace l'enveloppe de la valeur maximale de la Fig. III.8, on obtient une courbe correspondant aux meilleurs rendements thermiques de cycle combiné pour une température maximale donnée de la turbine à gaz, comme le montre la figure (Fig. III. 9. La Fig. III.10) présente les résultats d'une étude similaire, les courbes de rendement des turbines à gaz simples y sont également tracées. On constate que le rendement thermique du cycle combiné a un effet beaucoup plus faible sur le taux de compression qu'une simple turbine à gaz.

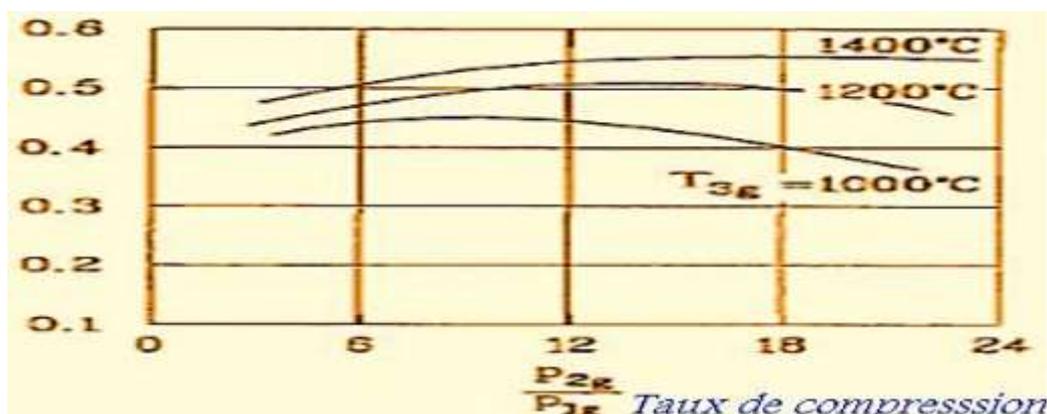


Figure III. 9: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz.

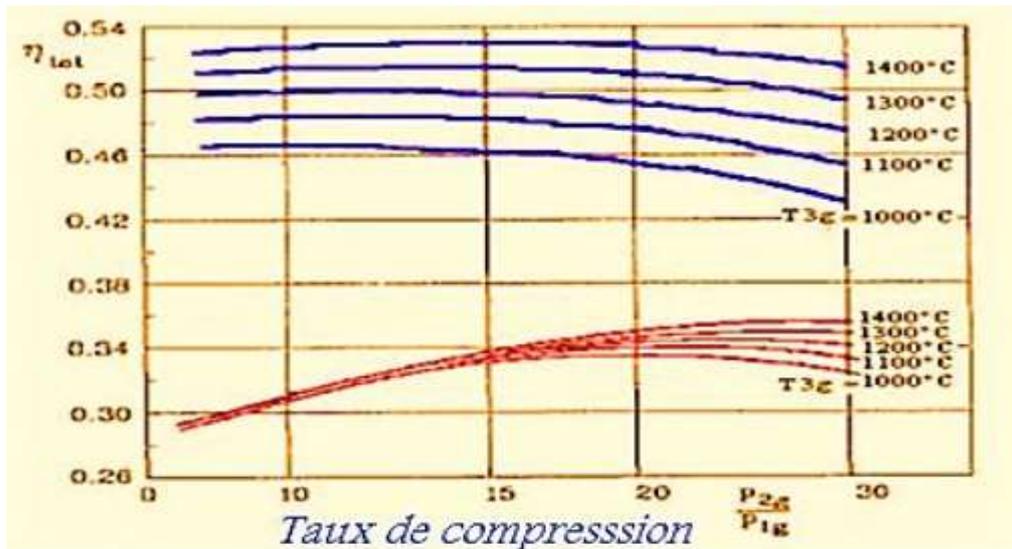


Figure III. 10: Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz.

III.1.7. Influence de la température des gaz d'échappement T_{4g} [12]

Il serait intéressant d'examiner l'effet de la température des gaz T_{4g} en sortie de turbine sur le rendement du cycle combiné). Le graphique de la Figure III.11 met bien en évidence l'intérêt de l'augmentation de la température des gaz en sortie de turbine TG dans le cas d'une centrale à cycle combiné.

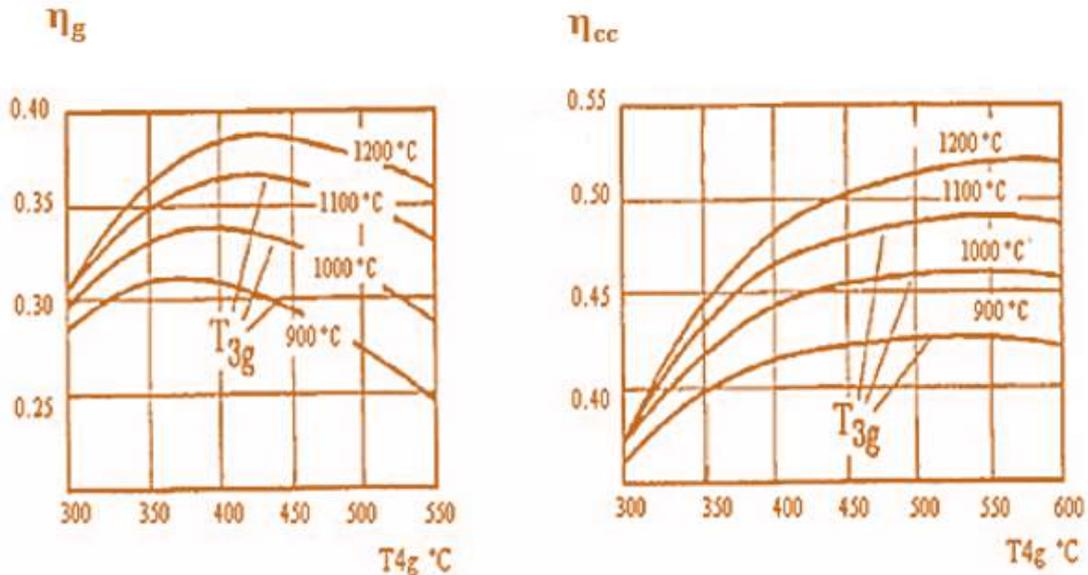


Figure III. 11: Rendement thermique d'une TG (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz.

III.1.8. Les avantages du cycle combiné [2]

La demande de centrales à cycle combiné a considérablement augmenté durant la dernière décennie grâce à la technologie de production de vapeur et/ou d'électricité est la plus efficace sur le marché actuellement et a fait ses preuves. Il existe, cependant, d'autres raisons

pour expliquer ce succès : la disponibilité du gaz et du mazout, la dépense modérée d'investissement et un délai court de construction par rapport aux centrales à cycle de Rankine.

a) Points d'amélioration : Bien des avantages de la technologie du cycle combiné sont directement liés à ceux de la conduite de la centrale. Ces avantages sont décrits ci-dessous.

1-Le rendement : La technologie récente permet l'augmentation du rendement en conservant les niveaux élevés de disponibilité et de fiabilité. Des fabricants, comme General Electric, ont mis en œuvre des avancées dans le domaine du refroidissement et de l'aérodynamique pour faire passer le rendement de leur turbine à gaz à cycle simple à plus de 35%.

2-La fiabilité : Les turbines à gaz plus anciennes sont relativement peu fiables par rapport aux turbines à vapeur des centrales électriques à cycle de Rankine. Depuis le début des années 1970, la disponibilité des turbines à gaz est passée de 70 % à plus de 90 %. La disponibilité du nouveau modèle devrait être d'environ 95 % avec un temps moyen entre pannes (MTBF) de 3 000 heures. C'est plus que la disponibilité de nombreuses centrales à cycle de Rankine conventionnelles. L'amélioration de la fiabilité provient principalement des améliorations matérielles et de la redondance d'équipements clés "intégrés à la conception", notamment le système de contrôle. L'intégration de la redondance dans la conception garantit qu'au moins un composant prend le relais en état de veille, de sorte que la défaillance d'un seul composant n'entraîne pas d'arrêt forcé.

3-La flexibilité : La turbine à gaz peut fonctionner en cycle simple ou en mode combiné. Cette caractéristique exige l'installation d'un registre et d'une cheminée de by-pass entre l'échappement de la turbine à gaz et la Chaudière de Récupération (HRSG). L'emploi d'un tel volet de contournement permet de mettre la turbine à gaz en fonctionnement alors que la partie cycle de Rankine de la centrale est à l'arrêt. La flexibilité peut être renforcée en multipliant les turbines à gaz, les HRSG et les turbines à vapeur. Cependant, cela signifie aussi une plus grande complexité. Les centrales à cycle de Rankine, équipées de chaudières à combustion, demandent souvent plusieurs heures, ou mêmes plusieurs jours, pour passer de l'état froid à celui de fonctionnement. La plus grande partie de la phase de démarrage consiste à préchauffer la chaudière et la turbine à vapeur pour éviter les contraintes thermiques et la fatigue du matériel. Comme elles fonctionnent à des pressions et des températures élevées, les centrales classiques (Cycle de Rankine) sont construites en matériaux plus lourds/plus épais conçus pour résister à ces conditions de travail. Ceci comprend :

L'enveloppement et le rotor de la turbine

- ✓ La pente de montée en température de ces matériaux plus lourdes/plus épaisse est plus faible
- ✓ Temps pour amener la centrale à la phase de démarrage, plus long.

Les centrales à cycle combiné, construites dans des matériaux plus légers, fonctionnent à des pressions et des températures plus basses. La partie turbine à gaz d'une centrale à cycle combiné peut passer de l'état froid à la pleine charge de 10 à 20 minutes en fonction des caractéristiques de la tranche. Les (HRSG) faites de matériaux plus légers que les chaudières classiques peuvent être amenées à la production optimale de vapeur en un temps très court. Cette flexibilité renforcée par rapport aux centrales classiques à cycle de Rankine permet de diminuer le coût homme heure et le temps d'immobilisation et d'augmenter le rapport financier du fait que la vapeur peut être produite en un temps très court.

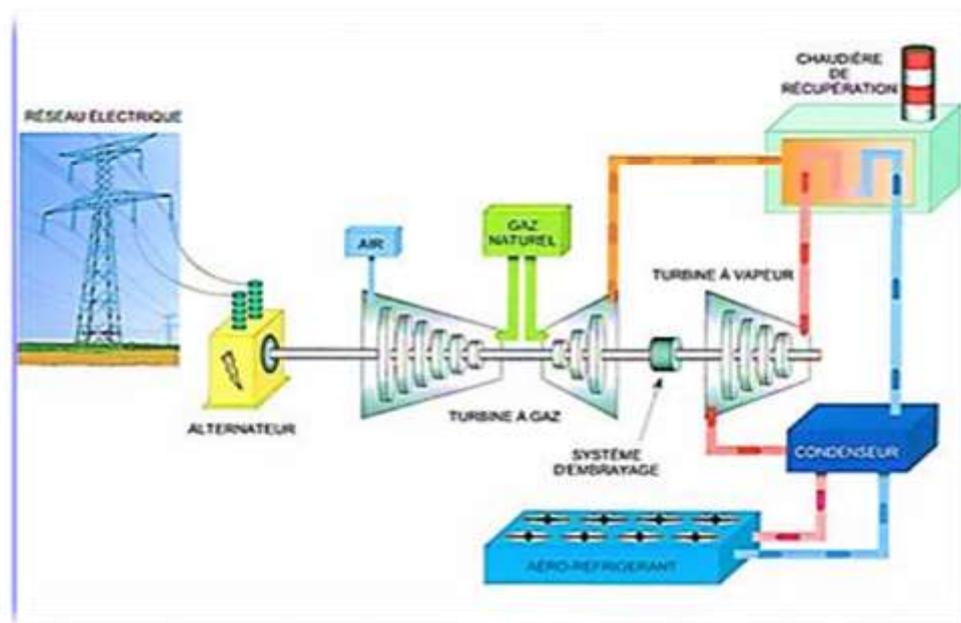


Figure III. 12: Schéma d'un cycle combinés gaz-vapeur.

III.2. Chaudière

III.2.1. Generalité [2]

Il existe deux grands groupes de chaudières : les chaudières de récupération et les chaudières à combustion. Les chaudières à combustion sont conçues en fonction des caractéristiques du fluide caloporteur ou du fluide à vaporiser, ainsi que de celles du combustible à brûler. Les chaudières de récupération ont, elles aussi, des caractéristiques très variées, dictées par les processus industriels auxquelles elles sont associées. Elles produisent soit de la vapeur de chauffe, utilisée en d'autres points de l'installation qui nécessitent un apport de chaleur, soit de la vapeur énergétique, dont la détente dans des turbines permet

d'entraîner certaines machines, telles que des compresseurs, des pompes ou alors des alternateurs connectés à un transformateur pour la production d'électricité.

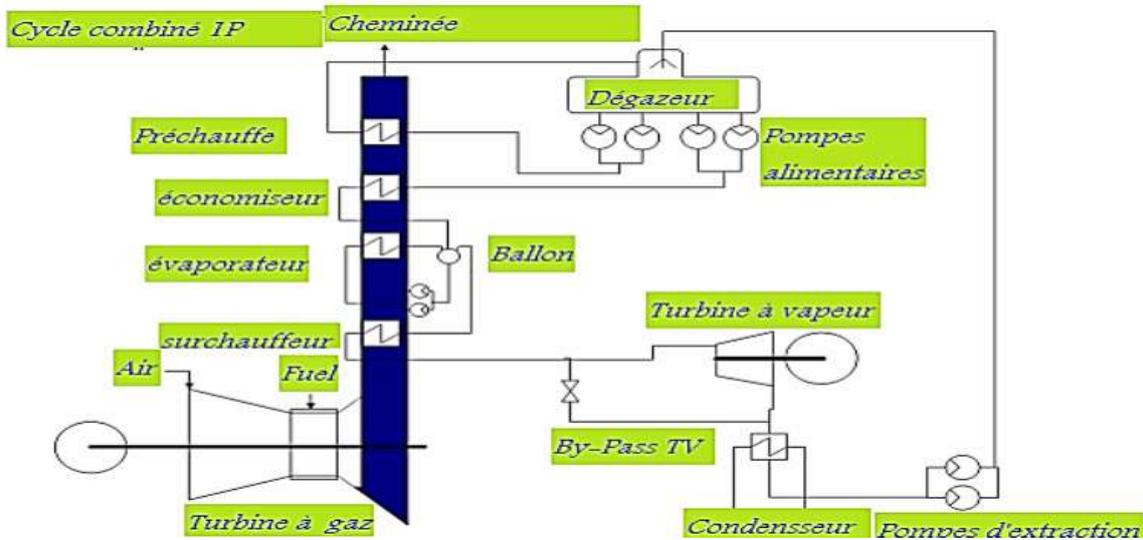


Figure III. 13: Exemple de cycle TGV à un seul niveau de pression.

Dans ces chaudières, l'eau est chauffée dans des tubes horizontaux puis évaporée et surchauffée. Les chaudières traditionnelles utilisent exclusivement de l'eau liquide, la chauffent à la température de saturation et l'évaporent sous forme de vapeur saturée. Très généralement, ils surchauffent alors cette vapeur, c'est-à-dire qu'ils élèvent sa température au-dessus de sa température de saturation. La vapeur ainsi produite peut également constituer un fluide caloporteur ; elle est alors générée à une pression telle que sa température de condensation corresponde au niveau de température requis par les composants de l'utilisateur ; elle n'est que faiblement surchauffée et ne sert qu'à limiter la condensation parasite dans le transport et tuyauterie de distribution.

III.2.2. Les chaudières à circulation naturelle [15]

Dans les chaudières à circulation naturelle, la circulation du fluide dans l'évaporateur est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau vapeur qui remonte vers le ballon. Comme le montre la Fig.III.14. La chaudière à un niveau de pression peut donc être divisée en trois zones bien distinctes :

- ✓ L'économiseur : l'eau liquide est réchauffée jusqu'à la température d'approche qui se situe à quelques degrés sous la saturation. Cette différence de température est une sécurité pour ne pas avoir de vaporisation à l'intérieur de tubes ;
- ✓ L'évaporateur : l'eau reprise à la base du ballon est partiellement vaporisée puis renvoyée dans le ballon ;

- ✓ La surchauffeur : la vapeur est soutirée en haut du ballon et est surchauffée jusqu'à la température de consigne. Généralement, la température à la sortie de la surchauffeur est régulée par une désurchauffe, ce qui permet un contrôle plus facile en cas de modification des conditions de fonctionnement de la source de fluide chaud (par exemple une turbine à gaz).
- ✓ La différence de densité entre les phases vapeur et liquide à saturation décroît quand la pression augmente. C'est pourquoi on ne rencontre pas de chaudière à circulation naturelle à très haute pression (rarement au-delà de 145 bars).

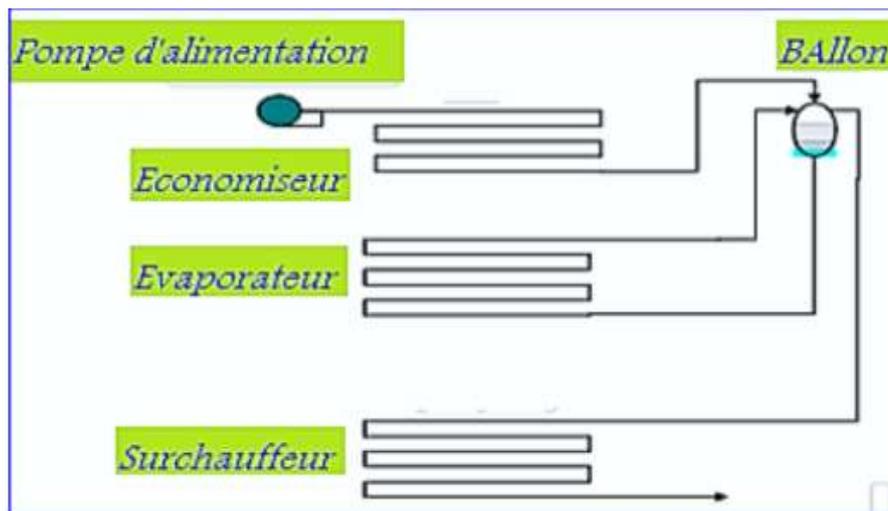


Figure III. 14: Chaudière à circulation naturelle.

III.2.3. Les chaudières à circulation assistée[2]

Une pompe de circulation est alors introduite dans la boucle de vaporisation pour vaincre les pertes de charge du mélange eau vapeur à déplacer. Comme le montre la Fig.III.15.

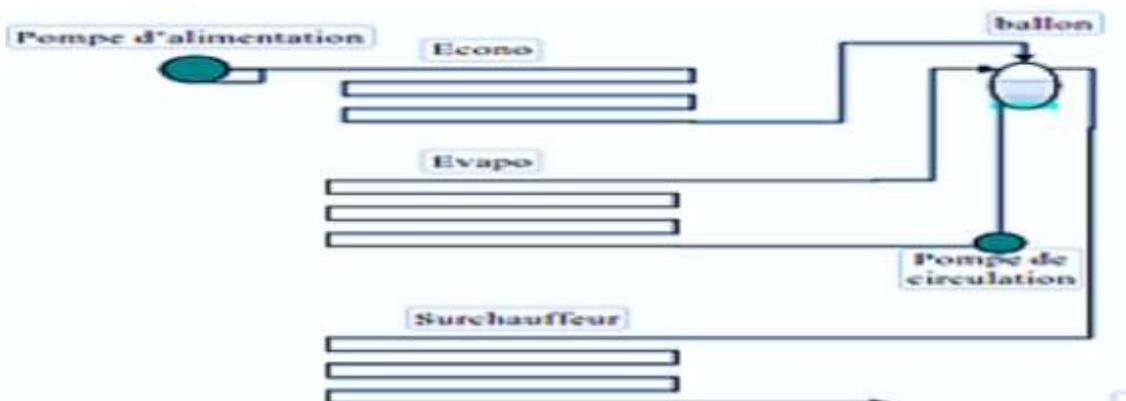


Figure III. 15: Chaudière à circulation assistée.

III.2.4. Les chaudières à circulation forcée

Les chaudières les plus modernes peuvent être des chaudières directes : théoriquement, elles n'ont plus de réservoir d'eau pour séparer l'eau de la vapeur, mais sont plutôt constituées

d'un grand nombre de tubes parallèles dans lesquels l'eau est chauffée, évaporée et surchauffée en même temps. Dans les chaudières à circulation forcée, il a été divisé en La différence entre l'économiseur et le vaporisateur n'est pas clair. Si un récipient de séparation est laissé, non seulement le volume est fortement réduit, mais son utilité est principalement limitée à l'étape ascendante du démarrage de la chaudière. Comme le montre la figure III.16.

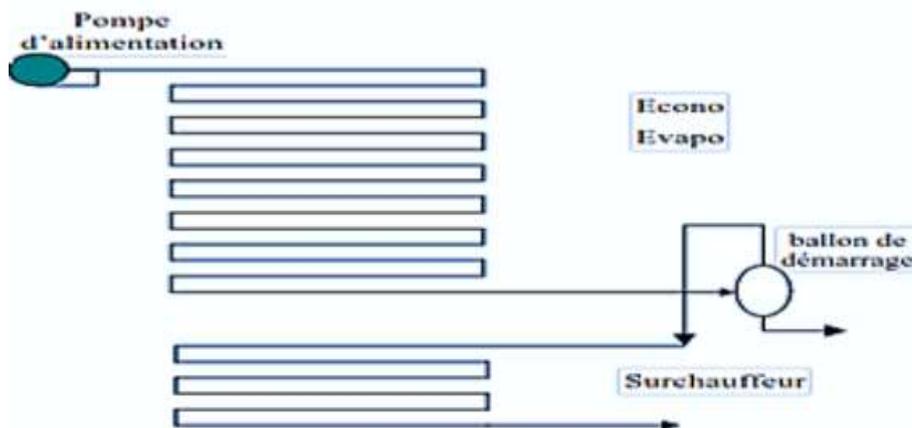


Figure III. 16: Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage.

III.2.5. Les chaudières dans un cycle TGV [2]

Dans un cycle combiné, les chaudières de récupération doivent être conçues de manière à satisfaire à plusieurs objectifs :

- ✓ Réduire les irréversibilités de transfert de chaleur.
- ✓ Accroître l'efficacité du transfert de chaleur.
- ✓ Minimiser la perte par enthalpie restante des fumées rejetées à la cheminée.
- ✓ Permettre le réglage de la température de sortie de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine à vapeur.
- ✓ Pouvoir être rapidement démarrée pour ne pas perturber le cycle combiné,
- ✓ Présenter une perte de charge limitée côté fumée pour limiter la contre-pression à l'échappement de la turbine à gaz, ce qui en réduirait le rendement. Afin d'atteindre ces objectifs, certaines méthodes sont systématiquement utilisées :
- ✓ Déterminer les niveaux de pression et organiser la circulation générale de façon à minimiser la différence de température entre les fumées et l'eau/vapeur à réchauffer.
- ✓ Adopter pour chaque échangeur la circulation à contre-courant.
- ✓ Utiliser un réchauffeur d'air.

Considérons une chaudière de récupération composée d'un économiseur, d'un évaporateur et d'une surchauffeur. Si l'eau et les fumées circulent à contre-courant, la différence minimum de température entre les fumées et l'eau définira le point de

pincement du procédé. Deux points de pincement apparaissent dans une chaudière de récupération à simple pression Comme le montre la Fig.III.17, un point de pincement à la sortie de la surchauffeur (F1, E1) et un point de pincement à l'évaporateur (F3, E3). Le point de pincement définit la limite de récupération correspondant à l'énergie maximum récupérable dans les fumées. La connaissance des enthalpies des fumées aux points F1 et F3 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points E1 et E4 permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière.

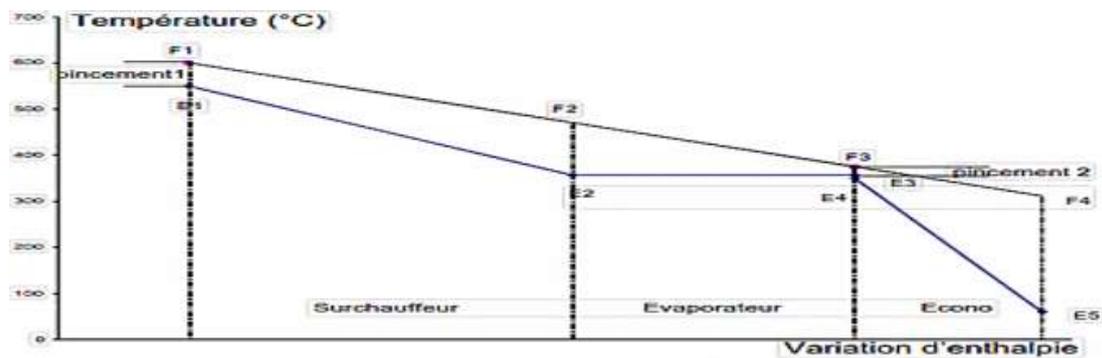


Figure III. 17: Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant.

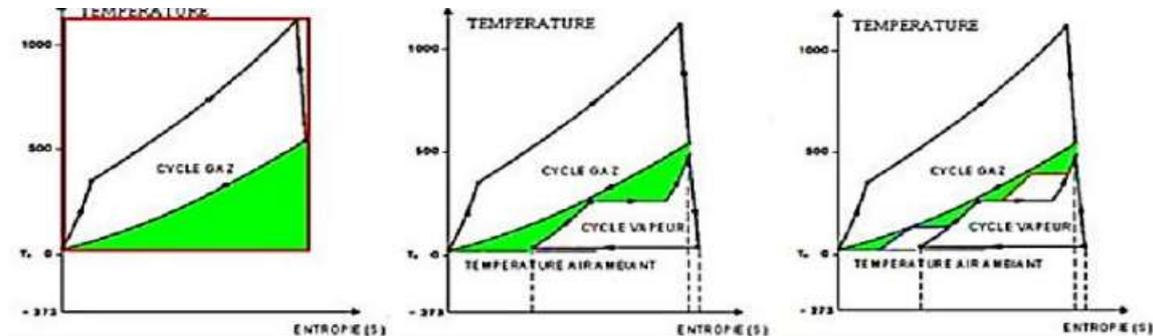


Figure III. 18: Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière.

En ajoutant un niveau de pression on a donc réduit les pertes d'irréversibilité de presque 3%. Comme le montre la Fig.III.18. On peut également réduire les irréversibilités dans une chaudière de récupération en produisant de la vapeur supercritique ($P > 220.64$ bar). Le palier de vaporisation s'atténue et on constate une meilleure concordance entre les courbes des fluides chauds et froids. En pratique, ce sont les irréversibilités de l'ensemble du cycle TGV qu'il faudra réduire, en ce compris les irréversibilités dues à la détente de la vapeur dans les turbines. Cela se fera notamment en ajoutant une resurchauffe de la vapeur à la sortie turbine haute pression.

III.2.6. La méthode du pincement [2]

Cette méthode a pour but l'optimisation des échangeurs thermique au sein d'un site et permet de viser des réductions de consommation d'énergie réalistes. Elle fait la synthèse des besoins énergétique (appelés flux froids) et des énergies disponibles (appelés flux chaud) pour optimiser l'échange entre ces différents flux selon un critère économique optimisé entre coûts d'exploitation et coût d'investissement. Comme le montre la Fig.III.19. La valeur du pincement est choisie en fonction du problème considéré, c'est-à-dire que le concepteur choisit sa valeur : soit elle l'est imposée par des considérations extérieures à l'optimisation, soit il la choisit sa valeur par expérience, des valeurs usuelles de pincement sont 16K pour les gaz, 8K pour les liquide, et 6K pour les vaporisations sous condensation. Néanmoins ces valeurs sont parfaitement modifiables, par exemple dans le cas, où des échangeurs à haute performance en matériau spéciales ont utilisés, ou alors c'est un paramètre à faire varier dans une étude systématique afin de trouver l'optimum technico-économique. Dans le cas d'un système complexe le principe fondamental de la démarche consiste à satisfait les besoins de chaque équipement par une source appropriée (produit en un autre point du système ou par une source externe).

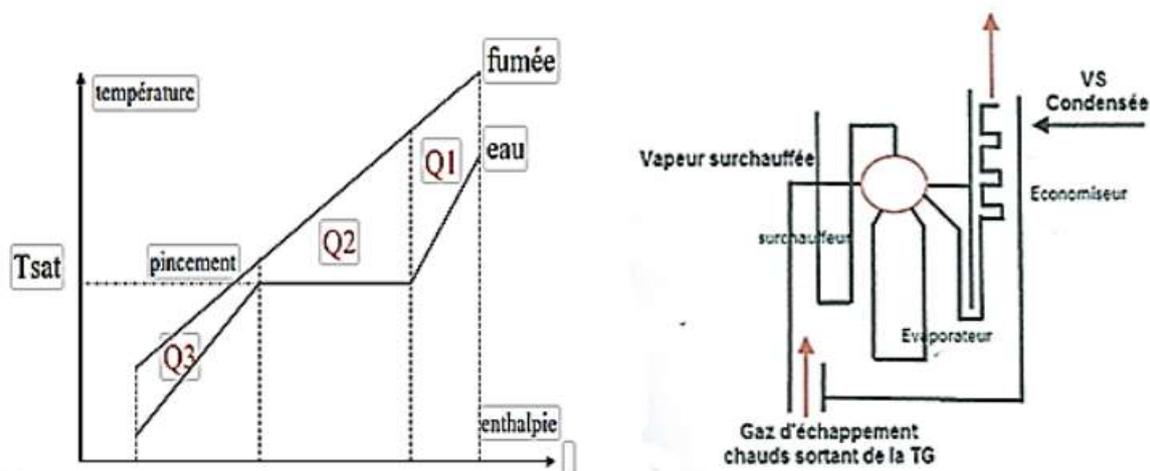


Figure III. 19: Éléments d'une chaudière de récupération.

III.2.7. Utilisation industrielle[2]

III.2.7.1. Le cycle CC

Aujourd'hui, les nouvelles centrales pour la production d'électricité sont fréquemment de type TGV (cycle combiné ou centrale turbine gaz/vapeur). Ce sont des cycles qui, comme leur nom l'indique, combinent une turbine gaz avec une turbine à vapeur (à condensation). La température élevée des fumées à la sortie de la turbine à gaz permet de vaporiser et surchauffer l'eau entrant dans le cycle vapeur. La chaudière de récupération constitue

physiquement l'interface entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur. Comme le montre la Fig.III.20.

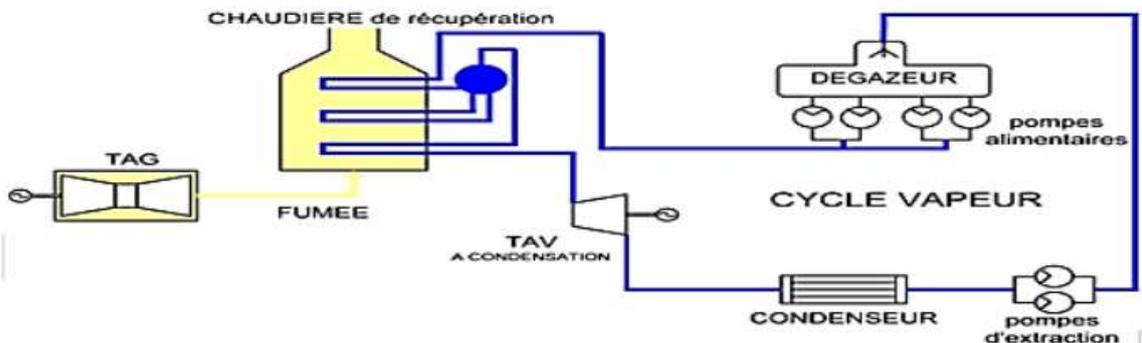


Figure III. 20: Exemple de cycle combiné.

III.2.7.2. La cogénération

La cogénération consiste à produire de la vapeur nécessaire à un processus industriel en utilisant les gaz d'échappement d'une turbine ou d'un moteur à gaz, en lieu et place d'une chaudière classique comme on en rencontre sur la plupart des sites industriels. Dans son principe, une cogénération au gaz est un cycle combiné (TGV) où on a supprimé la turbine à vapeur. Comme le montre la Fig.III.21.

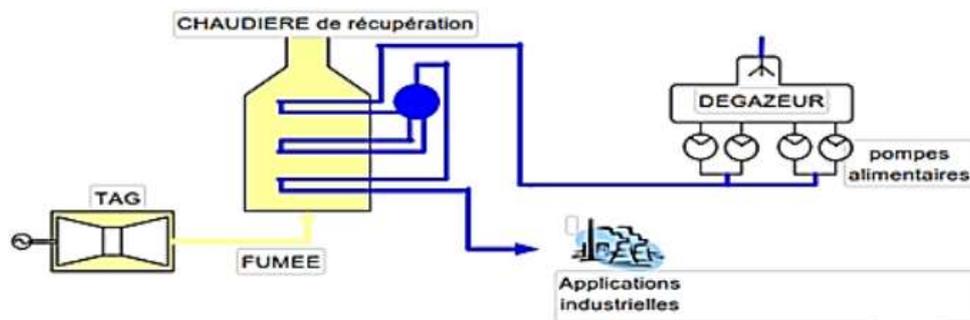


Figure III. 21: Exemple de cogénération.

III.2.7.3. Le repowering

Le repowering se présente comme une amélioration efficace des performances d'une centrale classique existante (cycle à vapeur seul) en y greffant un cycle gaz. On obtient donc un cycle combiné (TGV) dont le rendement est bien plus élevé que le rendement d'une centrale classique tout en profitant des installations existantes (turbine à vapeur, condenseur, tour de refroidissement,...).

Le coût du repowering est donc modéré comparé au coût d'une installation TGV neuve. Lors d'un repowering, la chaudière à combustion est remplacée par une chaudière de récupération puisqu'il s'agit d'utiliser l'enthalpie disponible à la sortie de la turbine à gaz en lieu et place du générateur de vapeur. Comme le montre la Fig.III.22.

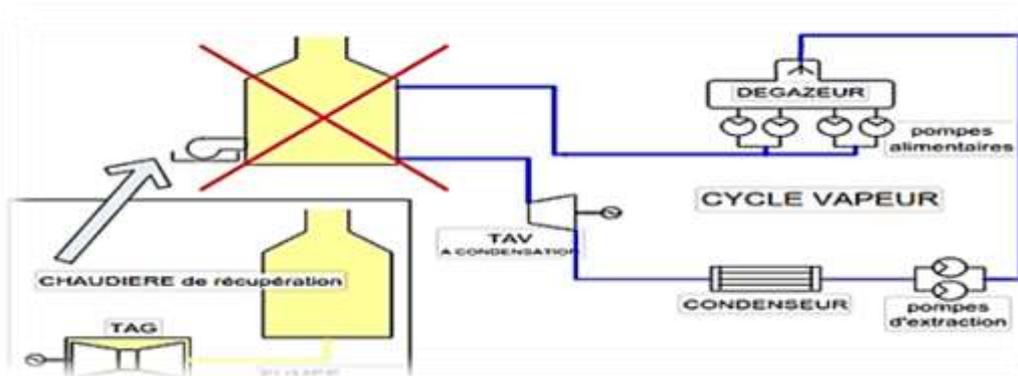


Figure III. 22: Exemple de repowering.

III.2.8. Fonctionnement d'un bureau de conception

Lors de la commande d'une nouvelle chaudière, le bureau de conception va être chargé de la conception de celle-ci. Les performances de la turbine à gaz ainsi que les caractéristiques des vapeurs produites (débit, température, pression, etc.) sont donnés par le client.

Un encombrement maximum de la chaudière au sol peut également être imposé. La conception de la chaudière va se faire en plusieurs étapes :

- ✓ Un dimensionnement « thermodynamique ».
- ✓ Un dimensionnement « géométrique ».
- ✓ Le dimensionnement final.

La chaudière ainsi conçue devra satisfaire à des contraintes d'allure imposées par le client. Le Bureau de conception sera également chargé de l'évaluation des allures principales ainsi que des performances de la chaudière. Ces performances devront être garanties par le fabricant lors de la vente.

III.2.8.1. Le dimensionnement « thermodynamique »

Il faudra tout d'abord, s'assurer que l'enthalpie disponible dans les fumées est suffisante pour produire la vapeur demandée. Si on admet un rendement de l'échange η échange inférieur à 1, prenant en compte les pertes à l'ambiance admises par le constructeur, on doit avoir : $Q_{\text{fumée}} \times \eta_{\text{échange}} = Q_{\text{vapeur}}$.

Dans une chaudière de récupération, l'échange de chaleur s'effectue principalement par convection, il dépend des propriétés de transport des fluides en contact (coefficients de transfert de chaleur) et de la conductivité thermique du métal constituant la séparation entre les fluides. Pour chaque échangeur, le bilan thermique peut s'écrire par deux types de calcul thermique sont envisagés pour la caractérisation de l'échangeur : la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie

des deux fluides. (Méthodes DTLM) la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. (Méthode d'efficacité « de NUT »).

a. Méthodes de ΔT_{LM}

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges. La puissance $P(W)$ d'un échangeur peut s'écrire de la manière suivante :

$$P = KG S \Delta T_{LM} \quad (III.1).$$

KG : est le coefficient de transmission thermique surfacique moyen.

S : la surface d'échange.

ΔT_{LM} : Représente l'écart de température moyen entre les deux fluides. On est obligé de raisonner sur la moyenne de KG et ΔT_{LM} , puisque la température des deux fluides et le coefficient KG varient d'un échangeur à l'autre. L'approche théorique est réalisée en régime permanent et fait les hypothèses suivantes : l'échangeur de chaleur est complètement isolé du monde extérieur (pas de pertes), en ignorant la conduction axiale.

- ✓ Les coefficients KG et C_p sont constants,
- ✓ La température de chaque fluide est uniforme dans une section donnée.

L'équation (1) peut ainsi s'écrire : « Φ : le flux de la chaleur ».

$$\Phi = KG S \Delta T_{LM} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (III.2).$$

En utilisant la forme donnée, on écrit le coefficient de transfert global:

$[K_{G_{i,e}} = \frac{1}{R_{i,e}}]$ «: la résistance ».

$$R = \frac{1}{h_i S_i} + \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e S_e} + \frac{F_i}{S_i} + \frac{F_e}{S_e} \quad \text{Et } S_e = \pi D_e L, \quad (III.3).$$

Avec :

S_e, S_i : la surface soit extérieur ou intérieur.

D_e, D_i : le diamètre soit extérieur ou intérieur.

L : La longueur du tube.

F_e, F_i : le fouling.

T_{ce}, T_{cf} : la température chaude à l'entrée et à la sortie du tube.

T_{fe}, T_{fs} : la température froide de à l'entrée et à la sortie du tube.

\dot{m}_c, \dot{m}_f : Le débit du fluide chaud et froid.

b. La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur) [16]

La méthode de DTLM est basé sur la connaissance des températures des deux fluides aux extrémités de l'échangeur de chaleur (entrée et sortie). Comme on n' a pas évaluer

l'échange thermique entre les deux fluides en partant des températures à l'entrée de l'échangeur (même fluides, débit et températures d'entrée.). Ceci est envisageable en utilisant la méthode de NUT (Nombre d'Unité de Transfert qui sera exposée ci-après. a) L'efficacité d'un échangeur de chaleur : Elle est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée). donc l'efficacité pour un fluide chaud $\epsilon = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}}$

$$\Phi_{réel} = \dot{m}_c C_p (T_{ce} - T_{cs}) \text{ ou } \Phi_{réel} = \dot{m}_f C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (III.4).$$

$$\Phi_{max} = (\dot{m}_c C_p)(T_{ce} - T_{cs}).$$

Donc l'efficacité ϵ pour un fluide chaud : $\epsilon = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}} = \frac{\dot{m}_c C_p (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}_c C_p) \min(T_{ce} - T_{cs})}$

Pour un fluide froid : $\Phi = (T_{ce} - T_{fe})$.

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à co-courant : $\epsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}))}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$.

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à contre-courant : $\epsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp(-NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}$.

b) NUT : appelé nombre d'unité de transfert en abrégé NUT (adimensionnelle), il représente le pouvoir d'échange de l'appareil. $NUT = \frac{KG.s}{C_{min}}$

Des abaques fournissent l'efficacité à partir du NUT et du rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ ont été dressés pour la plupart de configuration courantes d'écoulements (voir annexe I).

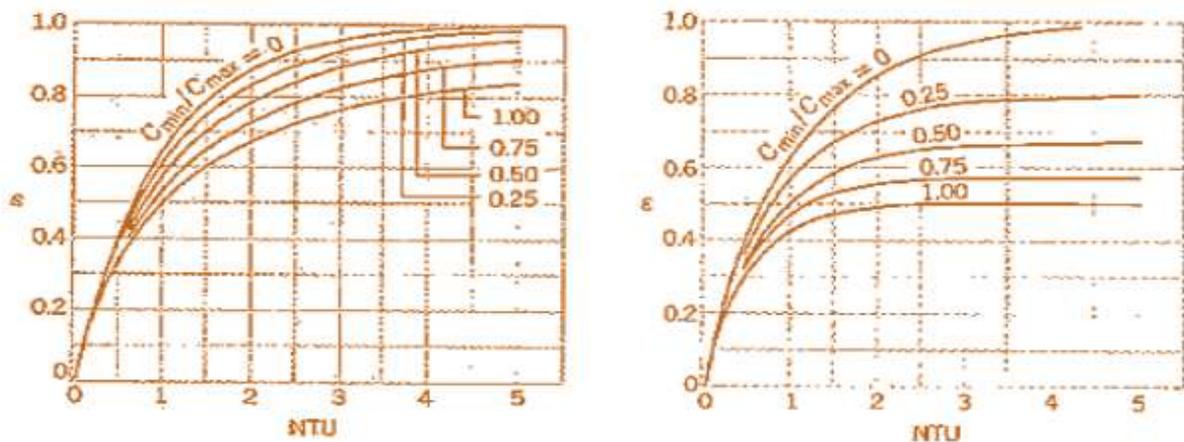


Figure III. 23: L'efficacité d'un échangeur à contre-courant « gauche » co-courant « droite ».

III.2.9. Le dimensionnement « géométrique » [2]

Les coefficients de transfert de chaleur dépendent non seulement du type de fluide et des conditions opératoires mais également de la géométrie de l'échangeur de chaleur. Il sera

donc nécessaire de faire une hypothèse sur la géométrie de l'échangeur pour calculer le coefficient de transfert. Cette hypothèse devra être validée à la fin du calcul. Il faudra faire également une hypothèse sur :

Il faudra faire également une hypothèse sur :

- ✓ Le nombre d'éléments constituant une nappe de l'échangeur.
- ✓ les échanges de chaleur dans la chaudière étant de type convectif
- ✓ avoir une vitesse de fumées et donc un nombre de Reynolds élevé pour obtenir un bon coefficient de transfert. Le nombre d'éléments doit donc être le plus petit possible. Cette hypothèse sera confirmée en calculant la perte de charge côté fumée. Si cette perte de charge est supérieure à une limite préalablement fixée par le client, le nombre d'éléments dans la nappe devra être augmenté.
- ✓ Il faut finalement déterminer quel sera le nombre de tubes en parallèle dans l'échangeur. Ce nombre de tubes va dépendre de la perte de charge admise côté eau. Pour ce faire on part du nombre de tubes en parallèle minimum, on calcule la perte de charge et on la compare à une limite fixée par le client. Il faut enfin vérifier que la stabilité de l'écoulement est assurée dans les vaporiseurs.

III.2.10. Le dimensionnement final[2]

À partir des résultats de «dimensionnement thermodynamique, dimensionnement géométrique » l'ingénieur de conception va réaliser un schéma d'écoulement. Le dimensionnement réalisé précédemment ne fait pas encore apparaître les matériaux utilisés ni les liaisons entre les différents échangeurs. Pour chaque circuit, il peut y avoir des pompes alimentaires, des vannes de sortie des différents éléments. Il faut ajouter la tuyauterie de liaison, les collecteurs à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur, le ballon et les pompes de circulation sur chaque circuit évaporateur. Il faudra choisir les matériaux en fonction de la température et de la pression, confirmer les diamètres des tubes, calculer les épaisseurs, etc. ces calculs permettront une estimation du prix de la chaudière.

III.2.11. Compétitivité des fabricants de chaudière[2]

Pour qu'une chaudière soit compétitive elle doit :

- ✓ Minimiser les surfaces d'échange.
- ✓ Choisir les matériaux les mieux adaptés aux gammes des températures et de pressions rencontrées.
- ✓ Choisir au mieux les marges de sécurité.

Pour maîtriser le coût de fabrication d'une chaudière de récupération, il est donc nécessaire de calculer de manière la plus précise possible les conditions opératoires en tout

point de la chaudière. Plus le modèle représentant la chaudière de récupération sera précis, plus les marges pourront être choisies petites et plus la compétitivité du fabricant sera grande.

III.3. Conclusion

D'après ce chapitre on déduit que la technologie du cycle combiné est une technologie moderne et sa maîtrise permet d'augmenter son rendement tout en conservant des niveaux élevés de disponibilité et de fiabilité et ainsi diminuer ces pertes comme par exemple utiliser des chaudières à plusieurs niveaux de pression.

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Il a été déjà présenté dans les chapitres précédents les modèles mathématiques permettant la modélisation thermodynamique du cycle combiné étudié. L'objectif de ce chapitre est calculé et déterminer l'influence le taux de compression sur les caractéristiques de cycle TAG et TAV et étudier l'amélioration de rendement de cycle combiné. Ces calculs ont fait à l'aide de logiciel de programmation « MATLAB » et de simulation avec logiciel « Cycle-pad ».

IV.2. Les caractéristiques techniques de TAG

- ✓ Fabricant : Siemens AG Ennery.
- ✓ N° de modèle : SGT5-4000F.
- ✓ Combustible : Gaz/ Fuel.
- ✓ Vitesse de rotation : **3000 tr/mn.**
- ✓ Puissance : **251.95 MW.** ($T_{air} = 35\text{ °C}$ et $P_{air} = 1031\text{ mbar}$)
- ✓ Débit des gaz d'échappement : **616 Kg/s.**
- ✓ Température des gaz d'échappement : **650 °C.**
- ✓ Débit de combustible : **14.3 kg/s** (gaz).
- ✓ Type de virage : Electro-hydraulique. .

❖ Compresseur

- ✓ Nombre d'étages du compresseur : **15.**
- ✓ Nombre de rangées d'ailettes de guidage entré à pas variable (IGV) : **01**
- ✓ Orifices de soutirage : aube de stationnaire **5/9/13.**
- ✓ Aube Anti-pompage : aube de stationnaire **1/2/3.**
- ✓ Pression de refoulement du compresseur : **17 bars.**
- ✓ Rapport de compression : **17.**
- ✓ Rendement isentropique de compresseur : **86%.**

❖ Chambre de combustion

- ✓ Type : chambre de combustion en anneau.
- ✓ Nombre de brûleurs : **24.**
- ✓ Nombre de dispositif d'allumage par brûleur : **01.**
- ✓ Température de sortie de compresseur $T_3 = 1107\text{ °C}$

❖ Turbine

- ✓ Nombre d'étages : **04.**
- ✓ Rendement isentropique de turbine **88%.**

IV.3. Bilan énergétique

IV.3.1. Cycle idéal

On suppose que l'air est un gaz parfait d'où :

$$R = 287 \text{ j/kg} \cdot \text{K}, C_p = 1000 \text{ j/kg} \cdot \text{K}, \gamma = 1.4.$$

D'après le logiciel de « MATLAB » on a obtenu les résultats suivant :

❖ Compresseur

De L'équation (II.9) on trouve la température de sortie de compresseur

$$T_{is 2} = 686.32 \text{ K}$$

A l'aide d'équation (II.11) on trouve la valeur de travail isentropique de compresseur

$$w_{is c} = 379.69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

❖ Chambre à combustion

A partir d'équation (II.12) on a la valeur de la chaleur reçue de chambre à combustion

$$Q_{cc} = 696.6 \text{ kJ/kg}$$

❖ Turbine

De L'équation (II.14) on trouve la température de sortie

$$T_{is 4} = 619.66 \text{ K}$$

A l'aide de l'équation (II.15) on trouve la valeur travail isentropique fourni par la turbine

$$w_t = -763.53 \text{ kJ/kg}$$

IV.3.2. Cycle réel

➤ D'après le logiciel de « MATLAB » on a obtenu les résultats suivant :

❖ Compresseur

Grace à l'équation (II.29) on trouve la valeur de température de sortie de compresseur

$$T_2 = 747.89 \text{ K}$$

A partir de l'équation (II.30) on trouve le travail de compresseur

$$W_c = 459.1896 \text{ kJ/kg}$$

De l'équation (II.32) on trouve la puissance de compresseur

$$\dot{w}_c = 276.29 \text{ MW}$$

❖ Chambre à combustion

A partir de l'équation (II.34) on trouve la chaleur reçue de chambre a combustion

$$Q_{c-c} = 703.6304 \text{ kJ/kg}$$

De l'équation (II.35) on a la valeur de puissance de chambre a combustion

$$W_{c-c} = 1.0062 \text{ 104 W}$$

❖ Turbine

Grace l'équation (II.36) on trouve la valeur de température de sortie de turbine

$$T_4 = 710.72 \text{ K}$$

A partir de l'équation (II.36) on trouve la valeur de travail fourni par la turbine

$$W_t = -739.0849 \text{ MW}$$

De l'équation (II.39) on trouve la puissance de turbine

$$W_t = -455.28 \text{ MW}$$

❖ Rendement thermique

A partir de l'équation (II.40) on trouve le rendement thermique de cycle réel

$$\eta_{\text{cycle_réel}} = 0.3978 = 39.78\%$$

IV.4. Influence du taux de compression

Le taux de compression, qui dépend du type de turbine utilisée, est un paramètre important dans la conception des turbines à gaz. Il détermine la température de l'air à l'admission de la chambre de combustion et contribue à la réduction de la consommation de combustible. Afin de prévoir l'effet de rapport de compression sur le cycle de Brayton et sur le cycle combiné, on varie sa valeur de **8** à **20**.

IV.4.1. Influence de taux de compresseur sur la Puissance de compresseur et chambre à combustion

D'après cette figure nous remarquons : La puissance du compresseur augmente à mesure que le taux de compression augmente. On constate que la compression consomme plus d'énergie. La chaleur reçue de la chambre de combustion diminue à mesure que le taux de combustion augmente

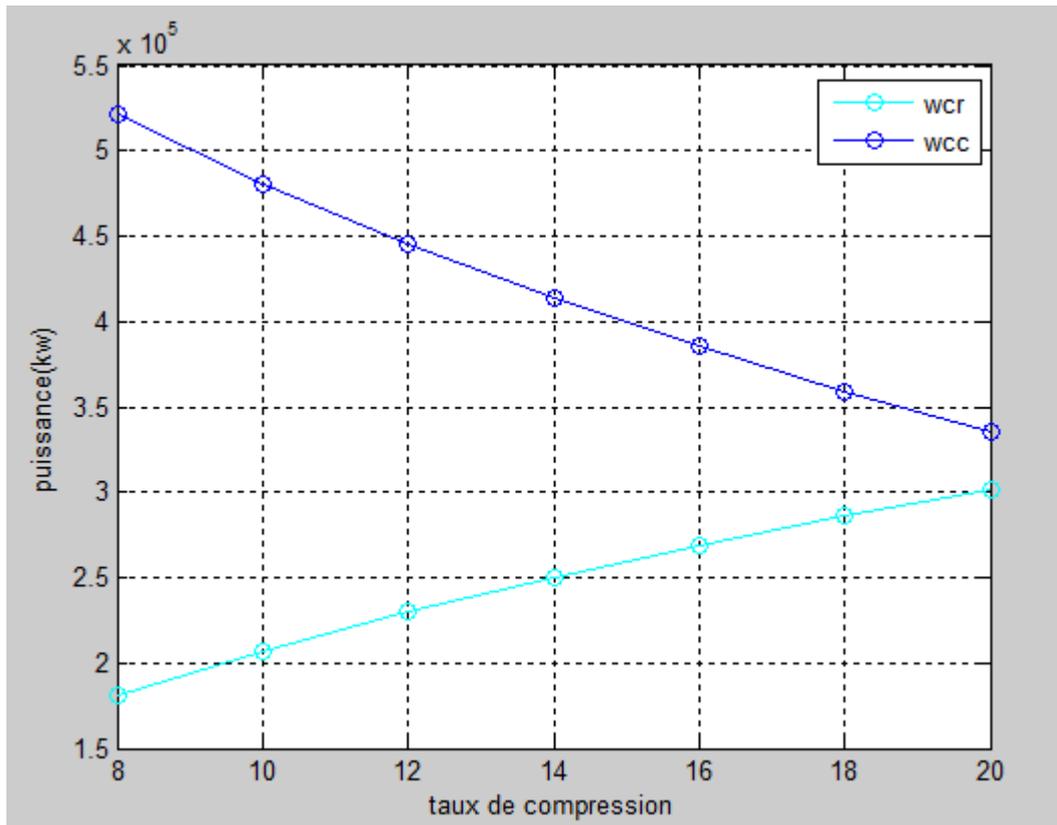


Figure IV. 1: Influence de taux de compresseur sur la Puissance de compresseur et chambre à combustion.

1. Influence de taux de compresseur sur la Puissance de compresseur et de turbine

On remarque que la puissance de compresseur et de turbine augmente par l'augmentation de taux de compresseur parce que le travail en augmentation.

2. Influence de taux de compresseur sur le travail net se cycle

La figure (IV-3) représente le travail utile en fonction du taux de compression, on remarque que le travail net augmente jusqu'à qu'elle atteint son maximum à ($\tau = 10$) parce que le travail de turbine supérieure à le travail de compresseur par l'augmentation du taux de compression jusqu'à ($\tau = 10$) après cette valeur on remarque qu'il a diminué parce que le travail de turbine devenir moins de le travail de compresseur.

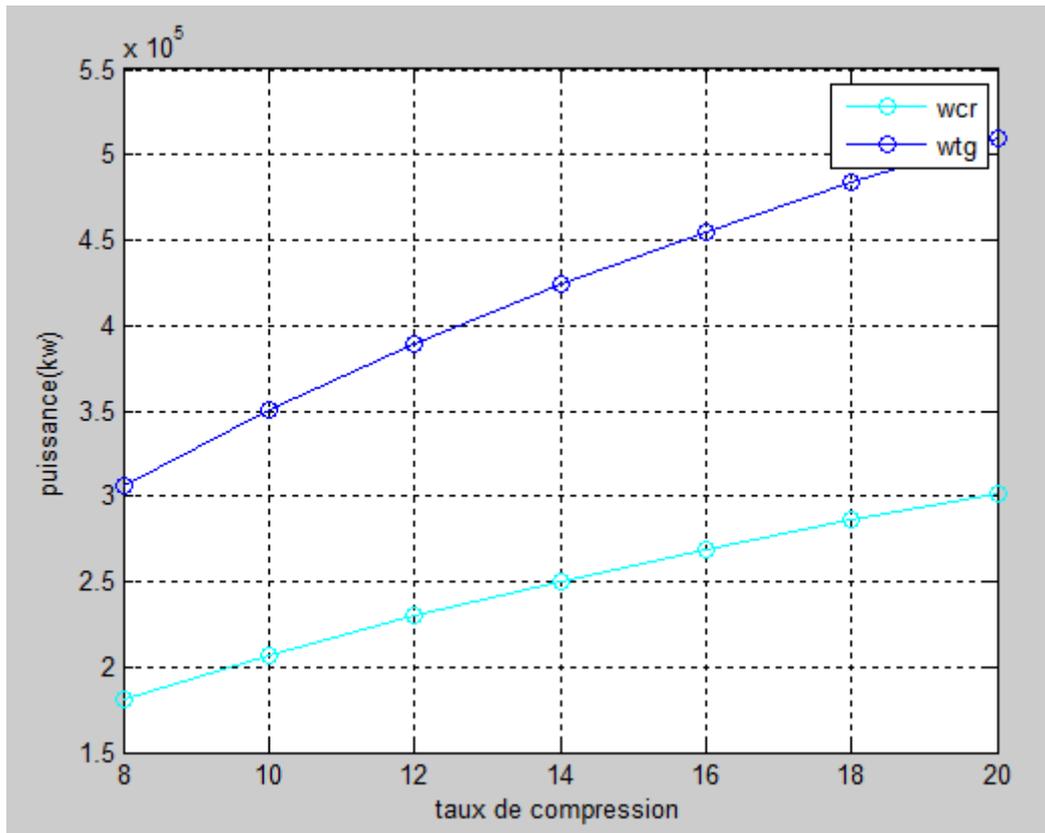


Figure IV. 2: Influence de taux de compression en fonction de puissance (wc, wtg).

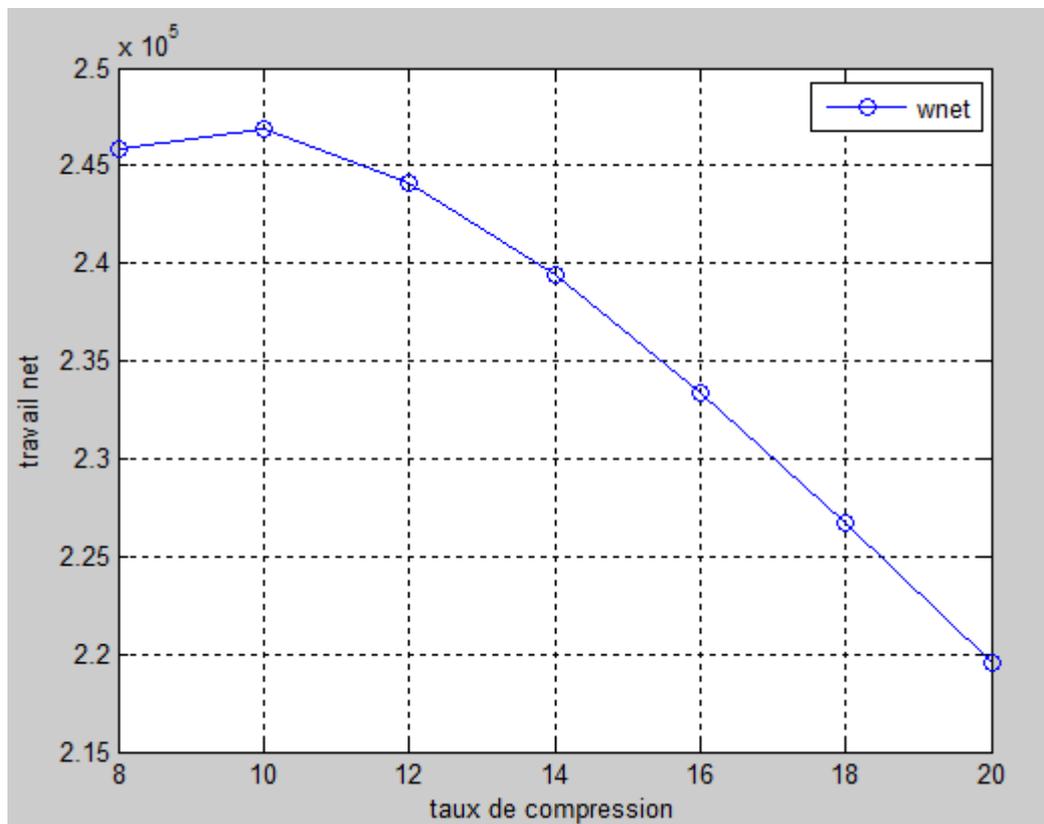


Figure IV. 3: Influence de taux de compresseur sur travail net.

3. Influence du taux de compression sur la température sortie de turbine

Donner plusieurs valeurs du taux de compression pour surveiller leur effet sur la température sortie de turbine est représenté dans le graphe suivant :

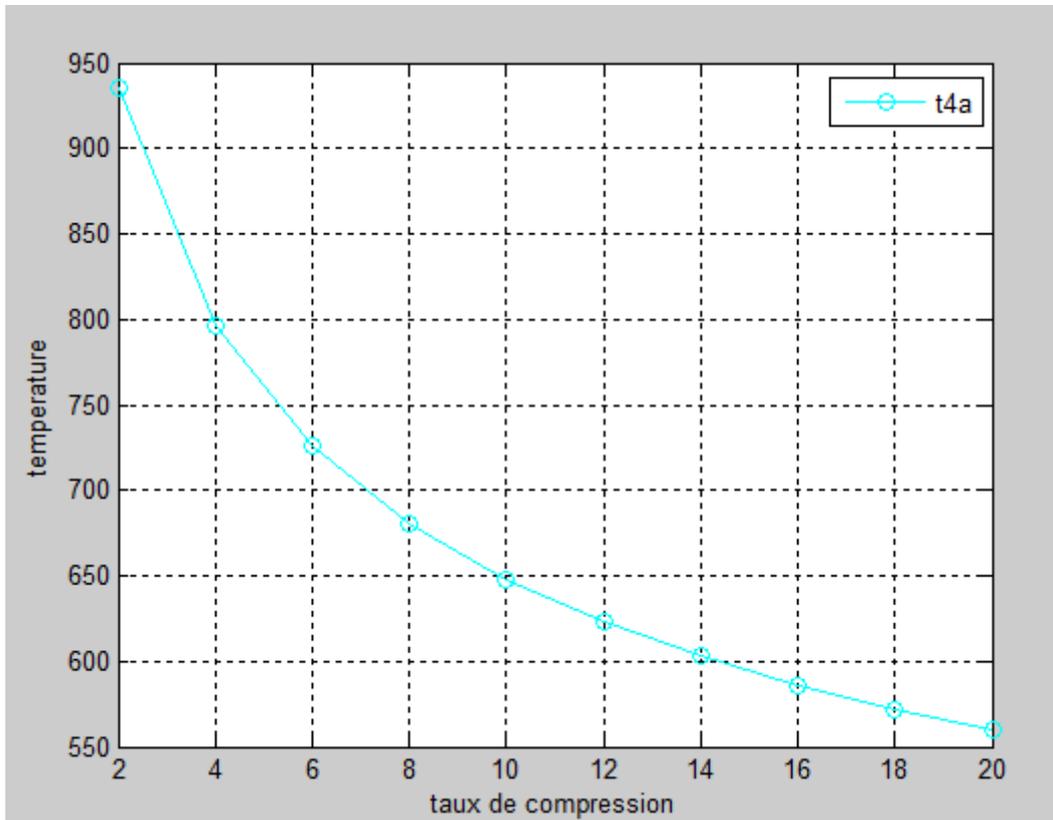


Figure IV. 4: Influence du taux de compression sur la température sortie de turbine.

La figure (IV-4) représente la température sortie de turbine en fonction du taux de compression, on remarque que la température diminue avec l'augmentation du taux de compression parce que le travail de turbine augmente.

4. Influence du taux de compression sur le Rendement de cycle

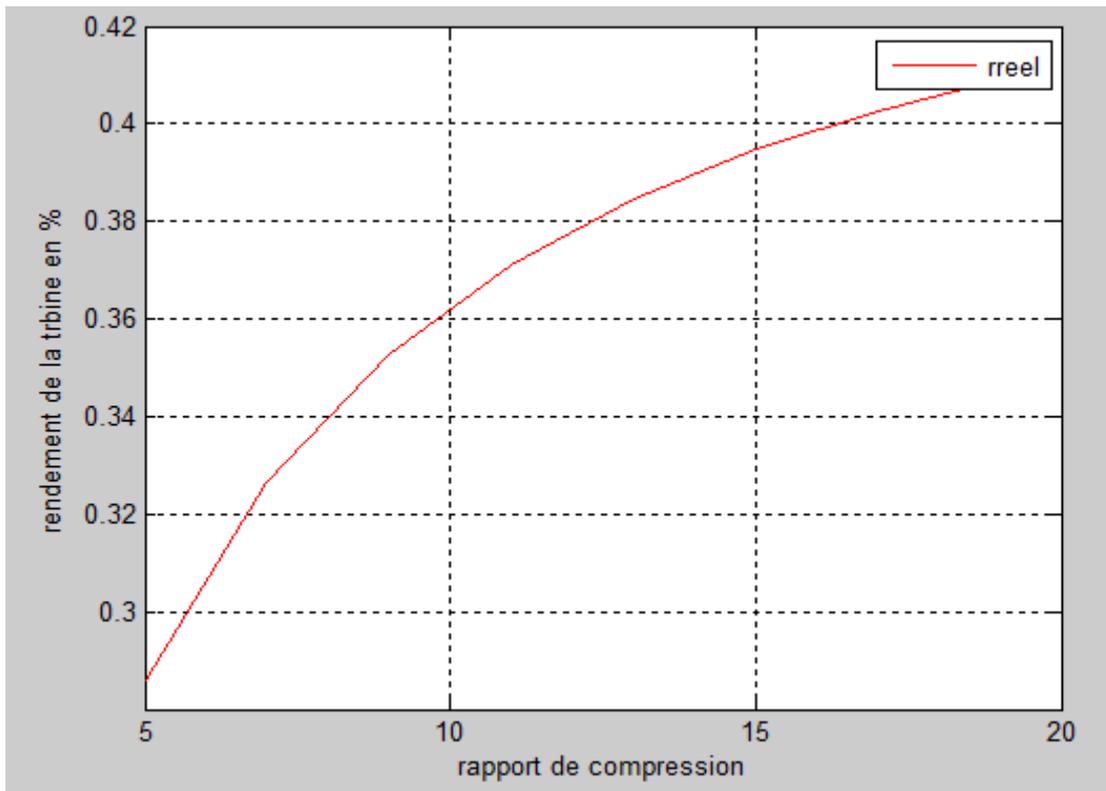


Figure IV. 5: Influence taux de compression sur rendement de cycle.

La figure (IV-5) représente l'influence du taux de compression sur le rendement de cycle. On remarque que : pour des valeurs de rapport de pression totale petite (8 jusqu'à 12), le rendement de la turbine à gaz augmente. En effet, le compresseur consomme plus d'énergie délivrée par la turbine pour des rapports de taux de compression plus grands et donc moins d'énergie restante à la sortie de la turbine.

IV.5. Calcul avec cycle pad

Pour étudier le fonctionnement d'une centrale thermique à cycle combiné, on a utilisé le logiciel « Cycle-pad ».

IV.5.1. Définition

Le logiciel **CYCLEPAD** permet de simuler des cycles thermodynamiques ainsi que des transformations particulières rencontrées dans l'industrie. On peut à l'aide de ce logiciel réaliser assez rapidement des calculs concernant des installations industrielles pouvant être assez complexes. **CYCLEPAD** permet en outre de comprendre les différentes évolutions sans avoir à se concentrer sur le détail des calculs.

I. Lorsque vous démarrez Cycle-Pad pour la première fois, vous êtes confronté à la boîte de dialogue Nouveau design :

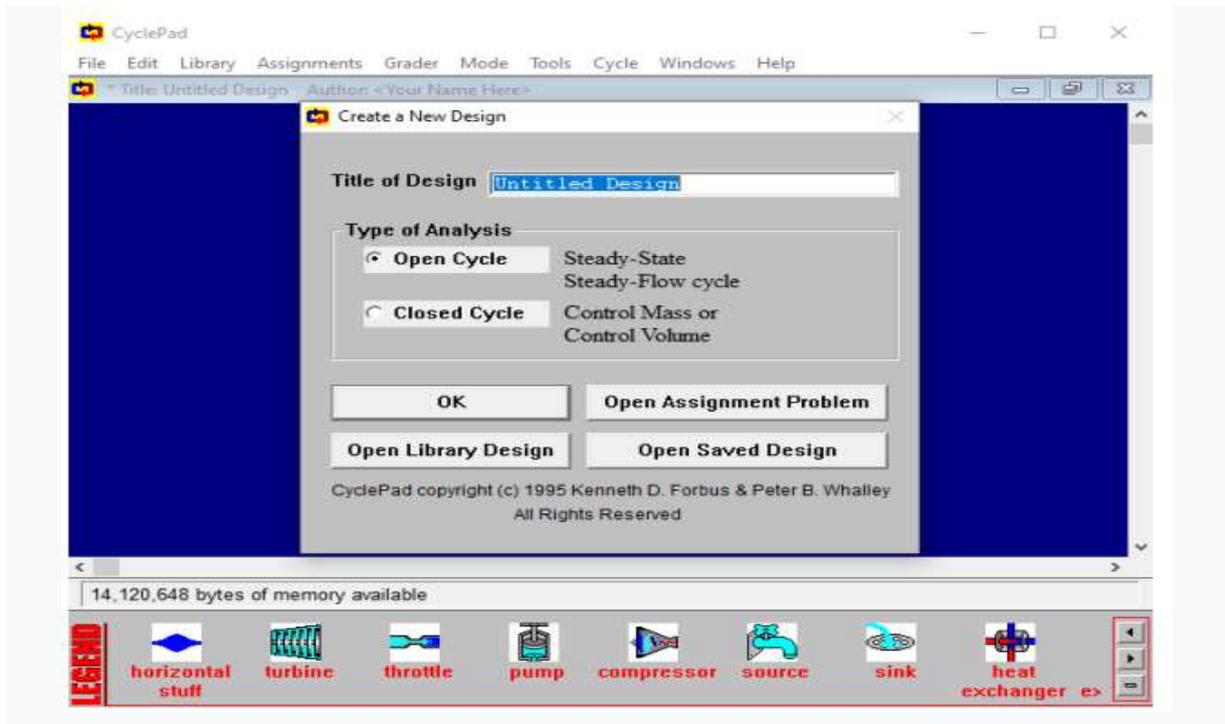


Figure IV. 6: l'interface de création nouvelle désigne (cycle-pad).

Mode de travail

IV.5.2.Build mode

Un mode de construction du projet (Build mode) qui vous permet de construire votre application en définissant des appareils ou des transformations puis en les reliant pour former un cycle.



Figure IV. 7: l'interface de mode Build cycle-pad.

IV.5.3. Analyse mode

Un mode d'analyse qui vous permet de faire les hypothèses nécessaires au calcul puis de noter les résultats. A ce stade, vous devez fixer des contraintes qui doivent être respectées par votre système en fonction de la nature du problème traité. A chaque fois que vous faites une hypothèse ou que vous fixez la valeur d'un paramètre, les calculs possibles sont réalisés et lorsqu'une impossibilité apparaît, vous êtes prévenus par un message. Vous pouvez alors corriger vos hypothèses ou valeurs jusqu'à obtention d'un cycle correct pour lequel toutes les grandeurs sont calculables.

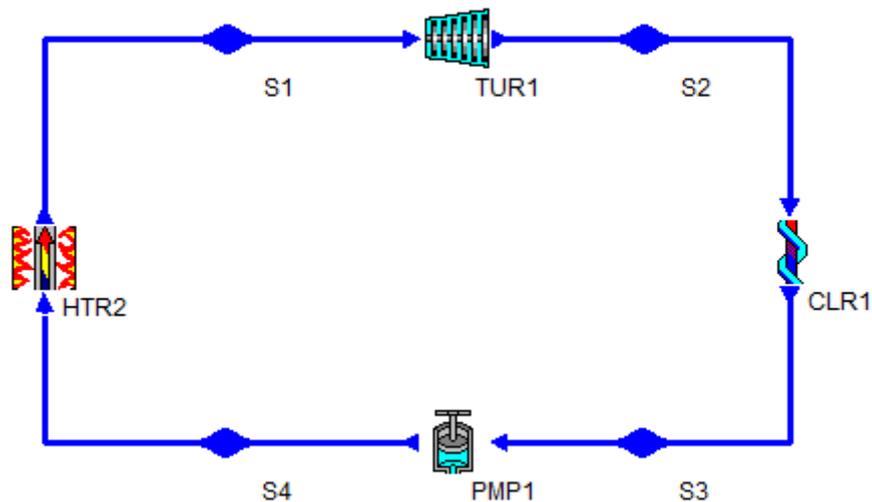


Figure IV. 8: Modélisation de cycle Rankine avec logiciel cycle-pad.

IV.5.4. Contradiction

Lorsque vous entrez une valeur qui entre en contradiction avec les hypothèses précédentes, Cycle-pad vous affiche une nouvelle fenêtre expliquant la contradiction. Retirer une hypothèse dans la partie basse de cette fenêtre pour résoudre les contradictions. ATTENTION ! Ne pas essayer de retirer les hypothèses dans les autres fenêtres, ça ne marche pas et surtout le système risque de ne plus répondre correctement. Il est souvent nécessaire de tout recommencer et il n'est pas toujours possible de sauvegarder avant.

IV.6. Turbine à vapeur

A l'aide de logiciel cycle-pad on a obtenu ce résultat de cycle Rankine :

IV.6.1. Variation taux de compression sur température de sortie de turbine

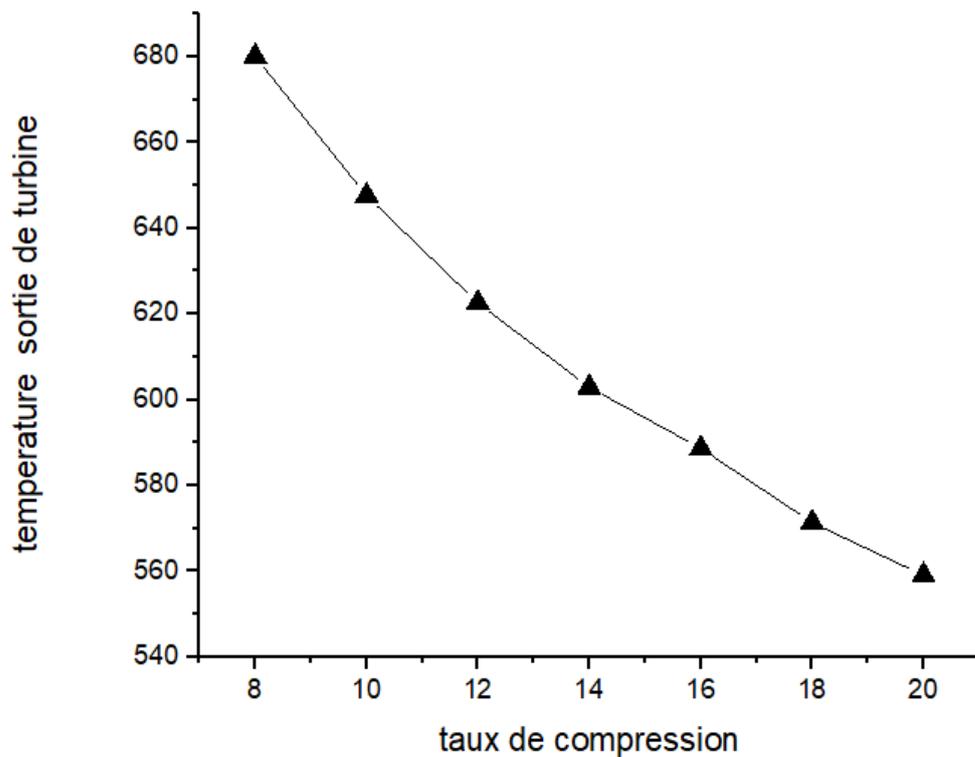


Figure IV. 9: variation taux de compression sur température de sortie de turbine.

La figure IV-9 montre la variation du taux de compression sur la température de sortie de la turbine. Il est remarqué que la température de sortie augmente de manière inversement avec le taux de compression. Il est évident que l'augmentation de la température signifie une diminution du taux de compression.

IV.6.2. Variation puissance de cycle en fonction de rendement de la turbine

La figure-IV-11 représente la variation de puissance en fonction de rendement de cycle Rankine, l'augmentation de rendement se matérialise par l'augmentation de la puissance utile.

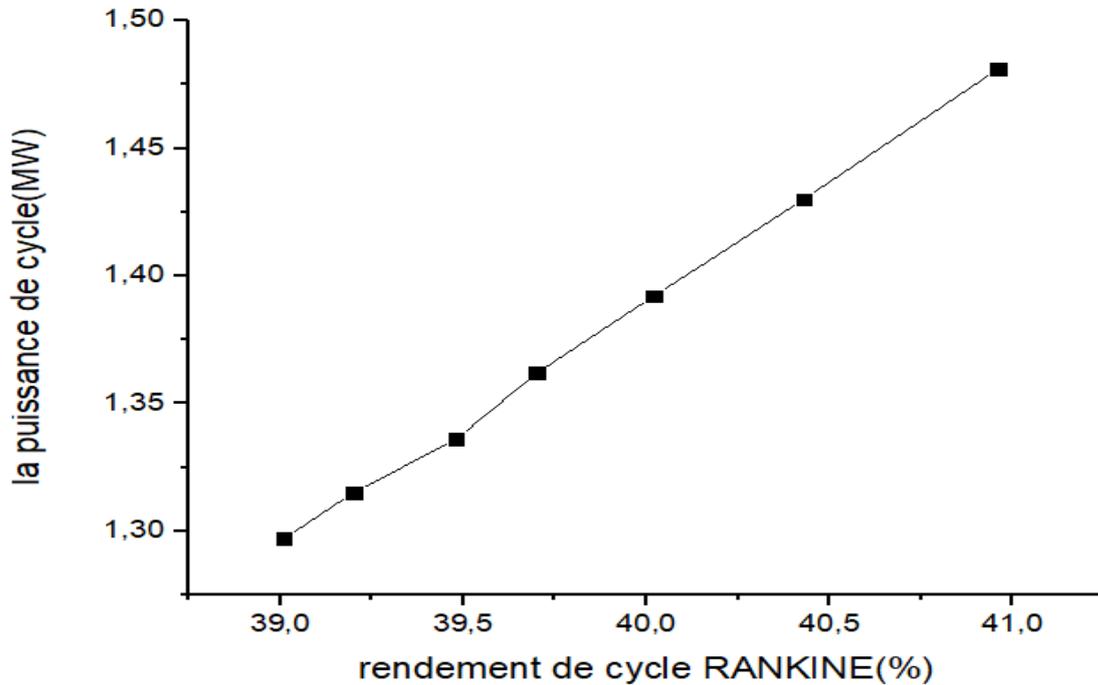


Figure IV. 10: variation de puissance en fonction de rendement de cycle Rankine.

IV.6.3. Diagramme T-S de cycle Rankine

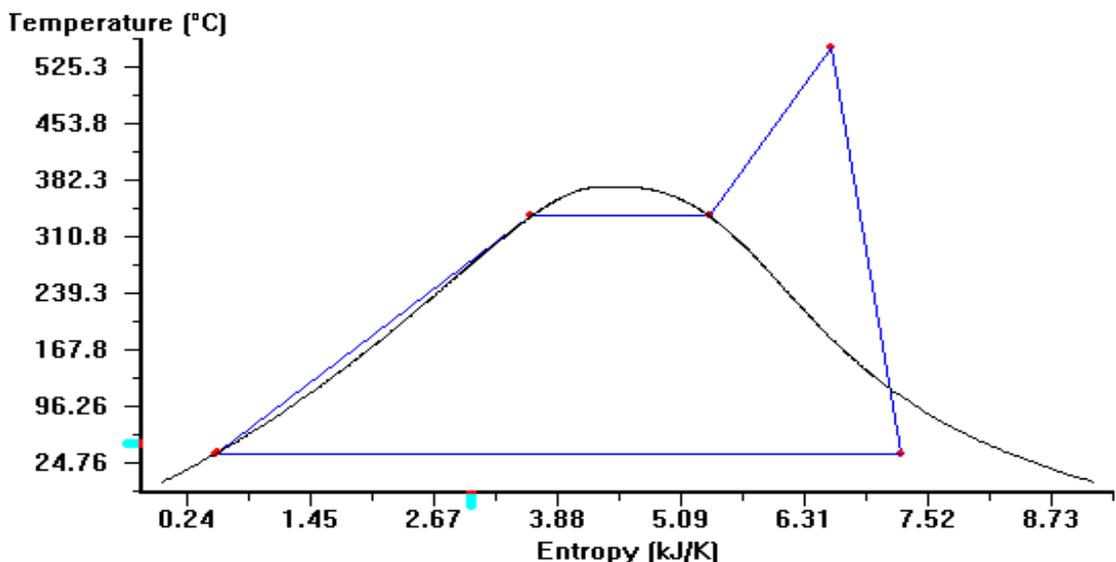


Figure IV. 11: diagramme T-S de cycle Rankine.

IV.7. Cycle combiné

Pour déterminer le rendement du centrale thermique à cycle combiné on a utilisé logiciel de cycle-pad.

IV.7.1. Conception d'une installation d'un central cycle combiné

Pour élaborer une installation du cycle combiné on lie les deux installations de la turbine à gaz et la turbine à vapeur par échangeur de chaleur cette conduite assure le transport des gaz d'échappement de la turbine à gaz au générateur de vapeur dans l'installation de la turbine à vapeur.

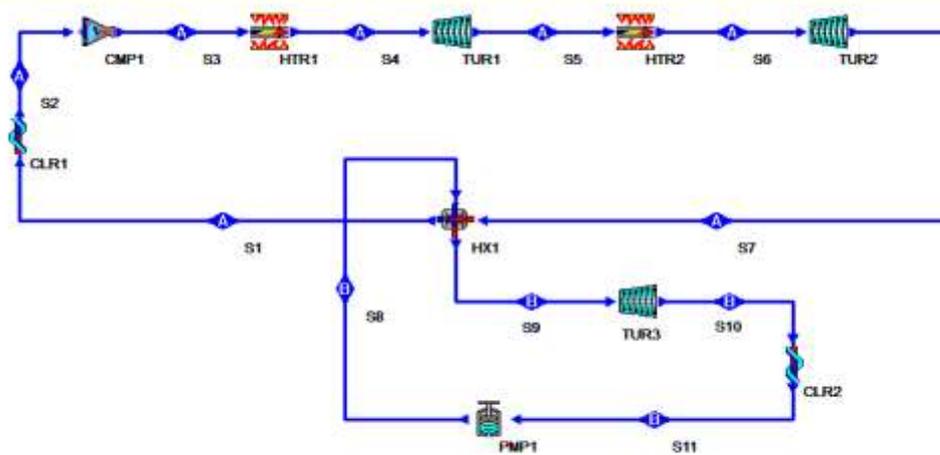


Figure IV. 12: Conception d'une centrale thermique à cycle combiné.

IV.7.2. Variation de rendement de cycle combiné en fonction de puissance net de TAG

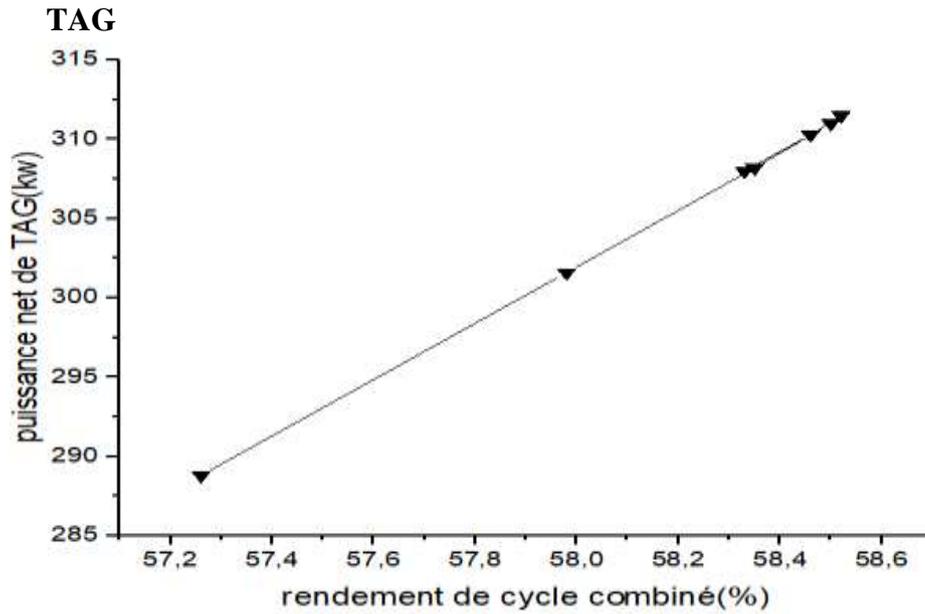


Figure IV. 13: Variation de rendement de cycle combiné en fonction de puissance net de TAG.

La Figure-IV-14 représente l'effet de la puissance net de turbine à gaz sur le rendement de cycle combiné. L'augmentation de la puissance net correspondent l'augmentation de rendement, Cette augmentation devient bonne pour Taux de compression égale 16.

IV.7.3. Diagramme T-S de cycle combiné

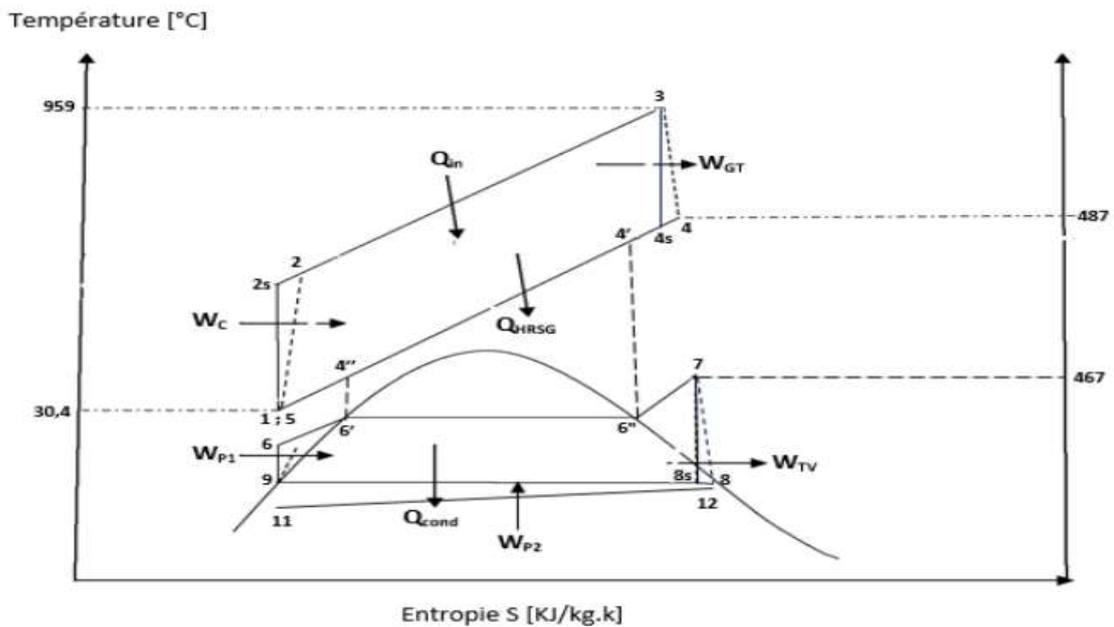


Figure IV. 14: diagramme T-S de cycle combiné.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons calculé les différents paramètres thermodynamique d'une turbine à gaz, vapeur et de cycle combiné, et réalisée à l'aide d'un logiciel de **MATLAB** et **CYCLE-PAD**, Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres sur taux de compression et de rendement.

D'après cette étude on a remarqué que pendant la conception des installations des trois cycles que l'installation du cycle combiné est plus compliqué que les deux autres installations de gaz et de vapeur. Dans le cycle combiné on économise de l'énergie par l'alimentation de la chaudière dans le cycle de vapeur par les gaz d'échappement plus chauds au lieu d'une alimentation à partir d'une source. Ces gaz d'échappement assurent le chauffage de l'eau dans la chaudière pour produire la vapeur qui alimenté la turbine à vapeur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Vu le développement industriel de notre pays (L'Algérie) depuis quelques années, une augmentation significative des besoins énergétique, une diminution des ressources fossiles et des préoccupations environnementales de plus en plus importantes sont observées. L'objectif est de trouver les meilleures options pour avoir une production flexible et respectueuse à l'environnement avec des rendements élevés. La réponse à ces objectifs fut imposée par l'intégration des centrales à cycle combiné (CGV).

L'objectif de notre mémoire c'est trouver les meilleures paramètres pour obtenir une production d'énergie pour atteindre ces objectifs due à la technologie de cycle combiné ; ce travail t fait par étude théorique et simulation numérique a l'aide de programmation MATLAB pour la turbine à gaz et logiciel CYCLEPAD pour turbine à vapeur et cycle combiné.

L'amélioration de cycle combiné est basée sur l'influence de taux de compression sur le paramètre tel que la puissance net et le rendement.

C'est ainsi alors, que les résultats et les courbes obtenues ont permis de constater:

- ✓ L'augmentation du taux de compression permet d'améliorer le rendement de la turbine à gaz.
- ✓ Ainsi pour des températures élevées, les performances et le rendement de cycle combiné se trouvent améliorées. Cependant ces températures doivent être compatibles avec la limite des matériaux de la turbine ;
- ✓ Le fonctionnement de la chaudière est assuré pour des valeurs de la température de sortie des gaz au-delà de la température critique ;

Pour des températures de sortie des gaz en dessous de la température critique, le pincement évite le « croisement des températures » à l'entrée de l'évaporateur. Dans ce cas, une réduction progressive de la température de saturation est préconisée, pour assurer la continuité de fonctionnement de la chaudière, par conséquent la diminution de la pression de la chaudière récupératrice.

***Références
bibliographiques***

Références bibliographiques

- [1] A. A. Ellaziz and A. Redouane, “Analyse métrologique de la composition du gaz combustible et de son impact dans la centrale 1227 MW , SKH.”
- [2] Z. Nourelislam, “Intitulé Contribution à l ’ étude énergétique d ’ une Centrale électrique à Cycle combiné,” 2017.
- [3] R. Ami, “Mémoire Thème.”
- [4] H. Tebani, “Production de l ’ Energie Electrique,” *Polycopié de Cours*, p. 63, 2020.
- [5] “Valorisation et simulation numérique des rejets thermiques de la centrale thermique de Cap-Djanet,” 2014.
- [6] S. Agronomiques, “Influence des conditions climatiques sur les performances d’un cycle combiné,” *mémoire master enegetique Univ. blida 2015*.
- [7] R. Algerienne *et al.*, “Memoire de fin d’etude.”
- [8] M. De Fin and M. Lmd, “Etude des performances énergétique et exérgétique d ’ une turbine à gaz,” 2021.
- [9] E. E. T. Amelioration, D. U. Rendement, D. E. L. A. Centrale, and D. E. Jijel, “Mémoire de Master Remerciement,” 2017.
- [10] D. L. E. Jury, “Remerciements.”
- [11] “stagiaire Mémoire N°54 (Conversion d’énergie).pdf.” .
- [12] P. Minist *et al.*, “Effets du brouillard et de l’injection de la vapeur sur les performances d’une installation de turbine à gaz,” 2009.
- [13] E. En, “Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d ’ un cycle hybride (Hassi R ’ emel),” 2013.
- [14] N. El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel, N. El Gharbi, A. Benzaoui, and M. B. Modélisation, “Modélisation et Simulation numérique d ’ un cycle combiné gaz-vapeur To cite this version : HAL Id : hal-01474921,” 2017.
- [15] F. D. E. Technologie, D. D. E. G. Mecanique, and M. Academique, “Dédicaces.”
- [16] L. E. S. E. De, “CHALEUR.”