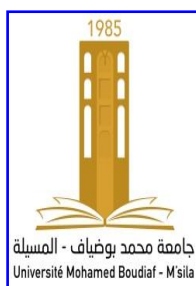


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DU SIENCE ET GEOMETRIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
N° :



DOMAINE : MECANIQUE
FILIERE : GENIE MECANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: **MOUHOUN NOUREDDINE**

ZEBDA NOURELISLAM

Intitulé

**Contribution à l'étude énergétique d'une
Centrale électrique à Cycle combiné**

Date de soutenance : 31/05/2017

Soutenu devant le jury composé de:

Dr. BAKHTI FATIMA EL ZAHRA	Université de M'sila	Président
Dr. BOUAOUINA LALOUANI	Université de M'sila	Rapporteur
Dr. BELKHIRI KHALAF	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2016 /2017

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

J'exprime mes sincères remerciements au bon dieu pour m'avoir donné la force pour arriver à ce niveau d'études.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon directeur de mémoire Dr.Bouaouina Lalouani pour m'avoir fait bénéficier de son savoir-faire dans le domaine étudié et pour ses conseils et ses remarques objectives.

J'adresse un grand merci au Professeur. Bibi Maki pour m'avoir donné la chance d'être parmi les étudiants de département de génie mécanique option énergétique.

Je remercie vivement le chef de département de génie mécanique Dr.Rokbi Mansour

Je remercie vivement aussi Dr. Farsi chaouki, Dr.Zergane Saïd, et Dr.Debih el Hadi pour son encouragement.

Comme nous remercions vivement l'équipe technique de la centrale électrique de SK SKIKDA qui nous a aidés notamment

Mr. Oussama boucherbe, mon ancle Ali, Abderrahmane.

Je remercie les membres de jury pour avoir accepté la soutenance de ce travail.

Enfin je remercie tous ceux qui de loin ou de près m'ont aidé et encouragé.

Mouhoun Noureddine



dedicace

Je dédie ce mémoire:

À ma très chère mère

À mon père

À ma femme kheloufi .Samra

À mes enfants Firas morthada

Yahia amine

et

Wail karim

et

À toute ma famille

À mes amis notamment Mr.Bakour

Noui

et

Sa petite fille Lodjaine

Pour conclure, je le dédie à

Tous les amis Promotion 2017

Option énergétique

et

tous les enseignants du

Département de génie mécanique.

Mouhoun Noureddine

Remerciements

Louange à Dieu tout puissant de m'avoir donné la force d'être arrivé à ce niveau d'études.

Nous exprimons toute notre gratitude à mon directeur de mémoire Mr : BOUAOUINA LALOUANI pour m'avoir fait bénéficier de son savoir-faire dans le domaine étudié et pour ses conseils et ses remarques objectives.

Nous remercions infiniment nos chers parents pour leur soutien au long de nos études ainsi que nos frères et sœurs, toute les l'équipe énergétique promotion2017

Comme nous remercions vivement l'équipe technique de la centrale électrique SK SKIKDA qui nous ont aidés.

Zebda Nourelislam



DEDICACE

Je dédie ce mémoire:

à ma très chère mère

à mon père

A mes frères et a toute ma famille

Pour conclure, je le dédie à:

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

Et toute l'quipe énergétique promotion 2017

ZEBDA nourelislam.



SOMMAIRE

Sommaire

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I: Etude comparative des centrales électriques

I.1.Introduction.....	01
I.2.Historique.....	01
I.3.Type de production d'électricité.....	01
I.3.1.Selon l'énergie primaire.....	02
I.3.2.Selon la technologie.....	02
I.4.Présentation des modes de production de l'énergie.....	02
I.5.Centrales nucléaires à fission.....	04
I.6. Centrales thermiques à flamme.....	05
I.7.Turbine à combustion TG.....	06
I.8.Moteurs à combustion interne « groupes électrogènes ».....	07
I.9. Centrales électriques à combustion biomasse solide.....	08
I.10.Unités d'incinération des ordures ménagères.....	08
I.11. Unités de valorisation du biogaz « méthanisation ».....	09
I.12. Unités de valorisation énergétique du gaz synthèse gazéification.....	10
I.13.Centrales hydroélectriques.....	11
I.14.Usines marémotrices.....	12
I.15.Fermes hydroliennes.....	13
I.16. Fermes houle motrice	13
I.17. Fermes éoliennes terrestres.....	14
I.18. Fermes éoliennes marines.....	15
I.19. Systèmes solaires photovoltaïques.....	16
I.20.Centrales à cycles combinés.....	17
I.21.Comparaison entre différentes centrales électriques.....	18
I.22.Evaluation de la production d'électricité.....	19
I.23.Les centrales électriques en Algérie.....	20
Conclusion.....	22

Chapitre II: Cycle à gaz et Cycle à Vapeur

II.1.La turbine à gaz TG.....	25
II.1.1.Présentation.....	25
II.1.2.Principe de fonctionnement.....	26
II.1.3.Classification de turbine à gaz TG.....	26

Sommaire

II.1.3.1.D'après le mode de construction.....	27
II.1.3.2.D'après le mode de travail.....	27
II.1.3.3.D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.....	27
II.1.4.Principale utilisation.....	27
II.1.5.Etude énergétique de cycle simple d'une TG.....	28
II.1.5.1.Etude énergétique de cycle idéal de TG.....	28
II.1.5.1.1.Hypothèses.....	28
II.1.5.1.2.Diagrammes.....	28
II.1.5.1.3.Etude énergétique.....	31
II.1.5.2.Etude énergétique du cycle réel de TG.....	31
II.1.5.2.1.Hypothèses.....	31
II.1.5.2.2.La différence inter le cycle réel et le cycle idéal.....	31
II.1.6.Les améliorations du cycle simple de la turbine à gaz.....	33
II.1.6.1.Refroidissement intermédiaire du compresseur.....	33
II.1.6.2.Régénération « cycle de récupération ».....	34
II.1.6.3.Réchauffage inter-turbine de détente.....	35
II.1.6.4.Injection de masse de fluide dans le circuit de TG.....	36
II.1.7.Avantage et inconvénient de la turbine à gaz TG.....	36
II.2.Turbine à vapeur TV.....	37
II.2.1.Définition.....	37
II.2.2.Principe d'une turbine à vapeur TV.....	37
II.2.3.Utilisation des turbines à vapeur TV dans l'industrie.....	38
II.2.4.Classification des turbines à vapeur TV.....	38
II.2.4.1.Selon l'utilisation.....	38
II.2.4.2.Selon la forme de la veine de vapeur.....	38
II.2.4.3.Par le nombre d'étage de rotor.....	38
II.2.4.4.Selon le mode de construction.....	39
II.2.5.Cycle des installations motrices à vapeur (IMV).....	39
II.2.5.1.Principe d'une installation motrice à vapeur.....	39
II.2.5.2.Cycle de Carnot.....	40
II.2.5.3.Cycle de Rankine et cycle de Hirn.....	41
II.2.5.3.1.Description.....	41
II.2.5.3.2.Expressions du rendement théorique.....	43
II.2.5.4.Cycle de Hirn avec resurchauffe.....	43
II.2.5.5.Cycle de Hirn avec soutirage de vapeur.....	44
II.2.5.6.Cycle supercritique.....	45
II.2.5.7.Comparaison avec la turbine à gaz.....	46

Sommaire

II.2.5.7.1. Comparaison de point de vue thermodynamique.....	46
II.2.5.7.2. Comparaison entre la TG et la TV.....	47
Conclusion.....	47
Chapitre III: Cycle combiné et Chaudière de récupération	
III.1. Cycle combiné.....	50
III.1.1. Historique du cycle combiné	50
III.1.2. Principe d'une installation à cycle combiné.....	51
III.1.3. Cycle combiné à un niveau de pression	52
III.1.4. Cycle a plusieurs niveaux de pression.....	52
III.1.5. Analyse énergétique du cycle combiné(gaz-vapeur).....	54
III.1.6. Influence du rapport de compression de turbine à gaz	55
III.1.6.1. Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés	55
III.1.6.2. Variation du rendement totale en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de la température T3g	55
III.1.7. Influence de la température des gaz d'échappement T4g	56
III.1.8. Les avantages du cycle combiné	57
III.2. La Chaudière.....	60
III.2.1. Présentation	60
III.2.2. Les chaudières à circulation naturelle	61
III.2.3. Les chaudières à circulation assistée	62
III.2.4. Les chaudières à circulation forcée	62
III.2.5. Les chaudières dans un cycle TGV.....	63
III.2.6. La méthode du pincement.....	64
III.2.7. Utilisation industrielle	65
III.2.7.1. Le cycle CC.....	65
III.2.7.2. La cogénération	66
III.2.7.3. Le repowering	66
III.2.8. Fonctionnement d'un bureau de conception	67
III.2.8.1. Le dimensionnement « thermodynamique ».....	67
III.2.8.1.1. Méthodes de ΔTLM	67
III.2.8.1.2. La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur)	68
III.2.9. Le dimensionnement « géométrique »	69
III.2.10. Le dimensionnement final	70
III.2.11. Compétitivité des fabricants de chaudière	70
Conclusion.....	71

Sommaire

Chapitre IV: Présentation et étude énergétique de SK SKIKDA et de la centrale de M'sila

IV.1. Shariket kahraba skikda.....	73
IV.1.1. Introduction.....	73
IV.1.2. Présentation de la centrale SK SKIKDA	73
IV.1.3. Implantation de SKS.....	74
IV.1.4. Principales données techniques de la centrale.....	75
IV.1.5. Conditions nominales du site	76
IV.1.6. Dates de mise en service de la centrale.....	76
IV.1.7. Montant de l'investissement	77
IV.1.8. Montant du contra EPC.....	77
IV.1.9. SKS en quelques chiffres.....	77
IV.1.10. Organigramme de la centrale SKS.....	78
IV.1.11. Description des structures des services.....	79
IV.1.12. Application (cycle combiné avec calcul de chaudière de récupération) à la centrale de SKS.....	80
IV.1.13. Interprétation et discussion SKS.....	86
IV.2. La centrale thermique de m'sila.....	86
IV.2.1. Description de la centrale de M'sila	86
IV.2.2. Caractéristiques générales de la centrale de M'sila.....	87
IV.2.3. Organigramme de la centrale de M'sila.....	88
IV.2.4. Personnel.....	88
IV.2.5. Description des structures des services.....	89
IV.2.6. Application (cycle combiné avec calcul de chaudière de récupération) à la centrale de m'sila.....	90
IV.2.7. Interprétation des résultats.....	95
IV.3. Etude économique.....	96
IV.3.1. Calcul économique du cycle à gaz	96
IV.3.2. Calcul économique du cycle combiné.....	98
IV.3.3. Comparaison économique entre le cycle à gaz et le cycle combiné	99
Conclusion.....	100
Conclusion générale.	
Bibliographie.	

Liste des figures et des tableaux

Liste des figures

Fig. I.1 : Réacteurs à Eau Pressurisée (REP) = Centrale de Flamanville	04
Fig. I.2 : Centrale thermique à flamme	05
Fig. I.3 : Turbine à combustion TG	06
Fig. I.4 : Turbine à combustion interne /groupes électrogènes	07
Fig. I.5 : Central électrique à combustion biomasse solide	08
Fig. I.6 : Unités d'incinération des Ordures Ménagères (UIOM)	09
Fig. I.7 : Unités de valorisation énergétique du biogaz(méthanisation)	09
Fig. I.8 : Unités de valorisation énergétique du gaz de synthèse	10
Fig. I.9 : Centrales hydroélectriques	11
Fig. I.10 :Usines marémotrices	12
Fig. I.11 : Ferme hydroliennes	13
Fig. I.12 : Ferme houlemotrice	13
Fig. I.13 : Ferme éoliennes terrestres	14
Fig. I.14 : Ferme éoliennes marines	15
Fig. I.15 : Systèmes photovoltaïques	16
Fig. I.16 : Centrale à cycle combiné	17
Fig. I.17 : Estimation de la capacité installée en Algérie	20
Fig. II.1 : Turbine à gaz	25
Fig. II.2 : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz	26
Fig. II.3 : Organigramme de la classification des turbine à gaz	26
Fig. II.4 : Le cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz	29
Fig. II.5 : Evolution de η en fonction de taux de compression dans le cycle idéal	31
Fig. II.6 : Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur	33
Fig. II.7 : Cycle de Brayton avec régénération	34
Fig. II.8 : Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η	35
Fig. II.9 : Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine	35
Fig. II.10: D'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TG	36
Fig. II.11: Rotor d'une turbine à vapeur	37
Fig. II.12 : Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur	40
Fig. II.13: Cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S)	40
Fig. II.14: Cycle de Rankine d'une IMV et cycle de Carnot associé pour l'eau	41
Fig. II.15: Installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn	42
Fig. II.16: Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau	42
Fig. II.17: Schéma d'une IMV fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe	43
Fig. II.18: Cycle de Hirn à resurchauffe	44
Fig. II.19: IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur	44
Fig. II.20: Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur	45
Fig. II.21: IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes	46
Fig.III.1: Progression du rendement thermique du cycle combiné	50
Fig.III.2: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur	51
Fig.III.3: Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion	52
Fig.III.4:Puissance récupéré dans un chaudière de récupération	52

Liste des figures et des tableaux

Fig.III.5: Installation à cycles combinés a trois niveaux de pression alimentés en parallèles	53
Fig.III.6: Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèles	53
Fig.III.7: Diagramme T-S du cycle combiné TG avec un cycle TV	54
Fig.III.8: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur	55
Fig.III.9: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz	56
Fig.III.10: Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz	56
Fig.III.11: Rendement thermique d'une turbine à gaz (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz	57
Fig.III.12: Schéma d'un cycles combinés gaz-vapeur	59
Fig.III.13: Exemple de cycle TGV à un seul niveau de pression	60
Fig.III.14: Chaudière à circulation naturelle	61
Fig.III.15 : Chaudière à circulation assistée	62
Fig.III.16: Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage	62
Fig.III.17: Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant	63
Fig.III.18: Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière	64
Fig.III.19: courbe des températures et circuit vapeur a l'intérieur de l'échangeur reprisent le point de pincement	65
Fig.III.20: Exemple de cycle combiné	65
Fig.III.21: Exemple de cogénération	66
Fig.III.22: Exemple de repowering	66
Fig.III.23: L'efficacité d'un échangeur à Contre-courant « gauche» Co-courant « adroite»	69
Fig.IV.1: Centrale à cycle combiné de Skikda à Puissance totale de 825MW	73
Fig.IV.2: Implantation de la centrale SKS	74
Fig.IV.3: Une tranche de la centrale SKS	75
Fig.IV.4: Organigramme de la centrale SKS	78
Fig.IV.5: Schéma de l'installation un cycle combiné gaz-vapeur	80
Fig.IV.6: L'échange thermique dans la chaudière de récupération	83
Fig.IV.7 : Organigramme de la centrale de M'sila	88
Fig.IV.8: Schéma de l'installation un cycle combiné gaz-vapeur	90
Fig.IV.9: L'échange thermique dans la chaudière de récupération	93
Fig.IV.10: Composition du coût de production d'un KWh d'un cycle combiné	96
Liste des Tableaux	
Tableau. I.1: Comparatif de mode de production de l'électricité	03
Tableau . I.2: Comparaison entre déférentes centrales électriques	18
Tableau. I.3 : L'évolution prévue du parc de production en Algérie	19
Tableau. I.4 : L'évolution prévue du parc de production sur la période considérée en Algérie	19
Tableau II.1 : Comparaison entre la TG et TV	47
Tableau. IV.1 : Structures des services de la centrale SKS	79
Tableau .IV.2 : Paramètres du constructeur pour la centrale de SKS.	85
Tableau. IV.3: Résultats des calculs pour les données du constructeur	85
Tableau. IV.4 : Description de la centrale de M'sila	87

Liste des figures et des tableaux

Tableau. IV.5 : Personnel de la centrale de M'sila	88
Tableau IV.6 : Structure des services	89
Tableau. IV.7 : Paramètres du constructeur pour la centrale de M'sila	95
Tableau. IV.8 : Comparaison entre un cycle à gaz et un cycle combiné	95
Tableau. IV.9 : Données de calcul économique cycle à gaz	97
Tableau. IV.10 : Données de calcul économique cycle combiné	98
Tableau. IV.11 : Comparaison économique entre le CG et le CC	99

TABLEAU DE NOMENCLATURE

Tableau de Nomenclature

Symboles	Unites	Significations
TG	/	Turbine à gaz
TV	/	Turbine à vapeur
HRS	/	Générateur de vapeur
C	/	Compresseur
T	/	Turbine
CC	/	Cycle combine
T _I	K	Température ambiante
T _S	K	Température isentropique
α	/	Rapport de compression
S	J/Kg	Entropie
H	J/Kg	Enthalpie
γ	/	Exposant isentropique
C _P	J/Kg.K	Capacité thermique massique isobare
PCI	J/Kg	Pouvoir calorifique inferieur
W _T	J/Kg	Travail de détente
W _C	J/Kg	Travail de compression
W _{net}	J/Kg	Travail net
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}	Kg/S	Débit massique de l'air
\dot{m}_{gn}	Kg/S	Débit massique de gaz naturel
\dot{W}	W	Puissance électrique total
KG	W/m ² .K	Coefficient d'échange thermique global
ΔTLM	K	L'écart de température moyen entre les deux fluides
NUT	/	Nombre d'unité de transfert
ϵ	/	Efficacité
IMV	/	Installation motrice à vapeur
HP	/	Haute pression
MP	/	Moyenne pression
BP	/	Basse pression
ρ	Kg/m ³	Masse volumique
Q	J/Kg	Quantité de chaleur
ΔP	Pa	Variation de pression

Introduction générale

La production d'électricité est un secteur industriel vital, elle se fait depuis la fin du XIXe siècle à partir de différentes sources d'énergie potentielles. Depuis quelques années, une augmentation significative des besoins énergétique, une raréfaction des ressources fossiles et des préoccupations environnementales de plus en plus importantes sont observées. L'objectif mondial est de trouver les meilleures options pour avoir une production flexible, décarbonnée avec des rendements élevés.

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

Actuellement le système énergétique le plus efficace est la centrale à cycle combiné (CGV), où la chaleur des gaz d'échappement est récupérée pour faire fonctionner une turbine à vapeur. La puissance d'un tel cycle peut atteindre 250 à 500 Mw pour un rendement de plus de 62%.

En Algérie, le parc de production dispose actuellement de deux centrales de type cycle combiné en exploitation. La consommation spécifique globale de gaz est ainsi passée de 2,98 th/kWh en 2005 à 2,70 th/kWh en 2009 après l'entrée en service de ces deux centrales. Cette amélioration s'est traduite par une économie d'un volume d'environ 1,4 milliards de m³ de gaz en 2009.

La première centrale localisée à **Skikda**, appartenant à **Shariket Kahraba Skikda(SKS)**, développe une puissance de 825 MW. La mise en service des tranches de production est intervenue au courant de l'été 2006. Cet apport en puissance survenu durant une période qui a enregistré d'importants déficits (hiver 2005-2006), a largement contribué à soulager les contraintes du système 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.

INTRODUCTION GENERALE

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.

C'est dans ce cadre le plus large que ce présent travail s'inscrit pour contribuer à l'étude énergétique et économique d'un cycle combiné via le cycle à gaz simple(cycle de base)et au transfert technologique on prévoyant une visite pratique à la centrale SKS pour approfondir nos connaissances pratique, organisationnelles, d'optimisation et de contrôle de ce type de centrale qui est conçue par une technologie moderne .



Chapitre I

Etude comparative des centrales électrique

I.1.Introduction :

A l'époque sans électricité, la vie quotidienne serait difficilement envisageable. Il est donc nécessaire de savoir la produire de manière efficace et continue.

Pour répondre à la consommation croissante d'électricité, il a fallu inventer et construire des usines capables de produire de l'électricité en grande quantité. La turbine et l'alternateur sont les deux pièces maîtresses de ces générateurs d'électricité.

I.2.Historique :

La première centrale électrique, la Pearl Streets station, a été mise en service le 4 septembre 1882 par **Thomas Edison** dans le bas-Manhattan, ce qui a permis de faire fonctionner l'éclairage électrique des bureaux du New York Times et d'autres bâtiments aux alentours de Wall Street. La centrale ne délivrant que du courant continu ne pouvait couvrir efficacement qu'un petit secteur géographique.

Le premier générateur, baptisé « Jumbo », était bien moins efficace que ceux d'aujourd'hui : il avait un rendement de 3 à 4 % de l'énergie du charbon utilisé.

Quelques années après, **Edison** a cependant vu l'intérêt de la cogénération en réutilisant la chaleur générée par le système électrique pour chauffer les bâtiments.

Six années après **Edison**, l'invention, par **Nikola Tesla**, du courant alternatif a permis de transporter le courant électrique à bien plus grande distance que le courant continu grâce aux transformateurs et aux lignes haute tension, et donc de limiter le nombre de centrales nécessaires mais aussi de réduire les pertes en ligne ohmiques tout en utilisant moins de cuivre qu'avec une ligne basse tension.

I.3.Type de production d'électricité :

I.3.1.Selon l'énergie primaire :

On distingue parmi les énergies primaires converties en énergie électrique dans les centrales électriques, celles qui sont proprement dites « renouvelables » (elles englobent les énergies effectivement renouvelables telles que la biomasse et celles quasiment inépuisables telles que l'énergie solaire, l'énergie hydraulique ou l'énergie éolienne) et celles d'origine fossile ou nucléaire.

Les combustibles fossiles : ce sont encore aujourd'hui les énergies primaires les plus utilisées dans le monde pour la génération d'électricité. C'est principalement le charbon qui est utilisé, mais on trouve également des centrales au fioul et surtout au gaz naturel, qui est brûlé soit dans des chaudières, soit dans des turbines à combustion (turbines à gaz) ou encore dans des moteurs Diesel entraînant un alternateur.

Les autres combustibles : on peut également, pour la production d'électricité, brûler dans des chaudières spécifiques de la biomasse ou des déchets (ordures ménagères), mais ces combustibles sont plutôt utilisés dans des réseaux de chaleur.

L'énergie nucléaire : la chaleur permettant la génération de vapeur d'eau est produite par la fission d'uranium.

L'énergie solaire : elle est utilisée soit dans des chaudières solaires produisant de la vapeur d'eau destinée à être turbinée, soit dans des centrales constituées d'une multitude de panneaux photovoltaïques.

L'énergie hydraulique : dans les centrales hydrauliques, c'est soit la force du courant des rivières (centrales au fil de l'eau), soit celle de la chute d'eau (barrages, conduites forcées) qui est utilisée pour actionner la turbine entraînant l'alternateur. La force des marées est aussi utilisée (usines marémotrices).

L'énergie éolienne : la force du vent permet également d'entraîner un alternateur pour produire de l'électricité.

I.3.2.Selon la technologie :

Hormis dans les centrales photovoltaïques encore peu répandues, la génération d'électricité est assurée par un alternateur entraîné par une turbine ou exceptionnellement par un moteur à explosion (moteur Diesel stationnaire, moteur à gaz). Le rendement de conversion mécanique/électrique est d'environ 98 %. L'essentiel des pertes se fait donc sur la conversion thermique-mécanique, la cogénération permettant d'améliorer le rendement global de l'installation. Plusieurs technologies de turbines sont disponibles selon le fluide utilisé pour les actionner :

- ✓ Turbine à vapeur.
- ✓ Turbine à combustion (communément, mais improprement appelée turbine à gaz).
- ✓ Turbine hydraulique.
- ✓ Une éolienne est aussi une sorte de turbine

I.4.Présentation des modes de production d'énergie :

Les modes de production d'énergie, type de source d'énergie, production d'électricité et production de chaleur présentés dans le **Tableau I.1** ci-dessous font l'objet d'une fiche dédiée dans la suite du document :

	<i>Mode de production d'énergie</i>	<i>Type de source d'énergie</i>	<i>Production d'électricité</i>	<i>Production de chaleur</i>
01	Centrales nucléaire à fusion	Fissile	x	
02	Centrales thermiques à flamme	Fossile	x	(x)
03	Turbine à combustion (TAC)	Fossile	x	(x)
04	Centrales à cycles combinés	Fossile	x	(x)
05	Moteur à combustion interne /groupes électrogènes	Fossile	x	(x)
06	Centrales électriques à combustion biomasse solide	Renouvelable	x	x
07	Unités d'incinération des ordures ménagères (UIOM)	Récupération	x	x
08	Unité de valorisation énergétique du biogaz (méthanisation)	Renouvelable & Récupération	x	x
09	Unité de valorisation énergétique du gaz de synthèse (gazéification)	Renouvelable & Récupération	x	x
10	Centrales hydrauliques	Renouvelable	x	
11	Usines marémotrices	Renouvelable	x	
12	Fermes hydroliennes	Renouvelable	x	
13	Fermes houlomotrices	Renouvelable	x	
14	Fermes éoliennes terrestres	Renouvelable	x	
15	Fermes éoliennes marines	Renouvelable	x	
16	Systèmes solaires	Renouvelable	x	

(X) : possibilité de cogénération

Tableau I.1: Comparatif de mode de production de l'électricité [1]

I.5. Centrales nucléaires à fission :

L'uranium dégage de la chaleur lors d'une réaction nucléaire. La vapeur ainsi créée fait tourner une turbine qui entraîne l'alternateur qui produit l'électricité. Comme le montre la figure ci-dessous Fig.I.1

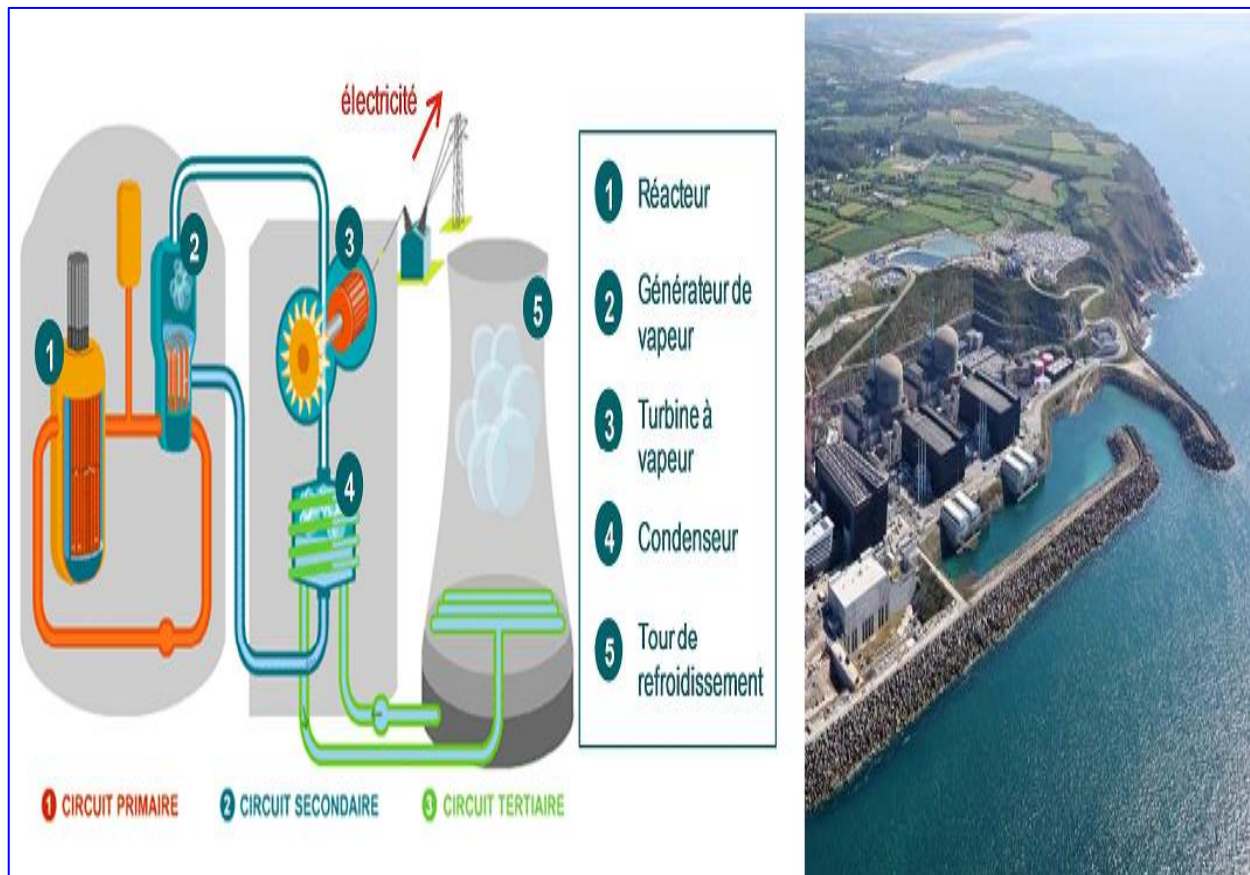


Fig.I.1 : Réacteurs à Eau Pressurisée (REP) = Centrale de Flaman ville. [2]

Avantages :

- ✓ Pas d'émission de gaz à effet de serre pour la production d'électricité.
- ✓ Coût marginal de production d'électricité modéré
- ✓ Longue durée de vie (40 à 60 ans).
- ✓ Forte densité énergétique.

Inconvénients :

- ✓ Gestion des déchets nucléaires.
- ✓ Usage de combustible fissile (approvisionnement en combustible et dépendance énergétique).
- ✓ Acceptabilité sociétale complexe (sécurité, sûreté, déchets).
- ✓ Criticité de l'impact en cas d'incident.
- ✓ Complexité du démantèlement et de la gestion de la fin de vie des centrales.
- ✓ Utilise une énergie non renouvelable.
- ✓ Déchets radioactifs à très longue durée de vie.
- ✓ Accidents graves possibles.
- ✓ Demande un certain niveau de technologie qui n'est pas accessible à tous les pays du monde.

I.6. Centrales thermiques à flamme :

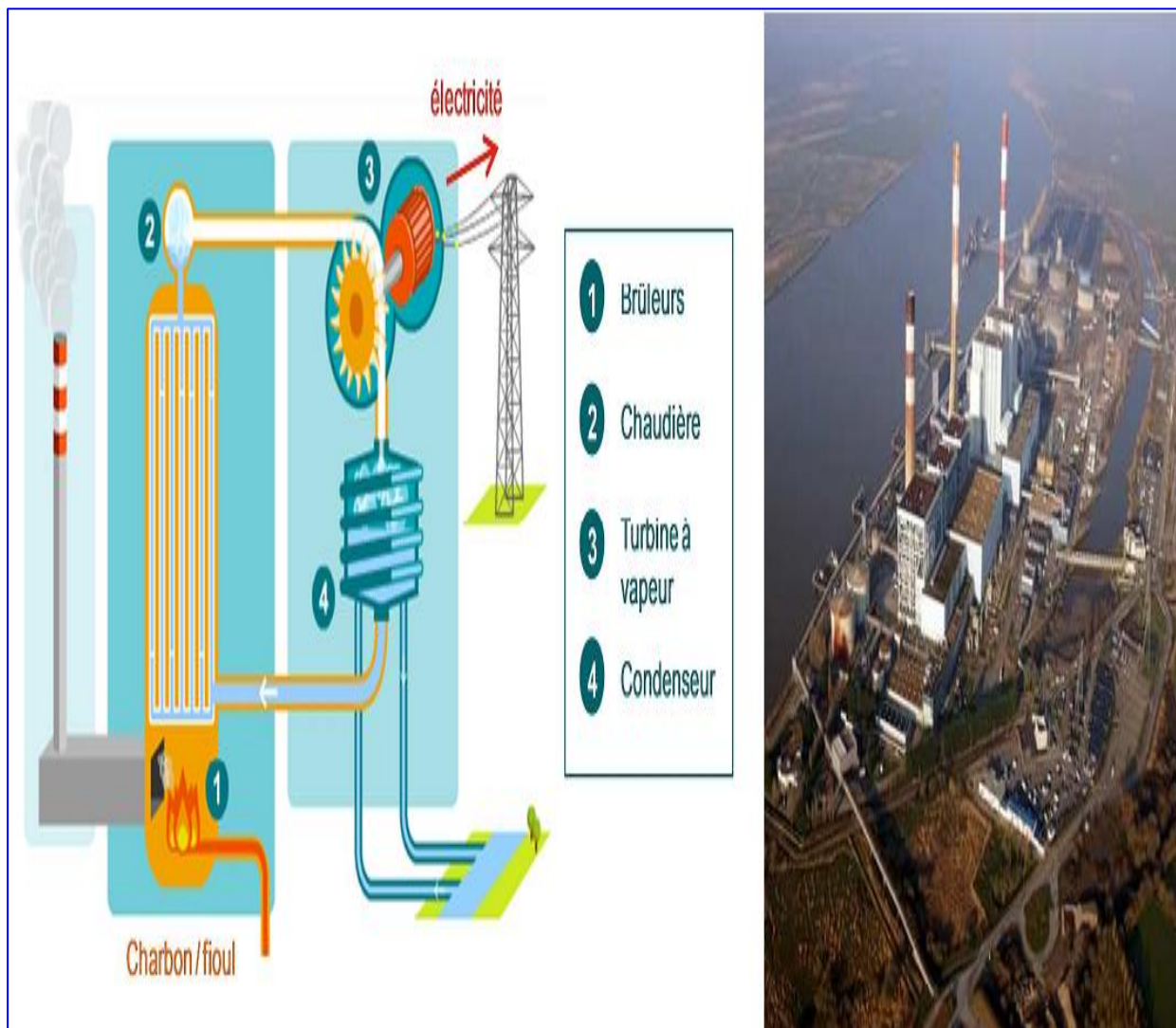


Fig. I.2 : Centrale thermique à flamme. [3]

Un combustible (gaz naturel, charbon, fioul) dégage de la chaleur en brûlant. La chaleur transforme l'eau liquide en vapeur d'eau. La vapeur fait tourner une Turbine qui entraîne l'alternateur qui produit l'électricité. **Comme le montre la Fig. I.2**

Avantages :

- ✓ Moyen de production d'électricité « dispatchable » pour répondre au demande.
- ✓ Autonomie (dépendant de l'approvisionnement et du stock de combustible).
- ✓ Flexibilité dans le choix du combustible (pour certaines technologies).
- ✓ Longue durée de vie (30 à 40 ans).

Inconvénients :

- ✓ Réactivité faible au démarrage (plus d'1h pour atteindre la puissance max)
- ✓ Usage de combustible fossiles (raréfaction et coût de la ressource, dépendance énergétique)
- ✓ Émission de gaz à effet de serre et d'éléments polluants en particulier sur charbon et fioul.
- ✓ Coût et usure liés aux arrêts / démarrages.
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.7. Turbines à combustion (TC) :

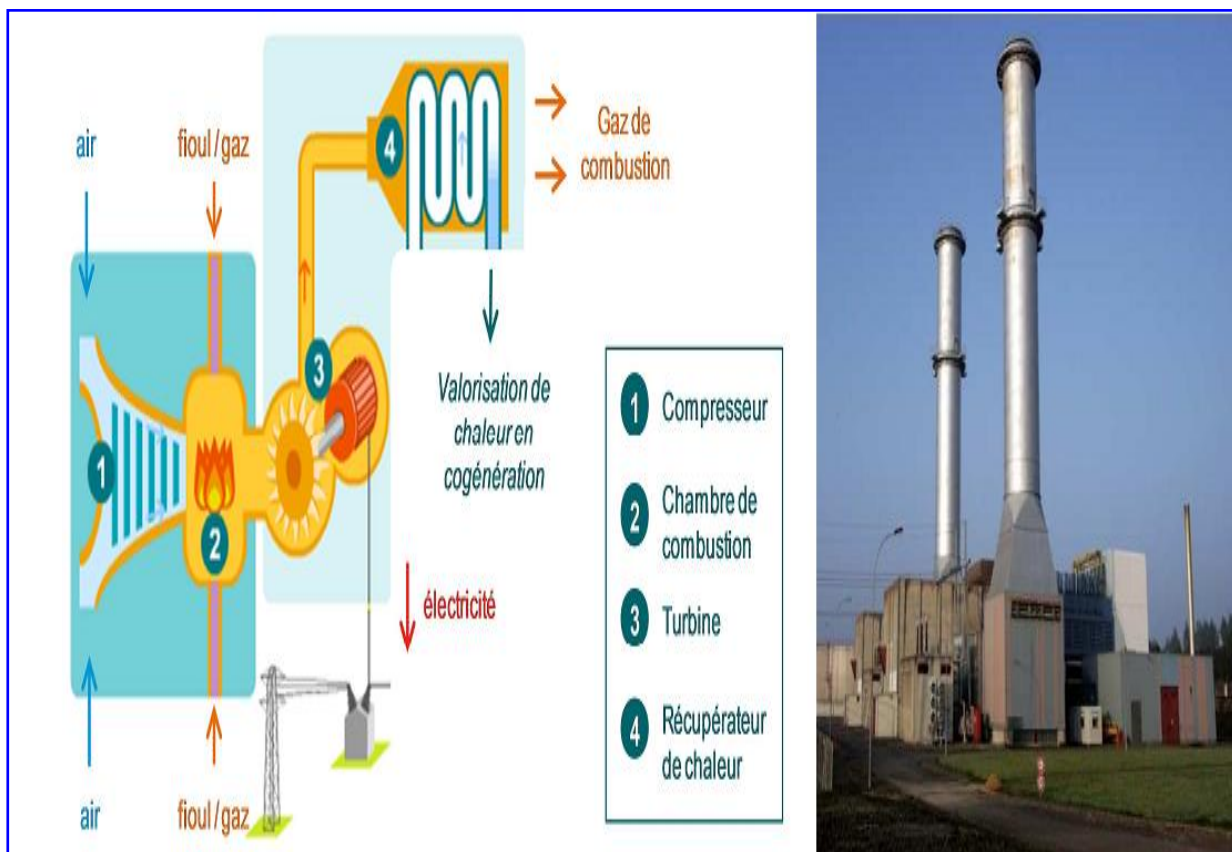


Fig. I.3. Turbines à combustion (TC) [4]

Dans une turbine à combustion, l'électricité est générée grâce à la circulation de gaz d'échappement issu d'une chambre de combustion et traversant la turbine qui entraîne l'alternateur qui produit l'électricité. Comme le montre la Fig. I.3

Avantages :

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

Inconvénients :

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

I.8. Moteurs à combustion interne / Groupes électrogènes :

Les moteurs à combustion interne, largement utilisés pour la propulsion des véhicules, peuvent également produire de l'électricité lorsqu'ils sont reliés à un alternateur: On parle alors de groupe électrogène. A l'intérieur du moteur, une combustion actionne le mouvement des pistons la rotation de l'arbre relié à l'alternateur. **Comme le montre la Fig. I.4**

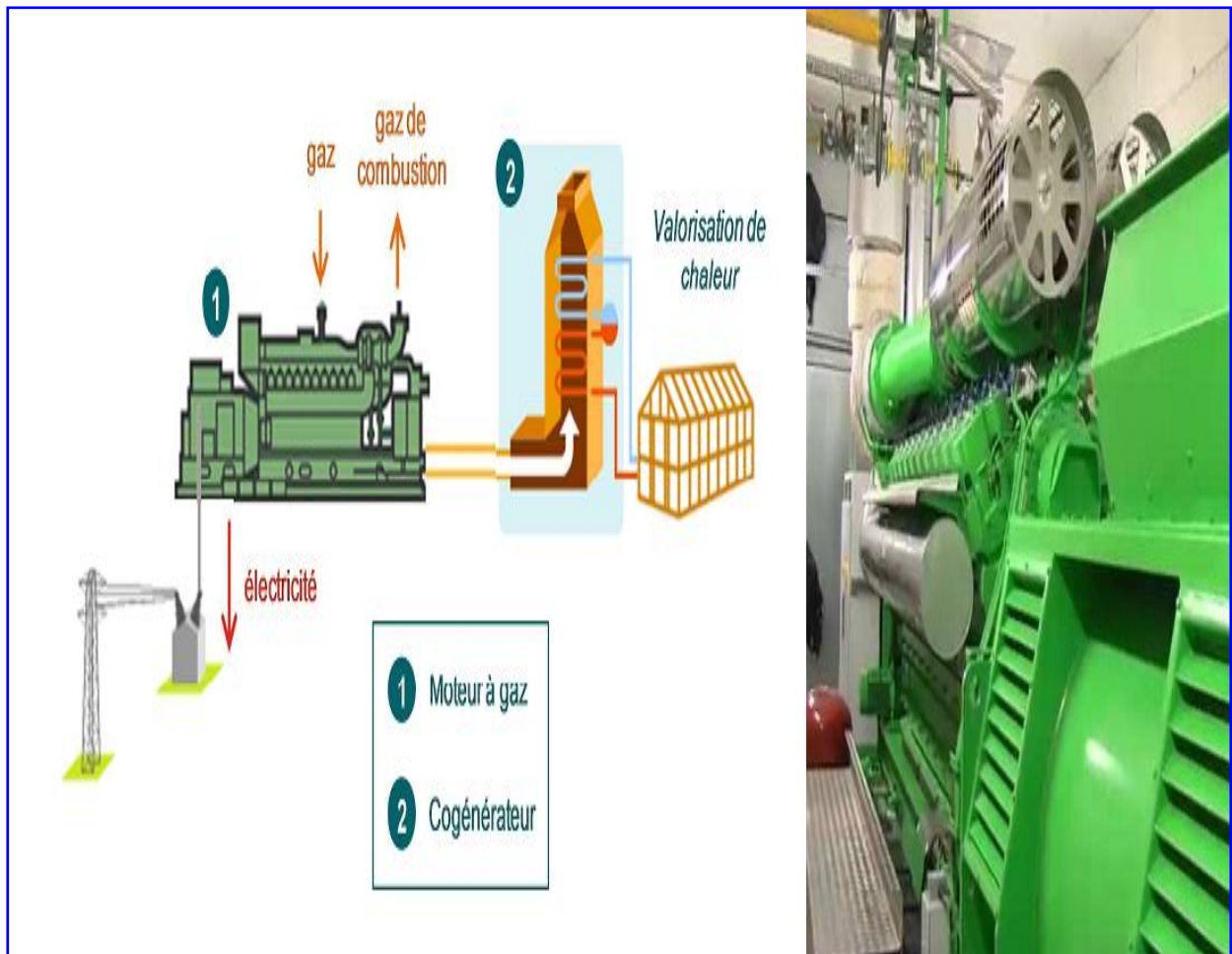


Fig. I.4: Moteurs à combustion interne / Groupes électrogènes [5].

Avantages :

- ✓ Forte réactivité (quelques minutes pour atteindre la puissance maximale).
- ✓ Autonomie et de fourniture dans le cas du diesel, grâce au stock de combustible sur site.
- ✓ Flexibilité et facilité d'installation.
- ✓ Longue durée de vie (25 à 30 ans).
- ✓ Adaptés à la cogénération, notamment pour la production décentralisée (petites puissances).

Inconvénients :

- ✓ Usage de combustibles fossiles (raréfaction et coût de la ressource, dépendance énergétique)
- ✓ Émission de gaz à effet de serre et d'éléments polluants. Notamment pour le diesel (SO_x , NO_x .)
- ✓ Pollution sonore (pour les systèmes domestiques notamment).
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.9. Centrales électriques à combustion biomasse solide :

Les centrales à biomasse solide mettent en œuvre une combustion directe de biomasse au sein d'une chaudière, afin de produire de la vapeur à haute température et à haute pression. Cette vapeur entraîne une turbine qui génère de l'électricité à travers un alternateur. **Comme le montre la Fig.I.5**

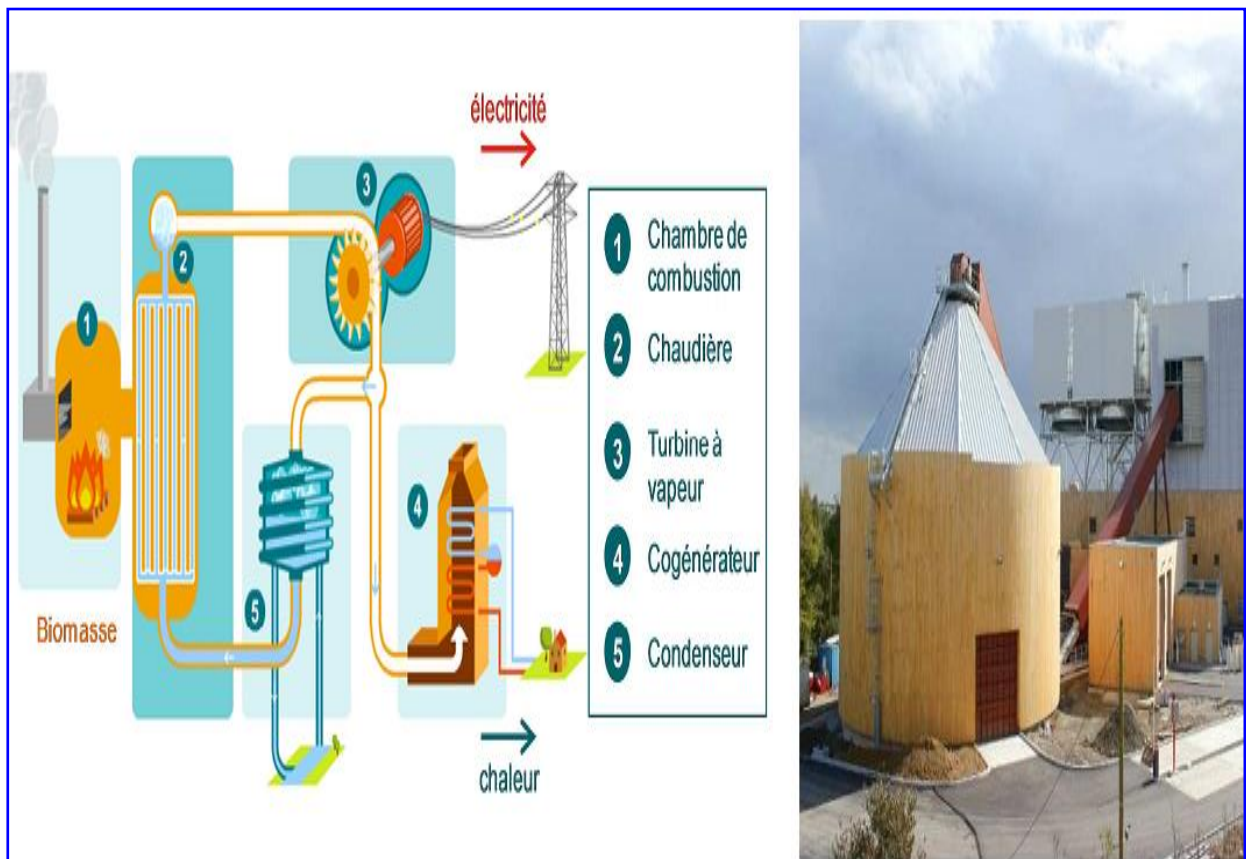


Fig. I.5 : Centrales électriques à combustion biomasse solide [6].

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables avec approvisionnement principalement local.
- ✓ Émission de gaz à effet de serre limitée pour la production d'électricité.
- ✓ Synergies locales possibles (valorisation des résidus de biomasse sur site papetier etc.)
- ✓ Conversion de central charbon à la biomasse possible.

Inconvénients :

- ✓ Contraintes d'approvisionnement en biomasse (sécurisation sur de longues périodes).
- ✓ Qualité variable du combustible (taux d'humidité, ... etc.).
- ✓ Traitement des fumées spécifique (poussière...).
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération, gestion des cendres

I.10. Unités d'incinération des ordures ménagères (UIOM) :

Une UIOM (également appelée incinérateur), détruit par combustion des déchets municipaux après leur collecte. L'énergie de combustion dégagée lors de l'incinération peut être valorisée sous forme

thermique et/ou électrique .Pour cela, une chaudière récupère la chaleur de combustion du four, et la vapeur produite est soit directement valorisée sous forme de chaleurs soit convertie en électricité par un turbo alternateur, équipé d'un module de cogénération. **Comme le montre la Fig.I.6**

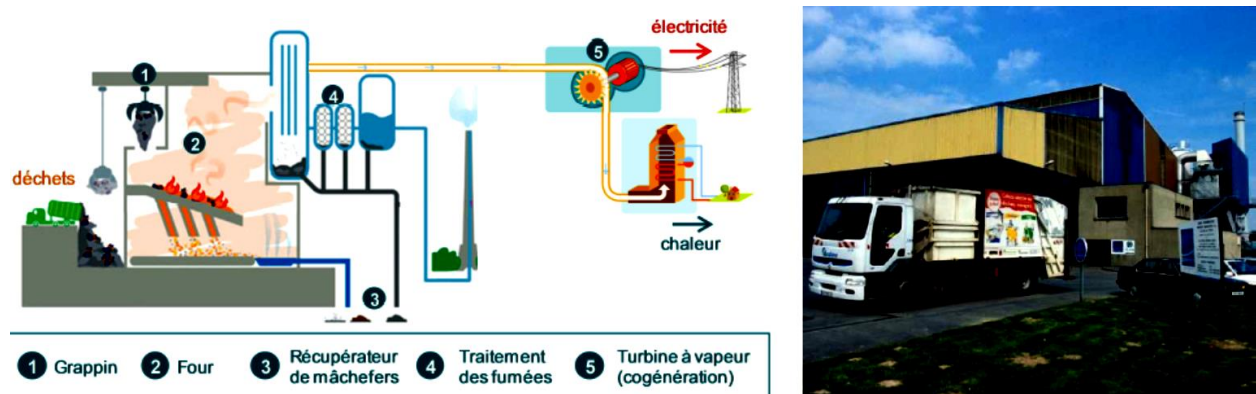


Fig. I.6 : Unités d'Incinération des Ordures Ménagères (UIOM)[7].

Avantages :

- ✓ Valorise l'énergie contenue dans les déchets 50 % est considérée renouvelable par convection
- ✓ Réduit la masse et le volume de déchets à stocker
- ✓ Réduit la nocivité de certains déchets (ex : déchets médicaux).

Inconvénients :

- ✓ Génère des polluants et des résidus qui doivent être neutralisés (fumées d'incinération.)
- ✓ Mauvaise image due aux mauvaises pratiques par le passé quant à la gestion des polluants.
- ✓ Ne doit pas constituer un obstacle au recyclage des déchets et à la réduction de leur production
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.11. Unités de valorisation énergétique du biogaz (méthanisation) :

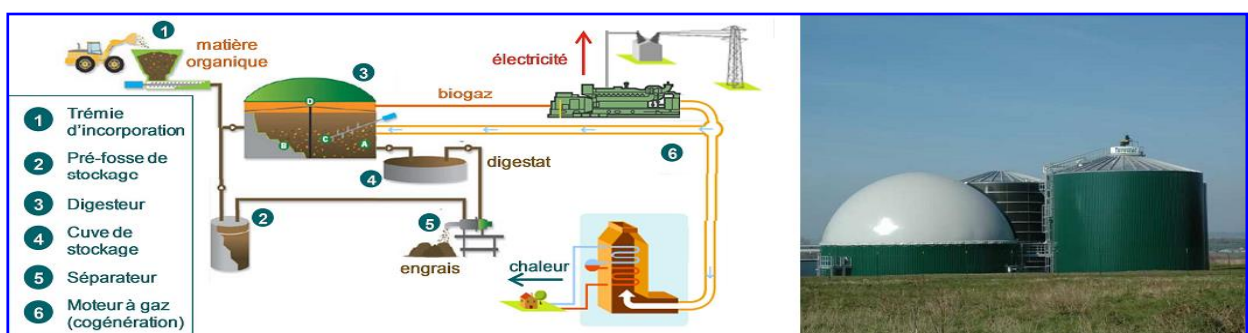


Fig. I.7 : Unités de valorisation énergétique du biogaz (méthanisation)[8]

Le biogaz est un gaz combustible principalement composé de méthane (CH₄) et de dioxyde de carbone (CO₂). Il est produit au cours d'un processus biologique naturel de dégradation de matière organique en l'absence d'oxygène, appelée digestion anaérobie ou méthanisation. Les éléments non digérés par ce processus sont nommés le digestat.

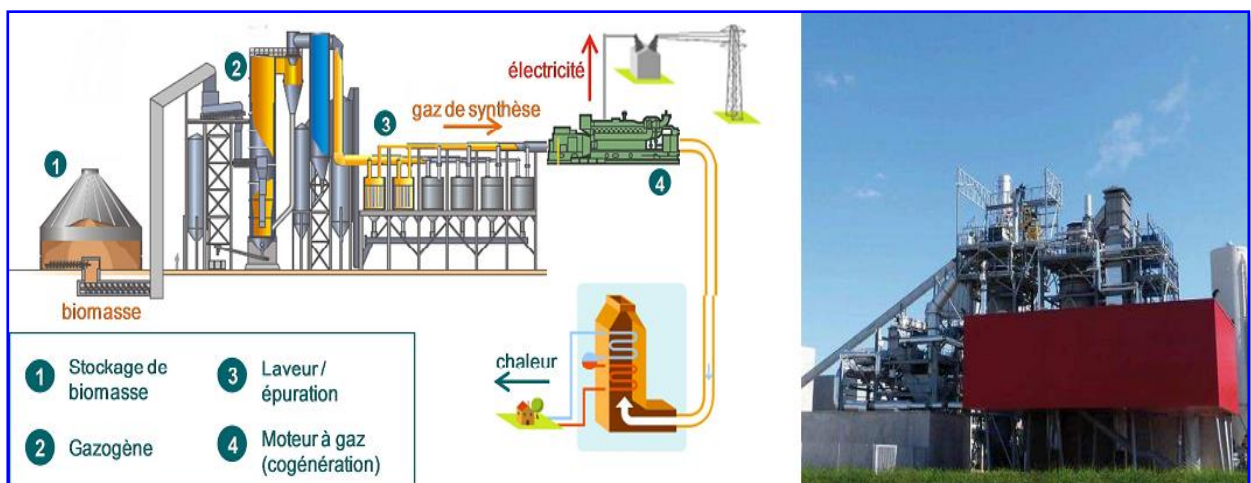
Le biogaz produit peut être valorisé sous forme d'électricité dans une Turbine ou un moteur à gaz ou bien sous forme de chaleur dans une chaudière. **Comme le montre la Fig.I.7**

Avantages :

- ✓ Emissions de gaz à effet de serre évitées
- ✓ Valorisation du digestat sous forme de fertilisant.

Inconvénients :

- ✓ Complexité du contrôle d'un méthaniseur (gestion des équilibres de la température, du PH).
- ✓ Prétraitement du biogaz nécessaire pour sa valorisation par combustion (séparation de l'H₂S).
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.
- ✓ Risque de conflit d'usage si cultures énergétiques dédiées.

I.12. Unités de valorisation énergétique du gaz de synthèse (gazéification):**Fig. I.8 : Unités de valorisation énergétique du gaz de synthèse [9]**

La gazéification est un procédé thermique de convection de matière organique solide (biomasse, charbon, déchets) en un gaz dit de « synthèse » composé : d'hydrogène (H₂) et de monoxyde de carbone (CO).

il met en œuvre une combustion incomplète à haute température c'est-à-dire une combustion avec défaut d'oxygène afin de n'oxyder que partiellement la matière. La réaction de gazéification se déroule dans un équipement dédié nommé "gazogène". **Comme le montre la Fig.I.8**

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables avec approvisionnement local
- ✓ Emissions de gaz à effet de serre limitées pour la production d'électricité
- ✓ Tolère des natures de combustibles variées (résidus agricoles, tourbe, bois, déchets).

Inconvénients :

- ✓ Technologie encore non maîtrisée à grande échelle.
- ✓ Assez contraignant en prétraitement de la biomasse (taille, humidité, cendres.)
- ✓ Production de goudrons dans le gaz de synthèse qui doit être nettoyé avant combustion.
- ✓ Contraintes d'approvisionnement en biomasse (sécurisation sur de longues périodes.)
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.13. Centrales hydroélectriques :

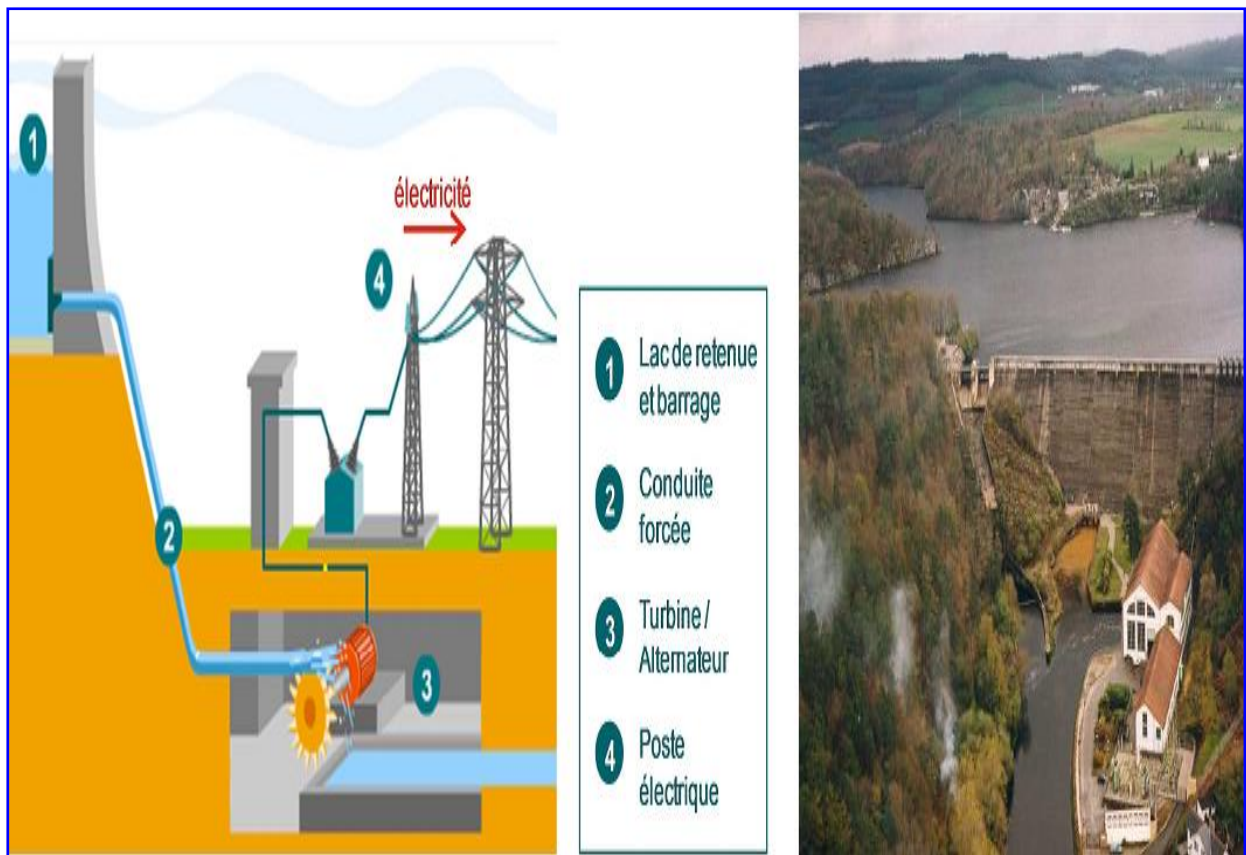


Fig. I.9 : Centrales hydroélectriques[10]

Les centrales hydroélectriques exploitent l'énergie potentielle gravitaire de l'eau pour produire de l'électricité. La chute de l'eau, guidée par un réseau de conduites, entraîne des Turbines reliées à un alternateur qui produit l'électricité. **Comme le montre la Fig. I.9**

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre pour la production d'électricité.
- ✓ Forte réactivité (démarrage en quelques secondes)
- ✓ Production d'électricité flexible pour les centrales disposant d'un stock
- ✓ Longue durée de vie (supérieur à 50 ans)
- ✓ Coût marginal de production d'électricité faible (dépendant du stock).

Inconvénients :

- ✓ Raréfaction des sites exploitables (fortes contraintes géographiques)
- ✓ Emprise au sol des gros ouvrages hydro-électriques
- ✓ Acceptabilité sociétale potentiellement complexe (impacts sur la continuité écologique des cours d'eau, ennoiment de zones habitées, etc.)
- ✓ Production électrique fatale pour les centrales sans stock.
- ✓ Sensibilité au stress hydrique.

I.14. Usines marémotrices :

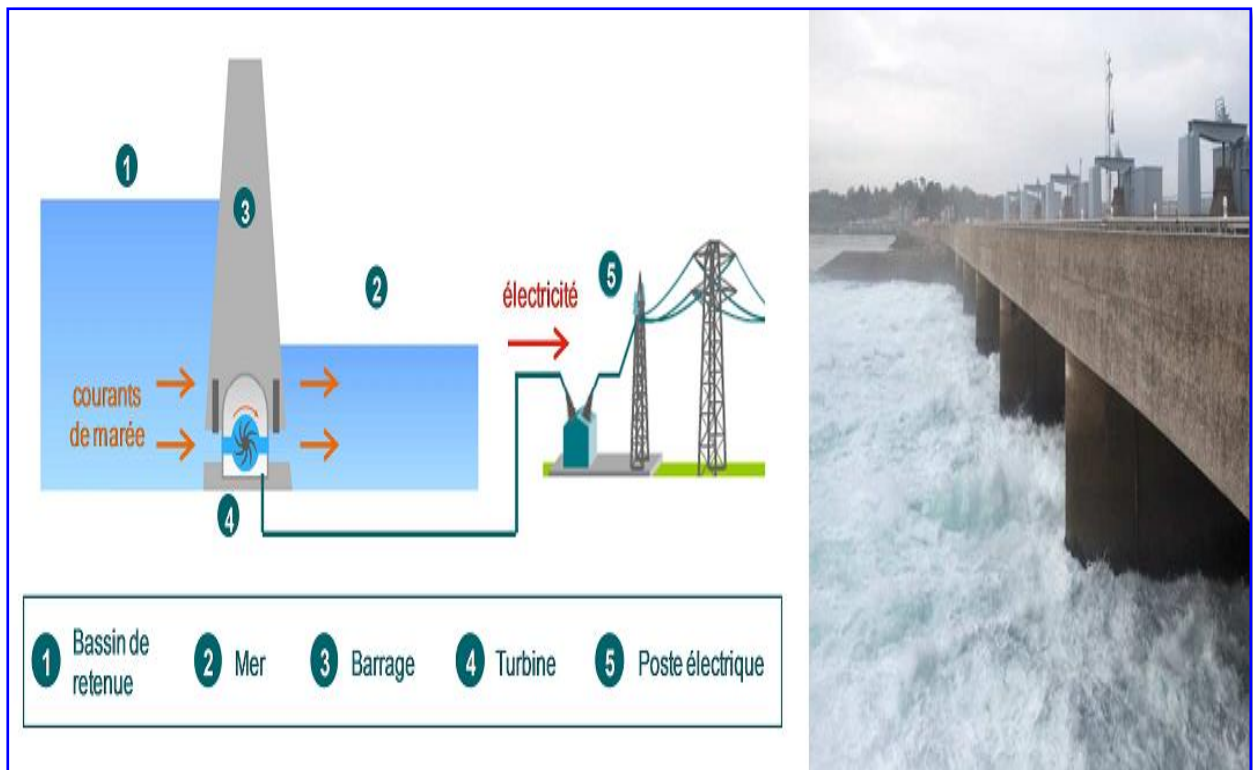


Fig.I.10 : Usines marémotrices[10]

Les usines marémotrices exploitent l'énergie potentielle gravitaire liée à la différence de hauteur d'eau entre pleine mer et basse mer (marnage).

Dans une baie ou un estuaire, la construction d'un barrage équipé de Turbine permet de produire de l'électricité grâce au flux et reflux de marée entre le large et la retenue d'eau. Le potentiel énergétique dépend du niveau de marnage dont un minimum de 5 mètres est requis et qui peut aller jusqu'à 20 mètres dans certaines régions du monde. **Comme le montre la Fig. I.10**

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émission de gaz à effet de serre pour la production d'électricité
- ✓ Forte prédictibilité de la ressource (marnage)
- ✓ Longue durée de vie (>50ans)
- ✓ Coût marginal de production d'électricité très faible (gratuité de la ressource).

Inconvénients :

- ✓ Intermittence de la production d'électricité malgré sa prévisibilité
- ✓ Contraintes géographiques fortes (fort marnage nécessaire)
- ✓ Emprise des gros ouvrages sur le littoral
- ✓ Acceptabilité sociétale potentiellement complexe (impact environnemental)
- ✓ Rareté des sites exploitables.

I.15. Fermes hydroliennes :

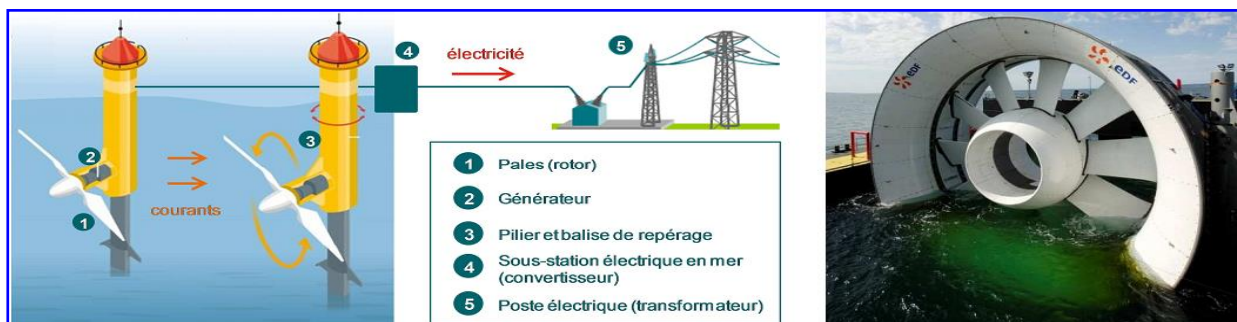


Fig.I.11 : Fermes hydroliennes [11]

Flottant ou installées sur les fonds marins, les hydroliennes permettent de récupérer l'énergie des courants de marées, des courants océaniques ou des courants fluviaux pour produire de l'électricité. Équivalents sous-marin des éoliennes, les hydroliennes sont constituées de pâles liées à un couple à un alternateur qui produit l'électricité. **Comme le montre la Fig. I.11**

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre.
- ✓ Constance (courants océaniques) ou forte prédictibilité de la ressource (courants de marées)
- ✓ Coût marginal de production d'électricité très faible (gratuité de la ressource)
- ✓ Acceptabilité sociétale facilitée (pas de pollution visuelle).

Inconvénients :

- ✓ Filière non mature (en cours de développement)
- ✓ Intermittence (courants de marées) et caractère fatal de la production d'électricité.
- ✓ Rareté des sites exploitables (profondeur limitée si dispositif fixé au sol)
- ✓ Complexité et coût de l'installation et de la maintenance en raison du milieu marin.
- ✓ Complexité et coût du raccordement.

I.16. Ferme houle motrice :

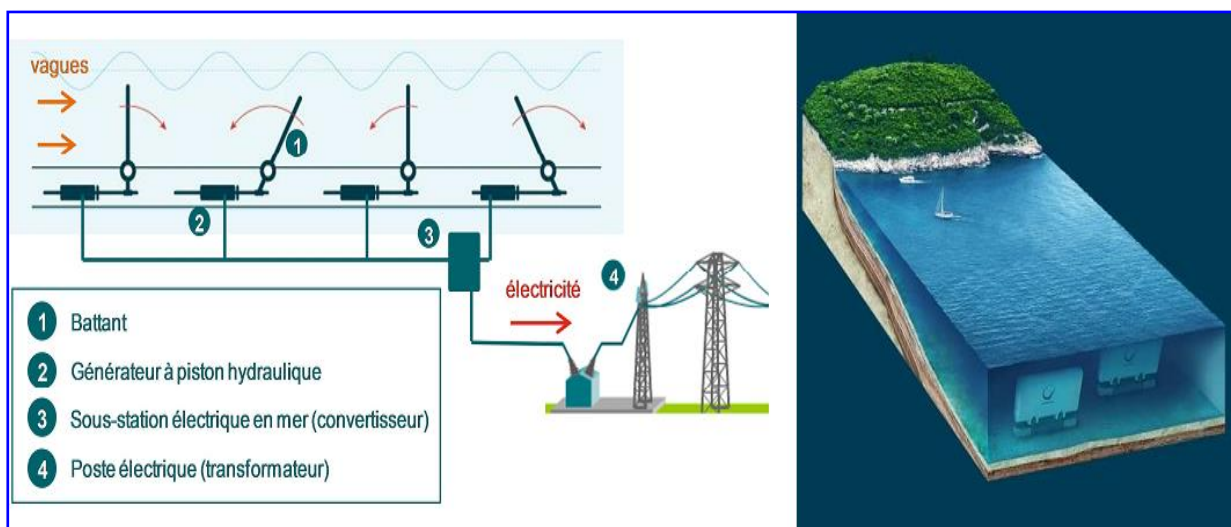


Fig. I.12 : Ferme houle motrice [11]

De nombreuses technologies sont encore à l'étude pour la récupération de l'énergie des vagues .Les systèmes dit houlomoteurs peuvent en effet être de natures très diverses, flotteurs ponctuels ou linéaires, systèmes à déferlement, colonnes d'eau oscillantes...etc.

Chacun de ces systèmes est conçu pour transformer l'oscillation de la houle en électricité. Les conditions externes de la surface de la mer impliquent des systèmes particulièrement robustes. **Comme le montre la Fig. I.12**

La ressource houle motrice est généralement chiffrée en KW par mètre de front de vague .La gamme optimale se situe entre 15 et 75 KW/m. sur la face atlantique française, la ressource moyenne est estimée à 45 KW/m.

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre.
- ✓ Abondance de la ressource
- ✓ Bonne prévisibilité de la ressource à court terme (48h)
- ✓ Diversité des sites éligibles (notamment en eaux profondes)
- ✓ Coût marginal de production d'électricité très faible « gratuité de la ressource ».

Inconvénients :

- ✓ Filière non mature (en cours de développement)
- ✓ Intermittence et caractère fatal de la production d'électricité
- ✓ Incertitude dans la prévision de la ressource à long terme
- ✓ Complexité et coût de l'installation et de la maintenance en raison du milieu marin.
- ✓ Complexité et coût du raccordement.

I.17.Fermes éoliennes terrestres :

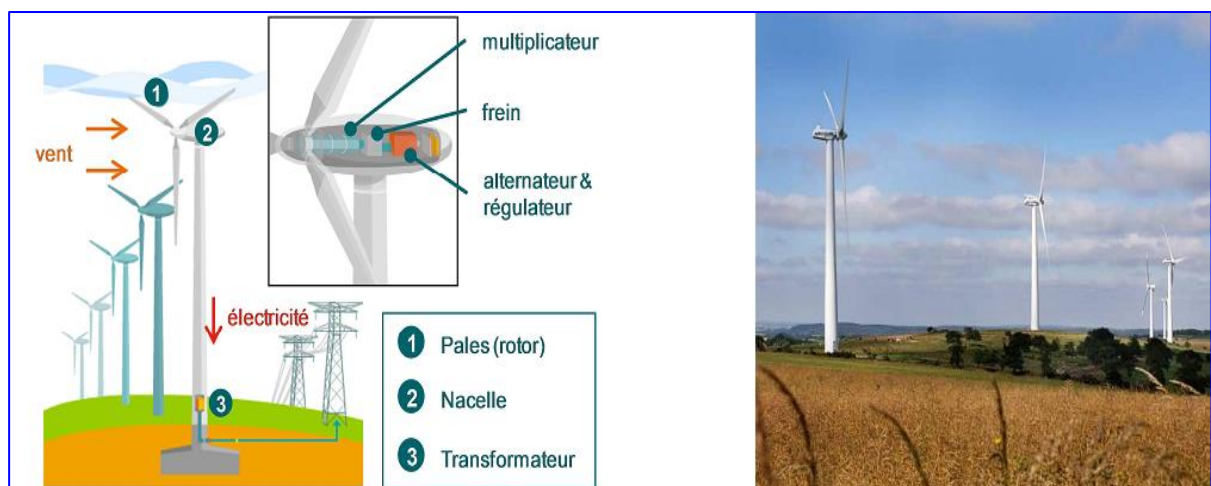


Fig. I.13 : Fermes éoliennes terrestres [12]

Le principe de production de cette énergie consiste à convertir l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique pour tourner le rotor qui va produire une énergie électrique. **Comme le montre la Fig I.13**

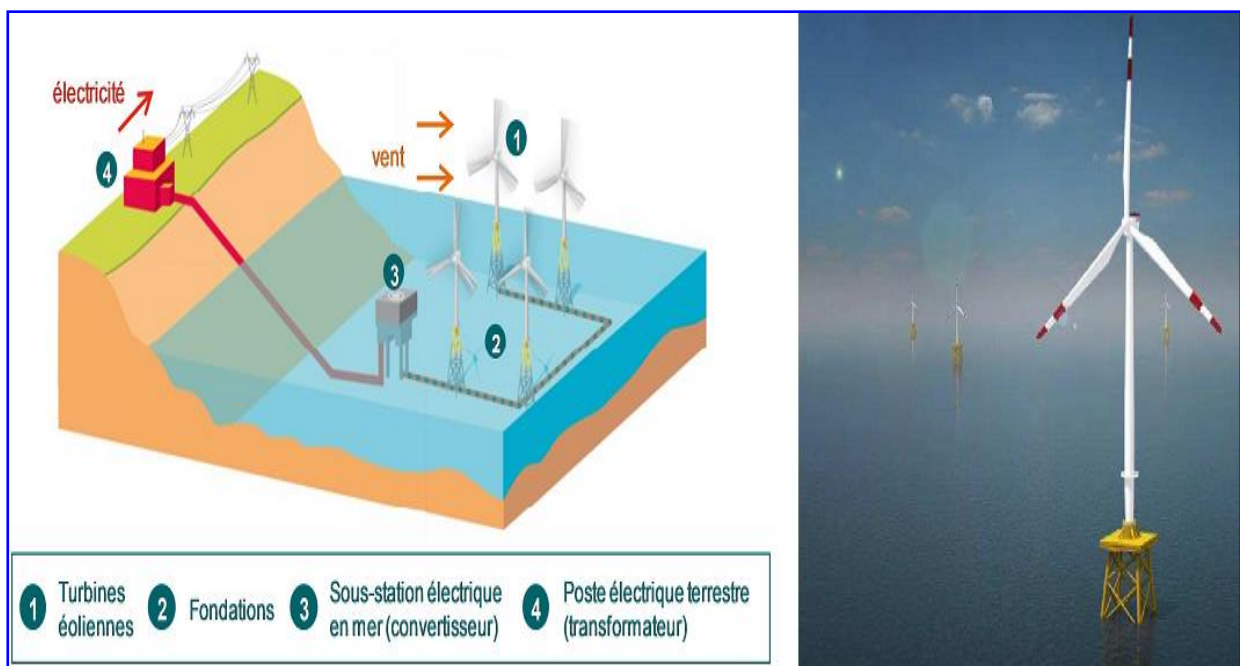
Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre.

- ✓ Intermittence de production pouvant être compensée en partie par le foisonnement de vent
- ✓ Conception, installation et maintenance aisée.
- ✓ Coût marginal de production d'électricité très faible « gratuité de la ressource ».

Inconvénients :

- ✓ Intermittence et caractère fatal de la production d'électricité.
- ✓ Incertitude dans la prévision de la ressource.
- ✓ Contraintes géographiques sur les sites éligibles (topographie, obstacles, etc.)
- ✓ Acceptabilité sociétale potentiellement complexe (impact paysager biodiversité,... etc.)

I.18.Fermes éoliennes marines :**Fig. I.14 : Fermes éoliennes marines[11].**

Le principe de fonctionnement des éoliennes marines est similaire à celui des technologies terrestres l'énergie du vent est convertie en électricité via la rotation d'un rotor relié à un dispositif électromécanique. **Comme le montre la Fig I.14**

Avantages :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre pour la production d'électricité
- ✓ Intermittence de production pouvant être compensée en partie par le foisonnement des régimes de vent sur le réseau national et européen.
- ✓ Ressource en vent élevée et stable en mer.
- ✓ Coût marginal de production d'électricité très faible « gratuité de la ressource ».

Inconvénients :

- ✓ Intermittence et caractère fatal de la production d'électricité (variabilité dans le temps.).
- ✓ Incertitude dans la prévision de la ressource.
- ✓ Complexité et coût de la conception, et de la maintenance en raison du milieu marin.

- ✓ Complexité et coût du raccordement.
- ✓ Acceptabilité sociétale potentiellement complexe (pollution, visuelle, conflits
- ✓ Avec les activités maritimes).

I.19. Systèmes solaires photovoltaïques :



Fig. I.15 : Systèmes solaires photovoltaïques[13]

Les systèmes solaires photovoltaïques (Phv) convertissent l'énergie du rayonnement solaire en électricité grâce à un matériau semiconducteur qui est sous l'excitation des photons de la lumière ,créé un déplacement d'électrons . Les matériaux semi conducteur peuvent être cristallins (silicium monocristallin et polycristalin),sous forme de couche mince,ou encore faits de matière organique.

Les matériaux cristallins sont les plus répandus. Les couches minces ont toute fois des propriétés intéressantes, notamment pour une intégration aux maisons(meilleur captage du rayonnement diffus, bonne résistance à l'échauffement ... etc.). **Comme le montre la Fig I.15**

Avantage :

- ✓ Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre pour la production d'électricité.
- ✓ Abondance de la ressource
- ✓ Coût marginale de production d'électricité très faible « gratuité de la ressource »
- ✓ Forte modularité d'installation, adaptée au logement particulier et à l'autoconsommation.

Inconvénients :

- ✓ Intermittence et caractère fatal de la production d'électricité (variabilité dans le temps et dans l'espace de l'ensoleillement).
- ✓ Incertitude dans la prévision de la ressource
- ✓ Création de perturbations sur le réseau (variations brutales d'ensoleillement)
- ✓ Emprise au sol conflits d'usage.

I.20. Centrales à cycles combinés :

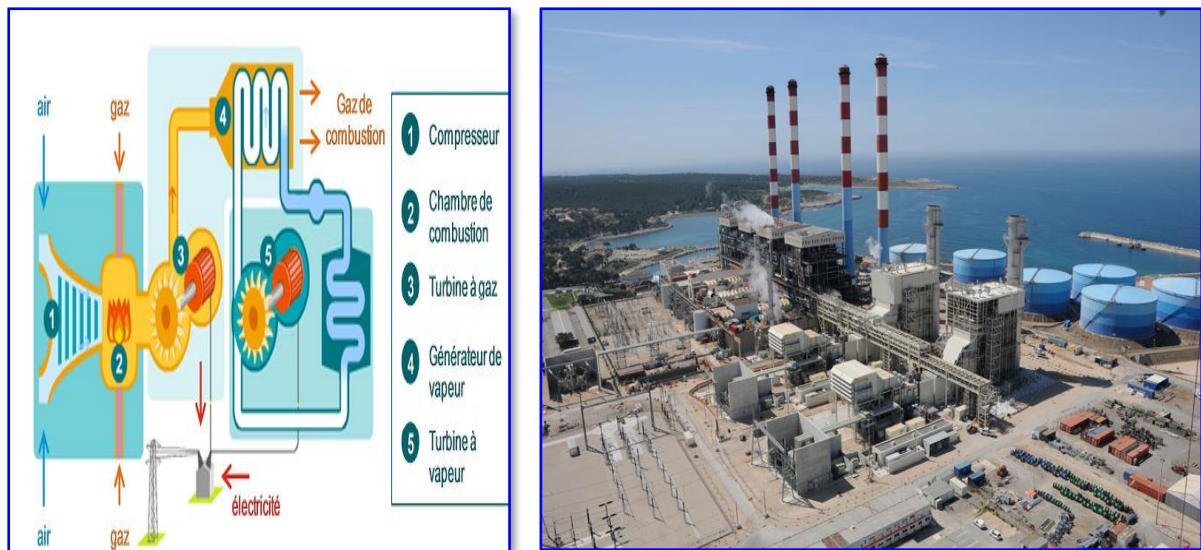


Fig.I.16 : Centrale à cycle combiné [4]

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. **Comme le montre la FigI.16**

Avantage :

- ✓ Moyen de production d'électricité « dispatchable » pour répondre aux variations de la demande.
- ✓ Rendement élevé par rapport à un cycle simple
- ✓ Impact environnemental réduit par rapport aux centrales thermiques à flammes
- ✓ émissions de gaz à effet de serre et d'éléments polluants (SO_x , NO_x , ... etc.) moindres.
- ✓ Longue durée de vie (25 à 30 ans).

Inconvénients :

- ✓ Émission de gaz à effet de serre.
- ✓ Coût et usure liés aux arrêts /démarrages
- ✓ Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération

I.21.comparaison entre différentes centrales électriques : On peut comparer entre ces centrales par les indicateurs techniques suivants :

<i>Centrales électriques</i>	<i>Gamme de puissance</i>	<i>Taux de disponibilité</i>	<i>Durée de fonctionnement</i>	<i>Facteur de charge</i>	<i>Rendement</i>
<i>Centrale nucléaire à fission</i>	<i>1.6 GWe</i>	<i>75 à 90 %</i>	<i>6000 à 8000 h /an base</i>	<i>75 à 90%</i>	<i>35 à 36%</i>
<i>Centrale thermique à flamme</i>	<i>600 MWe</i>	<i>80 à 85%</i>	<i>2000 à 6000 h/an semi-base</i>	<i>20 à 85 %</i>	<i>32à37% électricités 46 à 47 % chaleur</i>
<i>Centrale à cycle à gaz</i>	<i>100</i>	<i>85 à 95%</i>	<i>< 1000 h/an pointe centralisées ;</i>	<i>10 à 90 %</i>	<i>30 à 42% gaz/fuel 50 à 90% chaleur</i>
<i>Centrale à cycle combiné</i>	<i>825 MWe</i>	<i>80 à 90 %</i>	<i>2000 à 8000 h/an semi-base</i>	<i>20 à 90 %</i>	<i>57 à 62%</i>
<i>Moteur à combustion interne/groupe électrogène</i>	<i>220 MWe</i>	<i>85 à 95%</i>	<i>< 100 h/an extrême pointe</i>	<i>1 à 70 %</i>	<i>25 à 43%</i>
<i>Centrale électrique à combustion biomasse solide</i>	<i>150 MWe</i>	<i>90 à 95 %</i>	<i>2000 à 8000 h/an semi base /base</i>	<i>20 à 90%</i>	<i>15à40%</i>
<i>Unités d'incinération des ordures ménagères</i>	<i>80Mwe</i>	<i>85 à90%</i>	<i>7500 à7900 h/an base</i>	<i>20 à 90 %</i>	<i>20 à 35 %</i>
<i>Unités de valorisation énergétique du biogaz</i>	<i>2MWe</i>	<i>70 à 90%</i>	<i>6500 à 7900 h/an base</i>	<i>50 à 90 %</i>	<i>30à40%</i>
<i>Unités de valorisation énergétique du gaz de synthèse</i>	<i>100MWe</i>	<i>80 à90 %</i>	<i>2000 à 8000 h/an semi -base /base</i>	<i>20 à 90 %</i>	<i>20 à 30 %</i>
<i>Centrale hydroélectriques</i>	<i>1.8 Gwe</i>	<i>85 à 95%</i>	<i>< 2000 h/an pointe</i>	<i>20 à 95%</i>	<i>85 à 95%</i>
<i>Usines marémotrices</i>	<i>238 MWe</i>	<i>85 à 95%</i>	<i>2000 à 2500 h/an base</i>	<i>25%</i>	<i>80 à 90%</i>
<i>Fermes hydroliennes</i>	<i>0.5 MWe</i>	<i>85 à 95%</i>	<i>4000 à 5000 h/an base</i>	<i>40 à 55%</i>	<i>35 à 45%</i>
<i>Ferme houle motrices</i>	<i>0.5 MWe</i>	<i>85 à 95 %</i>	<i>6000 à8000h/an base « fatale »</i>	<i>30 à 50 %</i>	<i>30 à 40%</i>
<i>Fermes éoliennes terrestres</i>	<i>20 MWe</i>	<i>97%</i>	<i>6000 à 7500h/an base « fatale »</i>	<i>20 à 25 %</i>	<i>35 à 45%</i>
<i>Ferme éoliennes marines</i>	<i>500 MWe</i>	<i>97%</i>	<i>6000 à 7500h/an base « fatale »</i>	<i>30 à 45%</i>	<i>40 à 45%</i>
<i>Système solaire photovoltaïques</i>	<i>12 MWe</i>	<i>95 à 98%</i>	<i>4000h/an base« fatale »</i>	<i>10 à 20%</i>	<i>6 à 25%</i>

Tableau I.2. Comparaison entre différentes centrales électriques [4]

I.22.Évaluation de la production d'électricité : Intégration progressive des marchés de l'électricité de l'Algérie, le tableau suivant décrit l'évolution prévu du parc de production selon ses critères :

Période	Statut des projets	Type de centrale	Localisation géographique	Capacité Installée (MW)	Capacité Ajoutée (MW)
Fin 2009				10 109	
2010	En cours de réalisation	TG	Alger Port	2x35.5	3 187
-			Annaba	2x35.5	
			M'Sila	1x215	
			Arbaa	2x140	
2012		Hybride	Hassl R'Mel (Sud)	150	
		CC	Terga (Ouest)	3 x 400	
		CC	Koudiet Eddraouch (Est)	3 x 400	
2013	Ouvrages décidés - AO lancés ou en préparation	TG	Extension F'Kirina (Est)	2 x 220	2660
-		TG	Extension Ain Djasser (Est)	1 x 220	
		CC	Ras Djinet (Centre)	2 x 400	
		TG	Messerghine (Ouest)	2 x 200	
2015		CC	Jilel (Est)	2 x 400	
2017	Besoins identifiés - En projet	TG	Non défini	700	4 000
-		TG	Non défini	1 x 100	
				1 x 200	
		TG	Non défini	2 x 100	
		CC	Non défini	1 x 400	
2020		CC	Non défini	1 x 400	
		CC	Non défini	800 + 1200	
2021	Axes de réflexion et d'investigation	Total des besoins probables 3 300 MW, dont :			5 720
-		Hybride	Région Sud	2 x 210	
		CC	Non défini	2400	
		TG	Non défini	1 900	
2025		Nucléaire	Non défini	1000	

Tableau I.3.L'évolution prévue du parc de production en Algérie. [14]

A ce stade et sur la base des informations fournies, l'évolution probable du parc de production en Algérie (puissance installée en MW et répartition par filière) sur la période considérée se présente comme suit :

Estimation Capacité Installée	2008	2009	2010 – 2012	2013 – 2015	2016 – 2020	2021 - 2025
TG	4 205	5 419	4 957	5 797	6 697	7 797
CC	825	2025	4 425	6 025	8 825	11 225
TV	2 435	2 435	2 435	2 435	2 239	1 662
TH	230	230	230	0	0	0
Hybride	0	0	150	150	150	570
Nucléaire	0	0	0	0	0	1000
Total	7 695	10 109	12 197	14 407	17 911	22 254
Déclassement	230	120		273	400	

Tableau I.4.L'évolution prévue du parc de production sur la période considérée en Algérie. [14]

Dans ce qui suit le schéma suivant présente cette projection en pourcentage en présentant la part de chaque filière :

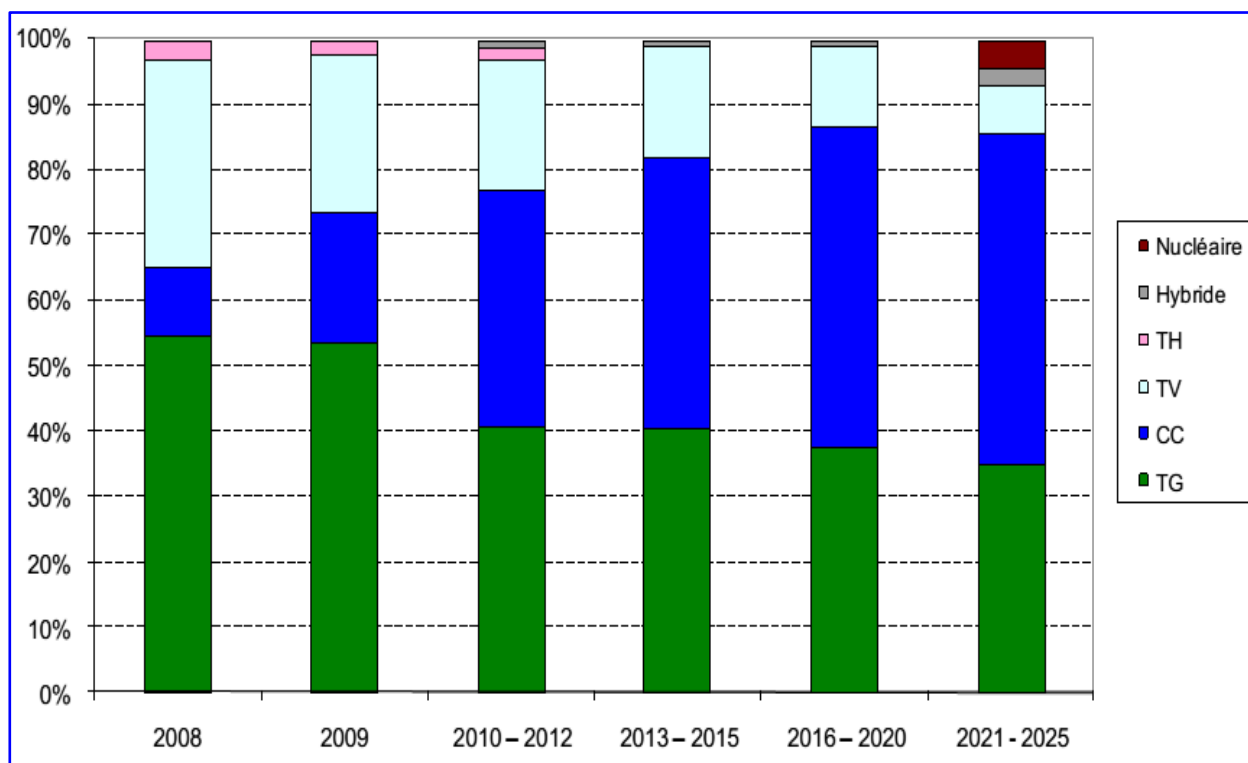


Fig.I.17.Estimation de la capacité installée en Algérie [14]

I.23.Les centrales électriques en Algérie :

En Algérie, l'énergie électrique est produite, principalement, à partir de gaz naturel, la part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96%, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales Diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques [3].

Le gaz est utilisé dans des centrales thermiques à vapeur, à gaz, ainsi que dans les centrales à gaz et à vapeur appelées centrales à cycle combiné. En effet, les cycles combinés peuvent se présenter selon deux configurations : Mono-arbre ou multi-arbre. Un cycle combiné mono-arbre est constitué d'une seule turbine à gaz, d'une seule chaudière de récupération qui alimente une turbine à vapeur et d'un unique alternateur dimensionné pour les deux turbines.

La configuration mono-arbre se caractérise par le fait que les équipements : turbine à gaz, turbine à vapeur et alternateur sont agencés selon une disposition longitudinale, pour ne constituer qu'une seule ligne d'arbre [3]. Un cycle combiné multi-arbres est constitué d'une ou plusieurs turbines à gaz, d'une chaudière de récupération pour chaque turbine à gaz ou d'une chaudière commune à toutes les turbines à gaz, d'une turbine à vapeur et d'un alternateur pour chaque turbine.

La configuration multi-arbres se caractérise par le fait que les équipements turbo-alternateurs à gaz et à vapeur peuvent être agencés selon la forme du site dans les centrales en cycle combiné qui étaient les moyens privilégiés pour répondre à la charge de base, la configuration en mono-arbre était la plus adéquate puisque son exploitation était plus simple et plus économique. Avec l'abondance de capacités de production atteintes et pouvant être plus importantes avec l'ouverture du marché de l'électricité, cette configuration peut s'avérer inadaptée.

La souplesse d'exploitation d'un cycle combiné de type mono-arbre étant limitée, les constructeurs de machines ont œuvré pour l'amélioration de cette souplesse, notamment, en adjoignant des équipements pouvant en dire indépendant le fonctionnement des turbo-alternateurs. Ainsi, les cycles mono-arbre ont été équipés de systèmes d'embrayage qui permettent l'exploitation de turbo-alternateurs à gaz en cycle simple.

La vapeur est alors dirigée directement vers le condenseur par le système de contournement. D'autres solutions offrant une meilleure souplesse consistent en l'introduction de cheminées de by-pass des fumées permettant le fonctionnement des turboalternateurs à gaz seuls, sans production de vapeur.

Dans les cycles combinés de type multi-arbres, la modulation de la puissance peut s'opérer par l'arrêt de la turbine à vapeur dans un premier temps et être suivie d'une baisse de la charge de la turbine à gaz jusqu'au minimum technique possible. Ce mode de fonctionnement est approprié pour la gestion du creux. Cette modulation est d'autant plus grande pour un multi-arbre comprenant plusieurs turbines à gaz que l'arrêt d'une turbine à gaz au lieu d'une turbine à vapeur offre l'avantage de ne pas dégrader le rendement thermique. De plus, l'échelonnement dans la construction permet la mise en service des groupes turbines à gaz avant l'achèvement des cycles à vapeur.

En Algérie [3], le parc de production dispose actuellement de deux centrales de type cycle combiné en exploitation. L'introduction de ces centrales dans un parc constitué quasi-exclusivement de turbines à vapeur et de turbines à gaz a, indéniablement, contribué à réduire les quantités de gaz dédiées à la production de l'électricité. La consommation spécifique globale de gaz est ainsi passée de 2,98 th/kWh en 2005.

À 2,70 th/kWh en 2009 après l'entrée en service de ces deux centrales. Cette amélioration s'est traduite par une économie d'un volume d'environ 1,4 milliards de m³ de gaz en 2009.

La première centrale localisée à **Skikda**, appartenant à **Shariket Kahraba Skikda (SKS)**, développe une puissance de 825 MW. Elle est de type multi-arbres. Les turbines à gaz sont entrées en service à la fin de l'année 2005. La mise en service des tranches de production est intervenue au courant de l'été 2006. Le couplage des turbines à gaz, plusieurs mois avant les turbines à vapeur, a permis de disposer d'une capacité de production supplémentaire de l'ordre de 500 MW. Cet apport en puissance, survenu durant une période qui a enregistré d'importants déficits (hiver 2005-2006), a largement contribué à soulager les contraintes du système électrique [3]. La seconde installation située à l'ouest de Cherchell (**Tipasa**), appartenant à **Shariket Kahraba Hadjret Ennous (SKH)**, est de type mono-arbre. Elle a commencé à produire de l'électricité durant l'hiver 2008-2009. Elle est constituée de trois tranches développant une puissance totale de 1225 MW. Deux centrales de type mono-arbre sont actuellement en fonctionnement :

La première, située à **Terga** dans la wilaya d'**Ain-Temouchent**. Elle a commencé à produire de l'électricité durant l'hiver 2011. Développant une puissance totale de 1200 MW.

La deuxième à **Koudiet-Eddraouch** dans la wilaya **d'El-Taref**. Elle a commencé à produire de l'électricité au début de l'année 2012. Elle est constituée de trois tranches développant une puissance totale de 1200 MW.

Ces centrales à cycle combiné en fonctionnement on les trouve dans les wilayas suivantes :

- ☞ Wilaya de **Jijel**, développant une puissance totale de 750 MW.
- ☞ Wilaya de **Sétif** (Ain arnet), la centrale développe une puissance de 1200 MW.
- ☞ Wilaya de **Djelfa**, développant une puissance totale de 1200 MW.
- ☞ Wilaya de **Biskra**, développant une puissance totale de 1400MW.

Une autre centrale solaire (Solar Power Plant one) (SPP1), située à Hassi-R'mel (**Laghouat**) et développant environ 134 MW, est entrée en phase d'essai à la fin de l'année 2010. C'est une installation hybride (Centrale Solaire Power) CSP/ Gaz dont la partie cycle combiné est de type multi-arbres. Si la part des cycles combinés dans la puissance électrique installée globale est restée, jusqu'à aujourd'hui assez modeste en Algérie, son intégrations 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 425 MW totalisent une puissance de l'ordre de 2000 MW.

Et on a aussi les centrales à gaz en fonctionnement on les trouve dans les wilayas suivantes :

- ✓ **M'sila** (DRAA- EL-HADJA) développe une puissance de 425 MW (2009/2010).
- ✓ **khenchla** (Zone d'El-berg sud de **khenchla**) développant environ 420 MW.
- ✓ **Batna** (Ain djasser), développant une puissance totale de 254MW (nov /dec 2009).
- ✓ **Blida** (Larbâa) développe une puissance de 560MW (2009/2010).
- ✓ **Annaba** développe une puissance de 71MW(2010).
- ✓ **Oran** (Est) développe une puissance de 75MW mars 2008.
- ✓ **Relizane** développe une puissance de 465MW (sep2009).
- ✓ **Alger port** développe une puissance de 71MW (2010).

Conclusion:

L'étude bibliographique comparative fait dans ce chapitre des différentes centrales électriques qui nous a permis de tirer la conclusion suivante : parmi ces centrales de récupération on a constaté que la centrale à cycle combiné (gaz, vapeur) est la solution Idéale à court terme pour répondre à la demande croissante de l'électricité en Algérie est cela pour plusieurs raisons :

- ☞ C'est une technologie thermique moderne permettant d'ajuster en permanence la production et la consommation électriques au niveau de l'Algérie
- ☞ Notre pays est un pays gazier.

- ↳ Le cycle combiné permet de récupérer de la chaleur perdue résultant de l'échappement de la turbine à gaz, ces gaz seront utilisés pour la production de l'électricité au lieu de se dégager dans l'atmosphère.
- ↳ La centrale à cycle combiné est plus respectueuse de l'environnement grâce aux performances du cycle combiné notamment la diminution de dioxyde de carbone CO₂ pour éviter le phénomène d'effet de serre, ce dernier qui provoque le réchauffement climatique.
- ↳ Les cycles combinés gaz-vapeur offrent les meilleurs rendements et les coûts les plus bas pour la production d'énergie électrique dans les installations de grande puissance (plus de 1000MW).

pour les installations plus petites le coût de la turbine à vapeur du cycle combiné représente une part importante du coût global de l'installation. Cela nous pousse à approfondir plus dans l'étude énergétique de ces centrales à cycle combiné dans le but de maîtriser leurs technologies.



Chapitre II

Cycle à gaz et Cycle à vapeur

II.1.Turbine à gaz :

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...) Comme le montre la figure II.1



Fig.II.1 : Turbine à gaz 9FA. [15].

II.1.1.Présentation:

Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW. A poste fixe, les combustibles utilisés sont, pour les turbines courantes, du gaz (naturel, GPL ou biologique) ou du fuel domestique. Les TG peuvent aussi brûler du fuel lourd ; mais celui-ci doit subir des traitements très complexes (enlèvement du sodium et des particules solides, inhibition du vanadium, etc.). De plus, les gaz d'échappement doivent aussi être traités pour répondre aux normes environnementales. L'exploitation et la maintenance sont donc beaucoup plus coûteuses et la durée de vie réduite.

Le combustible doit être injecté dans les chambres de combustion à des pressions élevées (13 à 45 bar). Cela est aisé pour les fiouls. Par contre, le gaz naturel est délivré par des réseaux, soit de transport entre 40 et 75 bars, la combustion dans une TG s'effectue avec des excès d'air très importants (350 à 500%). La puissance fournie par une TG dépend des caractéristiques de l'air aspiré :

Température, humidité et pression. Elle va donc varier suivant la saison et l'altitude du lieu d'implantation. De même, la puissance est fonction des pertes de charge amont sur l'air aspiré quasiment, toute l'énergie thermique du combustible non transformée en énergie mécanique se retrouve sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Ceux-ci sont donc très

Chauds (entre 450 et 550°C) et servent, à réchauffer des fluides caloporteurs ou utilisés pour la production de la vapeur.

Les gaz d'échappement des TG sont peu chargés en poussières et comportent 15% à 17% d'oxygène. Ils peuvent être utilisés dans l'industrie pour le chauffage direct de séchoirs et, surtout, comme air comburant dans des brûleurs spéciaux dits de postcombustion qui s'adaptent à des chaudières ou à des générateurs. On obtient ainsi d'excellentes performances globales.

II.1.2.Principe de fonctionnement :

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), ou l'énergie thermique des gaz chauds sont transformées en énergie mécanique la dite turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappe par la cheminée (Ec), à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A), qui actionnel compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'une machine réceptrice, pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route ; on utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

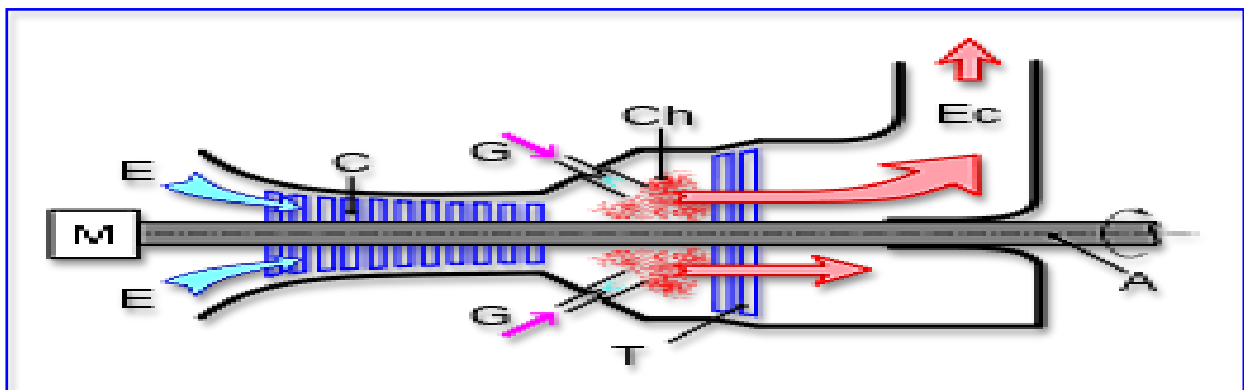


Fig. II.2 : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz. [16]

II.1.3. Classification des turbines à gaz TG :

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

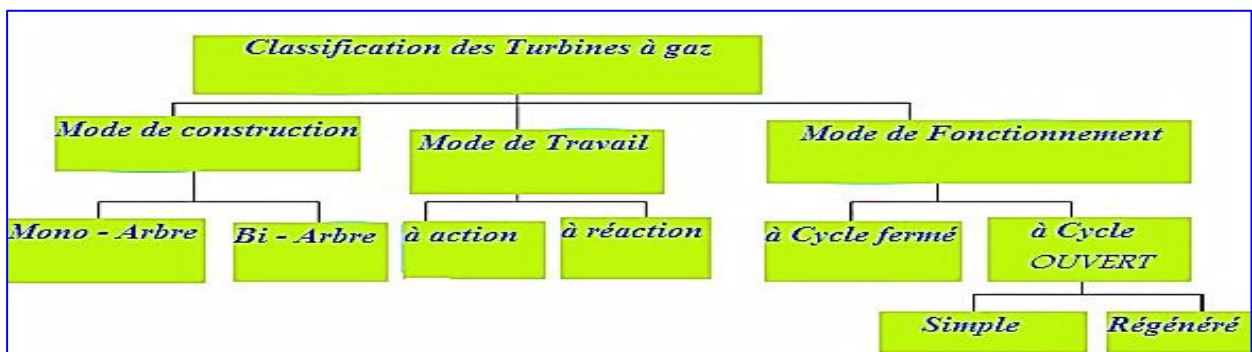


Fig.II.3.organigramme de la classification des turbines à gaz. [17]

II.1.3.1. mode de construction :

- a) **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.
- b) **Turbine bi-arbre:** les deux sections de turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permettent de tourner à des vitesses différentes.

II.1.3.2. mode de travail:

On distingue deux types de turbine:

- a) **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.
 $\Delta P_{\text{roue}} = 0.$
- b) **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.

II.1.3.3. mode de fonctionnement thermodynamique:

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur peuvent être employé 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. Ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :
 1. **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.
 2. **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.1.4.Principales utilisations:

- ✓ Production d'électricité

- ✓ Production combinée chaleur-force
- ✓ Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion
- ✓ Les systèmes de démarrage

II.1.5.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. II.3.

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

- ✓ La température minimale T_1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert).
- ✓ La température maximale T_3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- ✓ Le rapport de pression ou taux de compression : $\alpha = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T_1, T_2 et $\alpha = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$

II.1.5.1.Etude de cycle idéal de turbine à gaz:

Dans le cycle idéal de **Brayton**:

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 produisent 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

II.1.5.1.1.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.

II.1.5.1.2.Diagrammes:

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

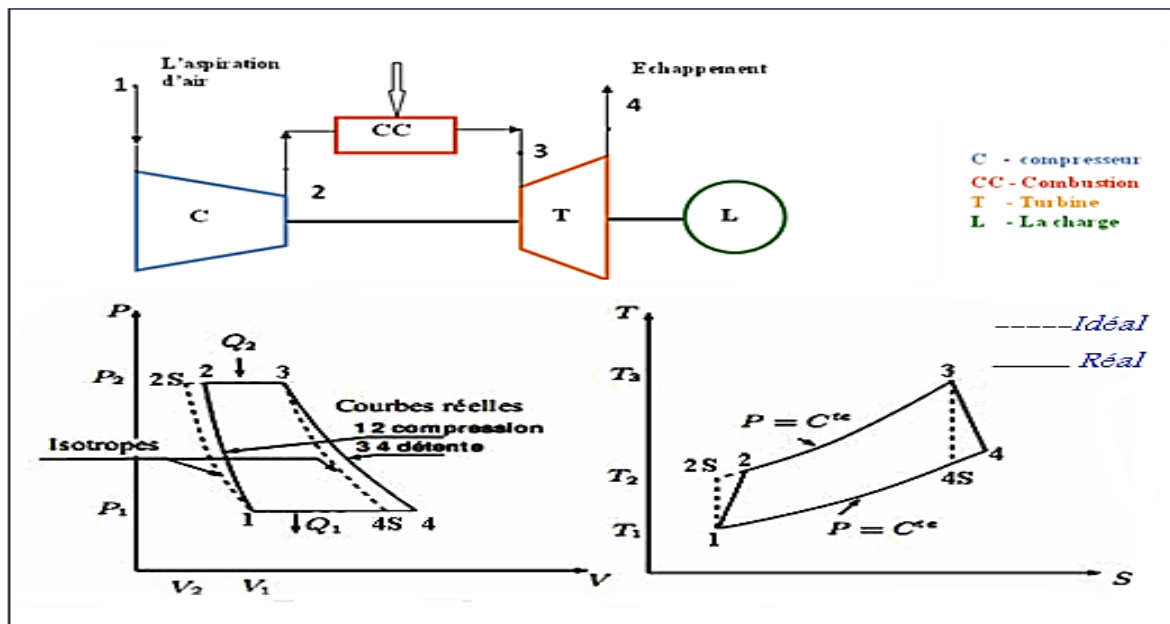


Fig.II.4 : Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz [17]

II.1.5.1.3. Etude énergétique :

La compression :

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{II.1}$$

Le travail de compression w_C ; rapport au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression :

$$w_C = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \tag{II.2}$$

Avec: $\alpha = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ le rapport de compression.

La combustion :

La chaleur fournie par la combustion est donnée par:

$$Q = c_p (T_3 - T_2) = c_p T_1 \left(r - \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \tag{II.3}$$

Avec : $r = \frac{T_3}{T_1}$

La détente :

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente liées par la

relation suivante: $\frac{T_3}{T_4} = \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (II.4)

Donc : $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (II.5)

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation :

$$w_T = c_p (T_3 - T_4) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \tag{II.6}$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_T - W_C = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \quad (II.7)$$

En mettant en évidence le rapport des températures $\frac{T_3}{T_1}$ qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (II.8)$$

En exprimant les rapports de température $\frac{T_4}{T_3}$ et $\frac{T_2}{T_1}$ en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$W_{net} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - (\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right] \quad (II.9)$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net w_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{Q} = \frac{c_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]}{c_p (T_3 - T_2)} \quad (II.10)$$

Où les évolutions (1-2) et (3-4) étant supposées isentropiques, et l'égalité entre $\frac{T_2}{T_1}$ et $\frac{T_3}{T_4}$ on peut utiliser la relation :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.11)$$

$$\eta_{th} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \frac{r T_1 \left[1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] - T_1 [\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1]}{T_1 (r - \alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (II.12)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (II.13)$$

Nous remarquons que le rendement thermique du cycle idéal dépend essentiellement du rapport de compression α . La figure (II.5) illustre l'évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression. On y remarque que le rendement thermique est nul pour ($\alpha = 1$) et croit ensuite de manière continue avec le taux de compression.

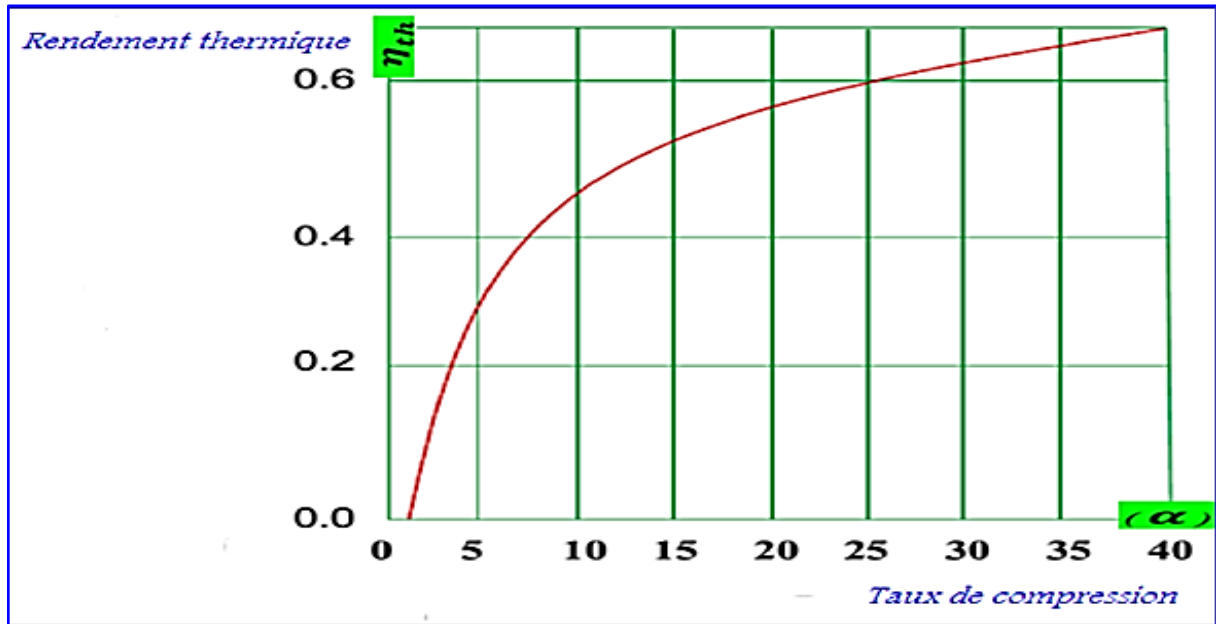


Fig.II.5: Évolution de η_{th} en fonction de taux de compression α dans le cycle idéal [17]

II.1.5.2. Étude énergétique du cycle réel de turbine à gaz:

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T-S) de la Fig. (II.4).

II.1.5.2.1. Hypothèses :

- ✓ Tous les éléments de la turbine sauf la chambre de combustion (CC) sont adiabatiques avec frottement.
- ✓ La chambre de combustion (CC) est une source de chaleur avec frottement.
- ✓ L'air est mélange gaz.
- ✓ Le débit de gaz n'est pas négligeable.

Nous négligerons pas les pertes de charge se produisant à l'entrée, dans la chambre de combustion et à la sortie.

II.1.5.2.2. Le cycle réel se différencie du cycle idéal par :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique $1 \text{ à } 2s$ mais $1 \text{ à } 2$, tel que $T_2 > T_{2s}$.

La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$.

Et par l'utilisation de la notion de rendement poly-tropique η_{cp} de copression :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{k}{k-1} \quad (II.14)$$

On peut écrit directement la relation suivante : $\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}}$ (II.15)

Et par l'utilisation de la notion de rendement poly-tropique η_{tp} de détente :

$$\eta_{pt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} * \frac{k-1}{k} \quad (II.16)$$

On écrit donc : $\frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{P_3}{P_4}\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \eta_{pt}}$ (II.17)

Le travail de la détente réelle dans la turbine w_T est égale :

$$w_T = c_p(T_3 - T_4) = w_T = c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)(\eta_{tp})}} \right) \quad (II.18)$$

Le travail net récupéré au cours du cycle w_{net} est égale :

$$w_{net} = w_T - w_c = c_p(\alpha^m - 1) \left(\frac{\eta_T \cdot T_3}{\alpha^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right) \quad \text{avec } \alpha^m = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (II.19)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = C_p(T_3 - T_2) = C_p \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\alpha^m - 1}{\eta_c} \right) \right) \quad (II.20)$$

Nous définissons le rendement thermique η_{Th} du cycle comme étant le rapport du travail net (w_{net}) sur la quantité de chaleur Q fournie par la combustion :

$$\eta_{Th} = \left[\frac{w_{net}}{Q} \right] = \frac{\frac{\alpha^m - 1}{\alpha^m} \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_T - \frac{\alpha^m}{\eta_c} \right)}{\left[\frac{T_3}{T_1} - 1 - \left(\frac{\alpha^m - 1}{\eta_c} \right) \right]} = \left(\frac{\alpha^m - 1}{\alpha^m} \right) \cdot \left[\frac{r \eta_T - \frac{\alpha^m}{\eta_c}}{r - 1 - \left(\frac{\alpha^m - 1}{\eta_c} \right)} \right] = \frac{\alpha^m - 1}{\alpha^m} \cdot \left[\frac{r \eta_T \eta_c - \alpha^m}{(r-1)\eta_c - \alpha^m + 1} \right] \quad (II.21)$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du rapport de compression α mais aussi des rendements isentropique η_T et η_c de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement η_{th} en dépend également du rapport $\frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée la turbine et d'entrée dans le compresseur) où le rapport augmente avec l'augmentation de la température de flamme qui affecte proportionnellement au rendement), car on remarque que pour $\eta_{Th} = \eta_c = 1$.

Le rendement thermique devient égale à : $\eta_{Th} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$ (II.22)

le rendement η_{Th} ne dépend que de α .

Le rendement augmente jusqu'à un taux de compression optimale puis diminue avec l'augmentation de α .

II.1.6.les améliorations du cycle simple de turbine à gaz :

II.1.6.1.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 Fig. II.6

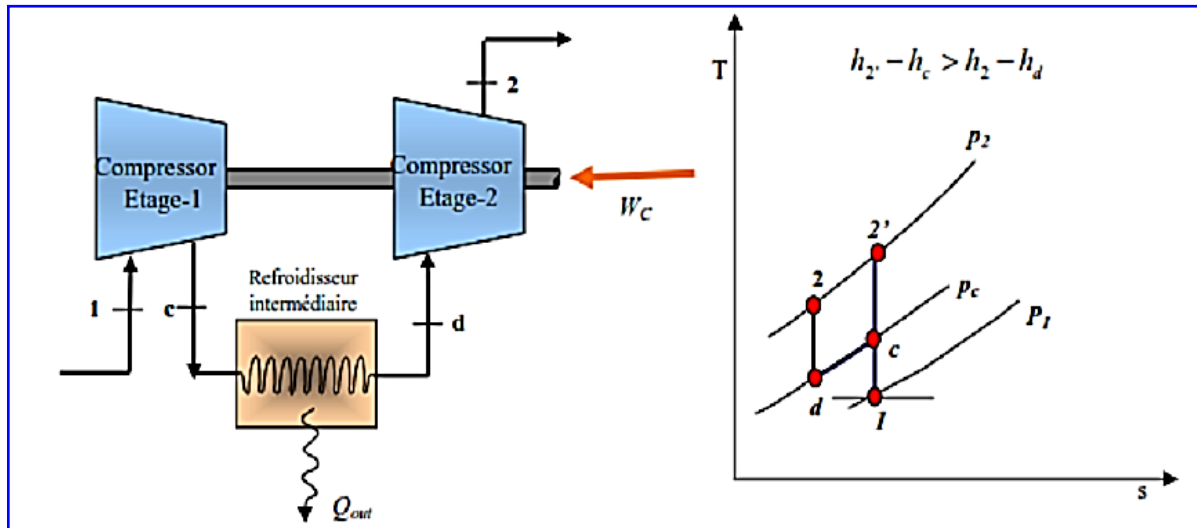


Fig.II.6 : Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. [17]

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 :

$$\dot{W}_{(\text{cycle simple})} = \dot{m}_a [(h_2 - h_c) + (h_c - h_1)] \tag{II.23}$$

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

$$\dot{W}_{(\text{cycle-refroidi-inter})} = \dot{W}_{c,1} + \dot{W}_{c,2} = \dot{m}_a [(h_c - h_1) + (h_2 - h_d)] \tag{II.24}$$

Puisque : $h_2 - h_c > h_2 - h_d$

$$\text{On a donc : } \dot{W}_{(\text{cycle-refroidi-intermédiaire})} < \dot{W}_{(\text{cycle-simple})} \tag{II.25}$$

Et puisque le travail de la turbine de détente ($h_3 - h_4$) est inchangé, on a donc ;

$$\dot{W}_{(\text{cycle-refroidissement-intermédiaire})} > \dot{W}_{(\text{cycle-simple})} \tag{II.26}$$

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.

II.1.6.2. Régénération (cycle de récupération) :

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 préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur appelé le régénérateur ou, parfois le récupérateur (on a une augmentation du rendement thermique).

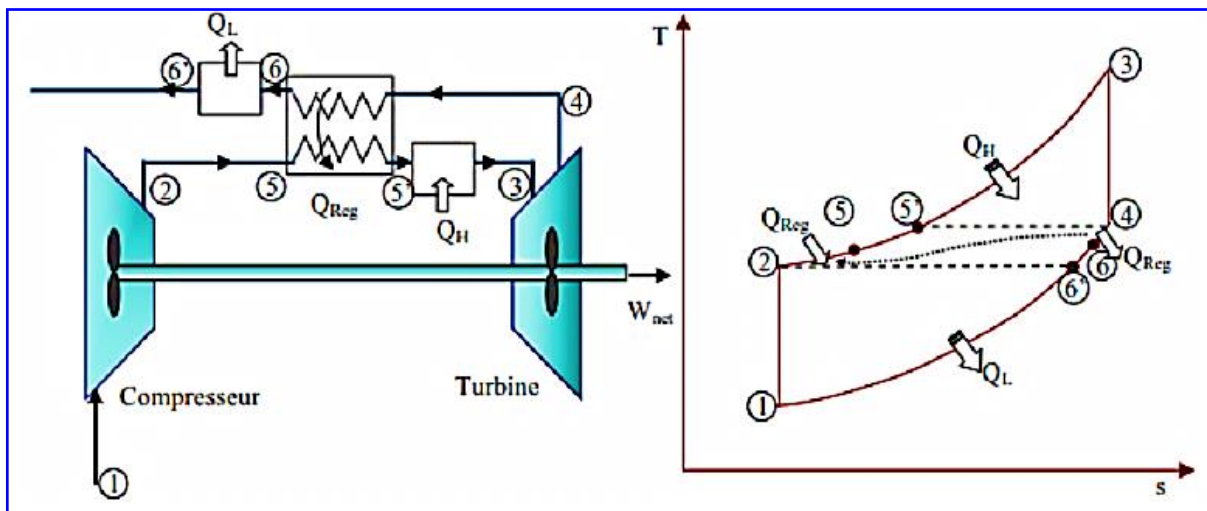


Fig. II.7 : Cycle de Brayton avec régénération [17].

Pour un régénérateur idéal la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 qui sera égale à T_6 , le rendement thermique d'un cycle de Brayton 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 : $q_{in} = w_T$ (II.27)

Par conséquent : $\eta_{th,Gen} = 1 - \frac{w_C}{w_T} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)}$ (II.28)

En utilisant des relations isentropiques On va obtenir : $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \alpha^{\frac{k-1}{k}}$ (II.29)

En comparant ce rendement à celui d'un cycle simple de Brayton : $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{k-1}{k}}}$

La différence entre 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 $\left(\frac{T_1}{T_3}\right) \downarrow$

✓ Pour $\left(\frac{T_1}{T_3}\right) = cte$ $\eta_{th} \downarrow$ avec $\alpha \uparrow$

Par conséquent, toutes les combinaisons des taux de compression et de température causent une augmentation du rendement thermique.

La fig II.8: ci-dessous montre les limites d'utilisation de la régénération.

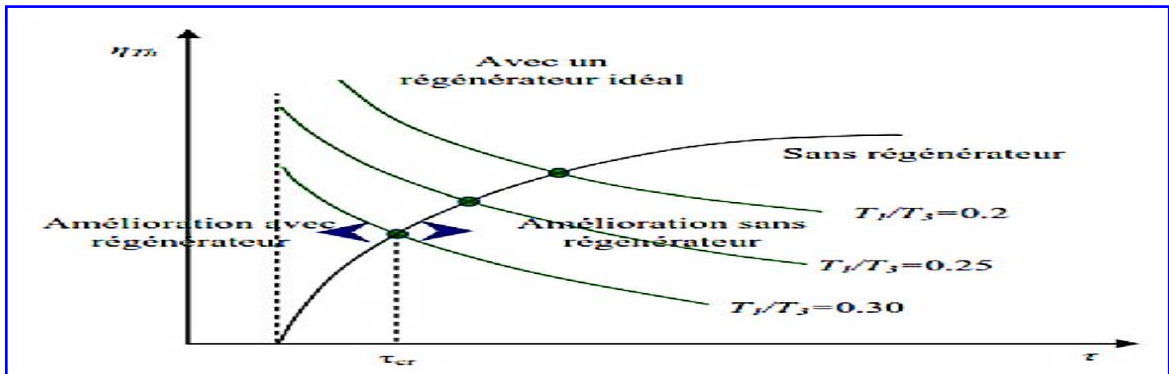


Fig.II.8: Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η_{th} . [17]

II.1.6.3. 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 Fig. II.9.

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.

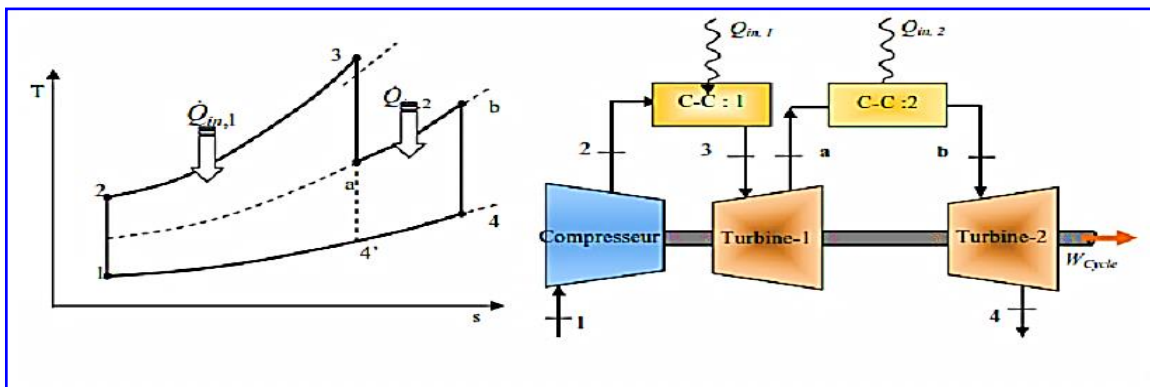


Fig.II.9: Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine. [17]

Le travail utile de la turbine sans le réchauffage est : $\dot{W} \text{ (cycle-simple)} = \dot{m}[(h_3-h_a) + (h_a-h_{4'})]$ (II.30)

Le travail net de la turbine avec le réchauffage est :

$\dot{W} \text{ (cycle-réchauffement)} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = \dot{m}[(h_3 - h_a) + (h_b - h_4)]$ (II.31)

On a : \dot{W} (cycle-réchauffement) $>$ \dot{W} (cycle-simple) (II.32)

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

\dot{W} (cycle-réchauffement) $>$ \dot{W} (cycle - simple) (II.33)

II.1.6.4. Injection de masse de fluide dans le circuit de TG :

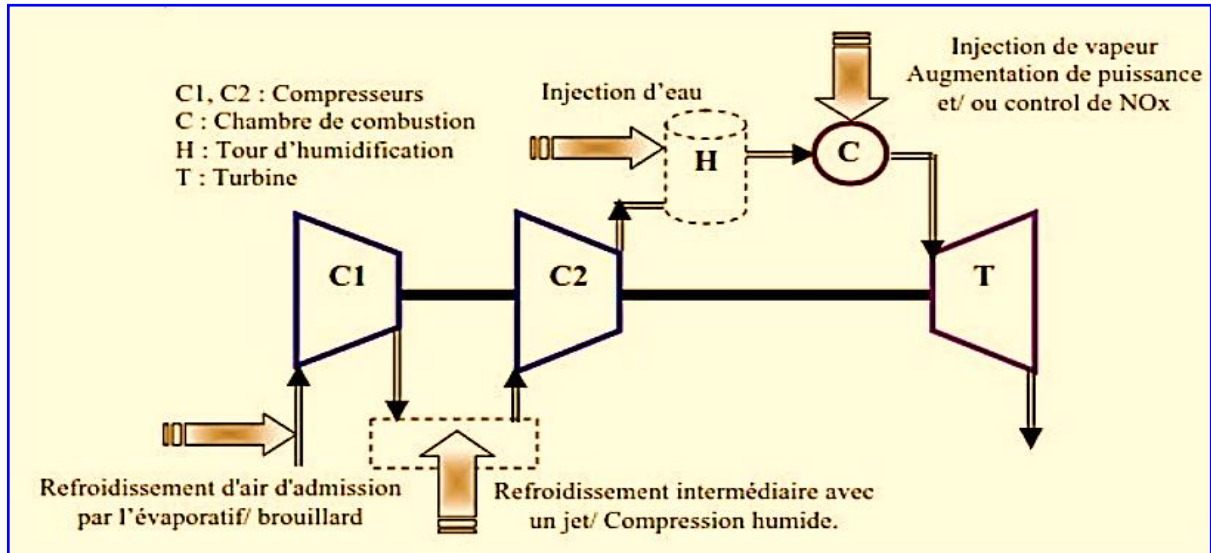


Fig.II.10: D'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TG. [17]

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 NO_x (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 **Fig.II.10**.

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.

II.1.7. Avantages et inconvénients de la TG :

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 H_c et NO_x fait de l'excès d'air.

LES INCNVIENIENTS:

- ✓ Au-dessous d'environ 3000KW le prix d'installation supérieur de celui d'un groupe Diesel
- ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe Diesel à titre indicatif (30 à 120 s) pour une 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 (32% à 38%) pour un groupe Diesel.

II.2.Turbines 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 l'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. Dans cette étude, on se limite à l'étude de la catégorie des turbines à vapeur.

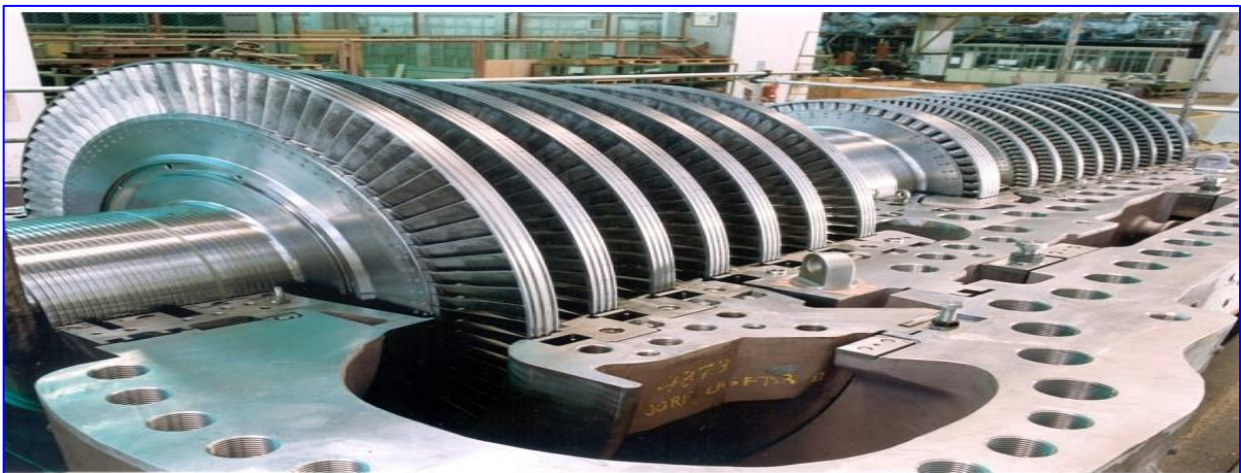


Fig.II.11 : Rotor d'une turbine à vapeur [18].

II.2.2.Principe d'une turbine à vapeur :

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

- ✓ 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.
- ✓ L'eau utilisée nécessite un traitement pour éviter toute conséquence qui pourrait engendrer des perturbations au niveau de la turbine tel que la corrosion et le bouchage des chaudières.

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.

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 (0,03à0, 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 turbos compresseurs et les turbos soufflantes.

b) 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.).

II.2.4.2.Selon la forme de la veine de vapeur :**a) 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.

b) Turbine radiale :

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

II.2.4.3.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.

II.2.4.4.Selon le mode de construction :**a) Turbine à un corps :**

Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20MW.

b) 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.

Il subit une évolution thermodynamique cyclique en traversant un minimum de quatre composants. **Comme la montre la figure.II.12.**

- ✓ 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.

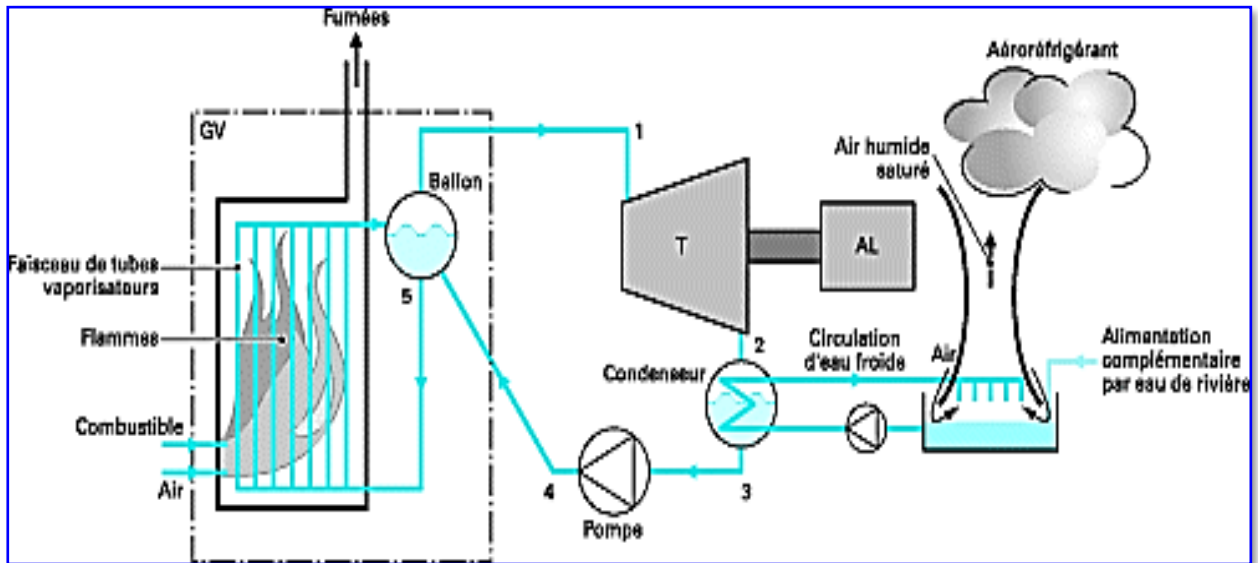


Fig.II.12 : Représentation schématique d’une installation motrice à vapeur [18].

II.2.5.2.Cycle de Carnot :

L’avantage des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur à vapeur par rapport aux machines à gaz du fait de la possibilité dans ces machines de réaliser des échanges thermiques avec les sources chaudes et froides.

Le cycle de Carnot est composé de deux isothermes 4 à 1 et 2 à 3 qui correspondent respectivement aux échanges thermiques avec les sources chaude (GV) et froide (condenseur) et deux isentropiques, l’une pour la compression adiabatique réversible dans la pompe 3 à 4, l’autre pour la détente adiabatique réversible dans la turbine 1 à 2. Comme le montre la Fig. II.13.

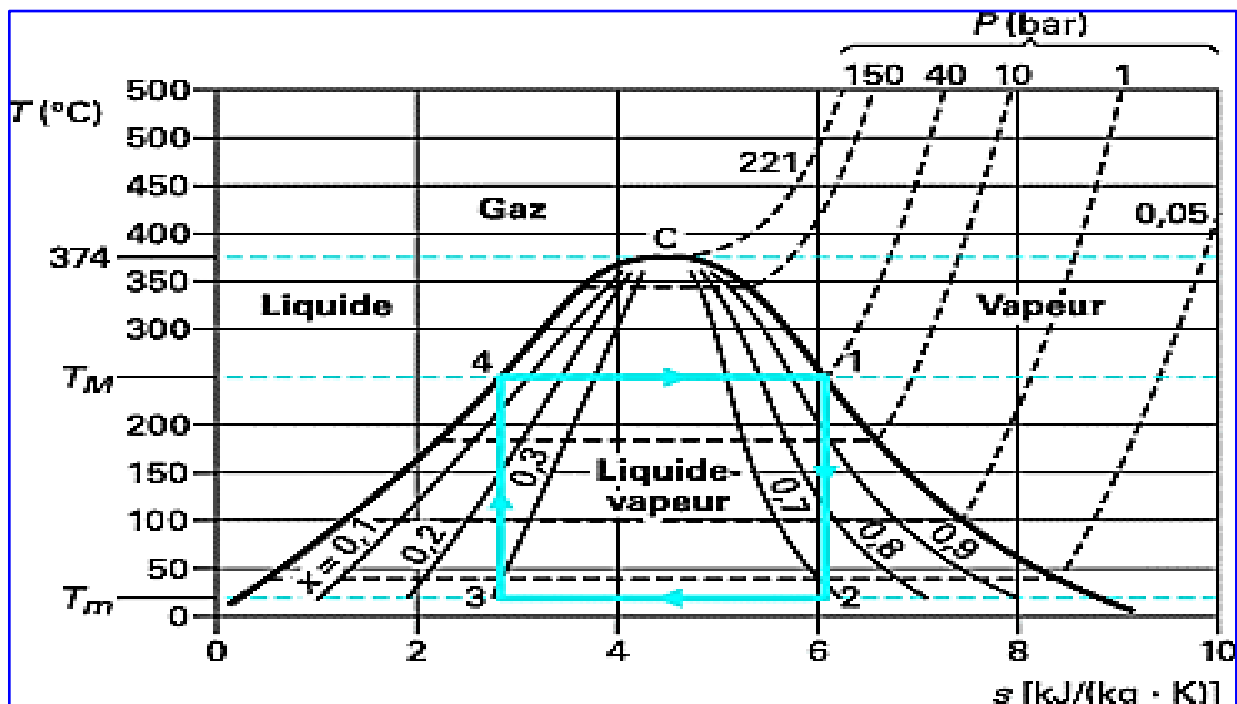


Fig.II.13: Cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S) [18].

Le rendement d'une machine fonctionnant selon ce cycle est le rendement de Carnot donné

$$\text{par : } \eta_{th} = \left(\frac{W_{t12} - W_{t34}}{q_{41}} \right) = \left(\frac{T_M - T_m}{T_M} \right)$$

Avec T_M et T_m respectivement, les températures des sources chaude et froide égales, dans un cycle de Carnot, aux températures maximale et minimale du cycle, la valeur maximale du rendement théorique de cycle de Carnot atteint 60%.

II.2.5.3.Cycle de Rankine et cycle de Hirn :

II.2.5.3.1Description :

Dans le cycle de Carnot, il n'est pas envisageable de pratiquer une compression sur un fluide diphasique (mélange liquide-vapeur), dans une pompe. Pour éviter cette situation, on est conduit à prolonger la condensation 2 à 3 jusqu'à obtenir le liquide seul (Fig.II.13).

Le pompage a lieu alors dans la zone du liquide selon la transformation 3 à 4 et le liquide est envoyé dans le ballon. Le cycle ainsi obtenu est le cycle de Rankine, utilisé dans les petites installations de l'ordre de quelques centaines de kilowatts à quelques mégawatts et pour des pressions maximales inférieures à 50 bars.

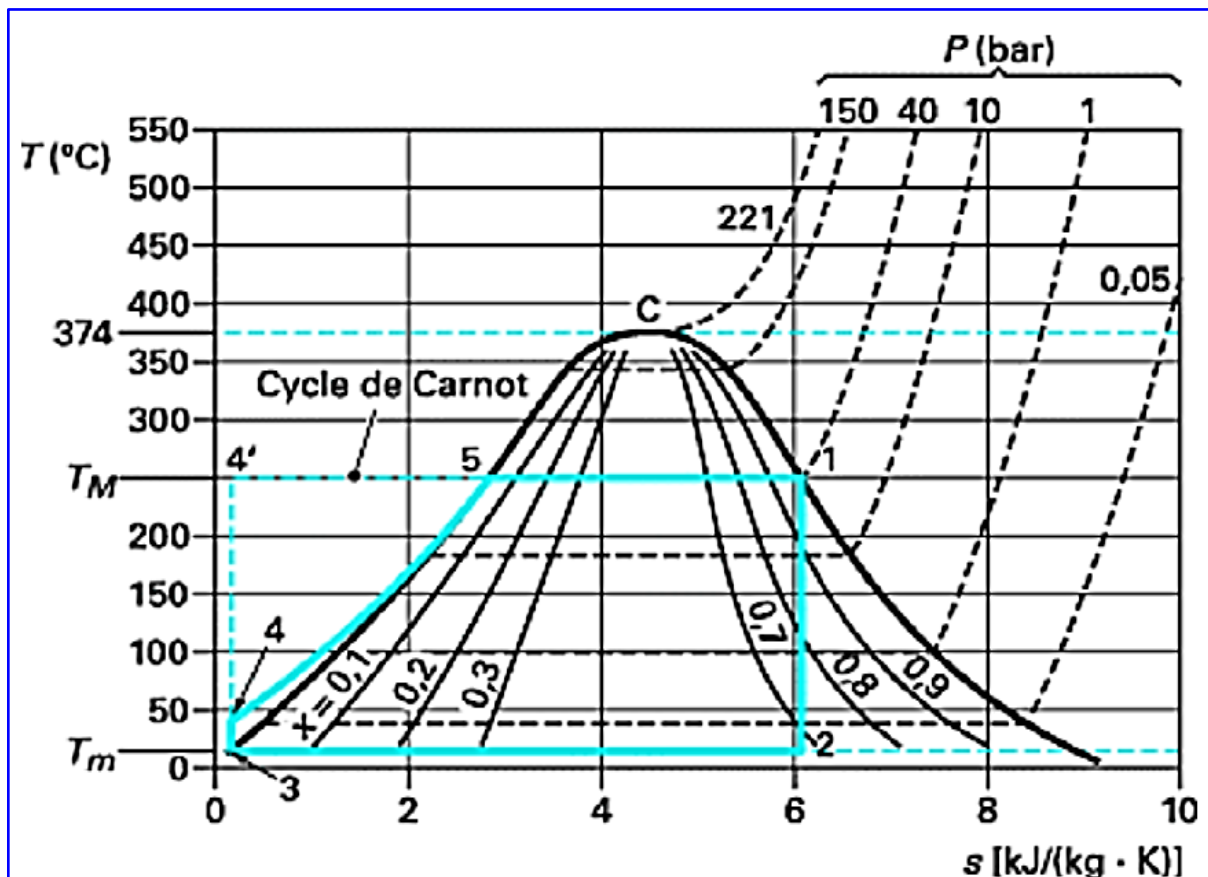


Fig.II.14: Cycle de Rankine d'une IMV et cycle de Carnot associé pour l'eau [18].

La comparaison des aires de ce cycle et de celle du cycle de Carnot associé (mêmes températures extrêmes) met en évidence la perte du rendement du cycle de Rankine par rapport à celui du cycle de Carnot. Comme le montre la Fig.II.14.

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide a lieu dans la zone diphasique, Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine (l'humidité entraîne l'érosion de la turbine).

Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (6-1) de la vapeur à la sortie du ballon dans le GV avant qu'elle ne pénètre dans la turbine.

Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de vapeur surchauffée. En pratique cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de température admissible (jusqu'à 600°C). Ce fonctionnement utilisé dans les IMV de puissance moyenne (5 à 20 MW), correspond au cycle de Hirn. Comme les montres les Fig. II.15, II.16.

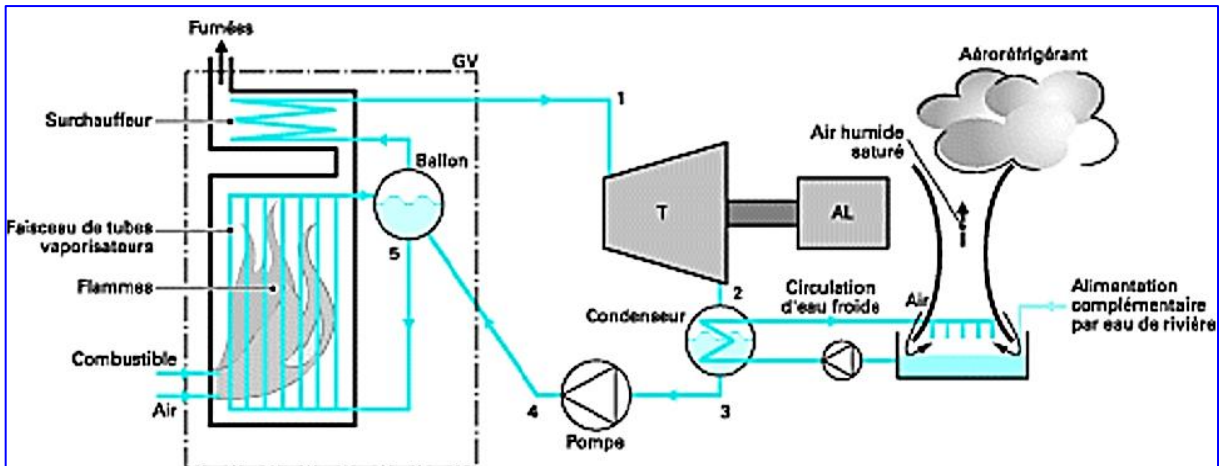


Fig.II.15: installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn [18].

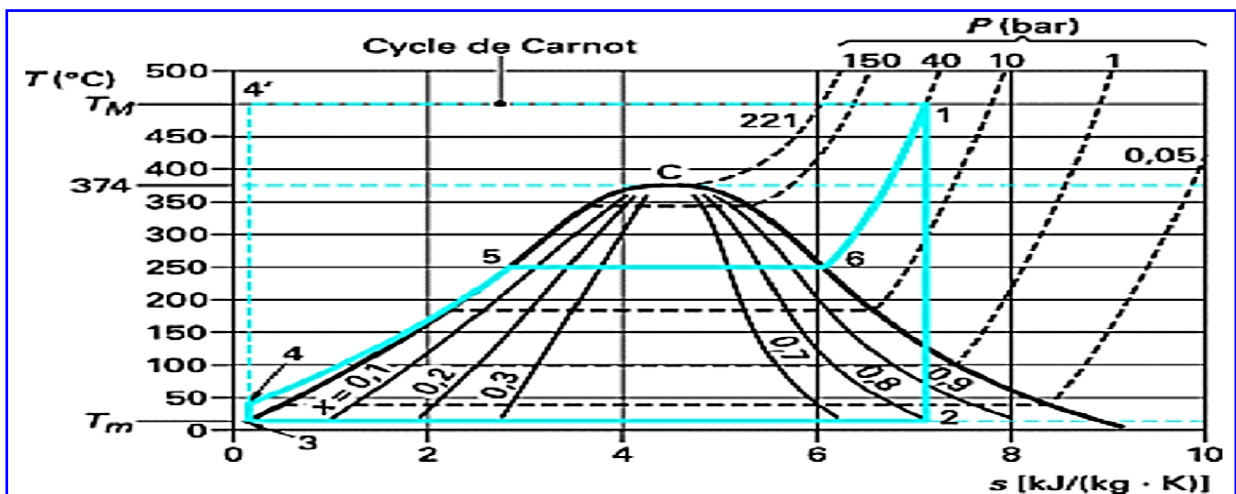


Fig.II.16: Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau [18].

II.2.5.3.2. Expressions du rendement théorique :

Pour ce type de cycles, le rendement théorique η_{th} est calculé à partir des valeurs des enthalpies massiques h de l'eau aux divers points caractéristiques du cycle (figure II.15). Ainsi, on notera

$$\eta_{th} = \frac{(W_{t12} - W_{t34})}{q_{41}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

Le cycle de Hirn a un rendement nettement plus faible que celui d'un moteur de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes.

Il ne faut cependant pas en conclure que le rendement d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Hirn est inférieur à celui d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Rankine car les Températures maximales T_M sont différentes pour des pressions maximales de cycle identiques, le rendement théorique de cycle de Hirn est d'environ de 42%.

II.2.5.4. Cycle de Hirn avec resurchauffe :

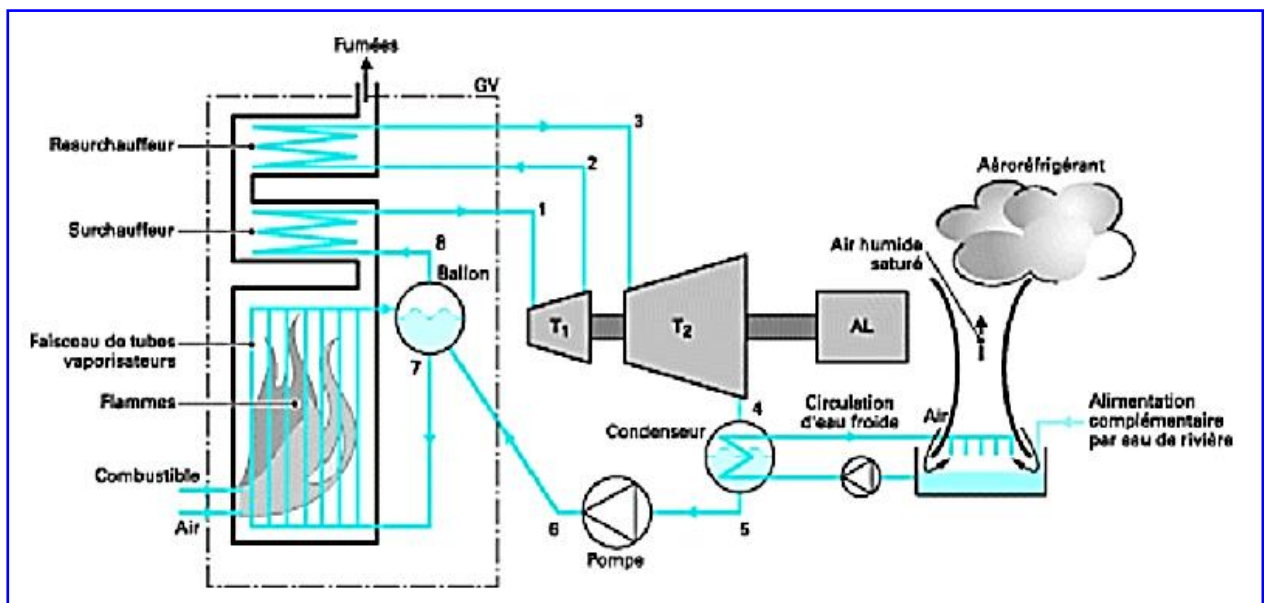


Fig.II.17: Schéma d'une IMV fonctionnant sur le cycle de Hirn avec surchauffe. [18].

Dans le cycle de Hirn (Fig.II.17-II.18) on note que la détente réversible jusqu'à la température ambiante (du condenseur) donnerait de la vapeur humide on tenant près de 30% de liquide environs, pour éviter cette situation. La détente est alors faite en deux temps:

- ✓ Une première détente 1à2 est réalisée dans le domaine de la vapeur surchauffée.
- ✓ La deuxième partie de la détente 3à4 a lieu après une nouvelle surchauffe 2à3 de la vapeur.

La deuxième surchauffe est faite en général jusqu'à la même température que celle de fin de première surchauffe. La détente totale à lieu dans le domaine de la vapeur sèche (surchauffée) ce qui est favorable au fonctionnement de la turbine.

Le rendement théorique du cycle de Hirn a resurchauffe est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{t12} + W_{t34} + W_{t56}}{q_{61} + q_{23}} = \frac{(\Delta h_{12} + \Delta h_{34} + \Delta h_{56})}{(\Delta h_{61} + \Delta h_{23})} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_5) + (h_3 - h_2)}$$

Le rendement théorique de ce cycle peut arriver à 46%.

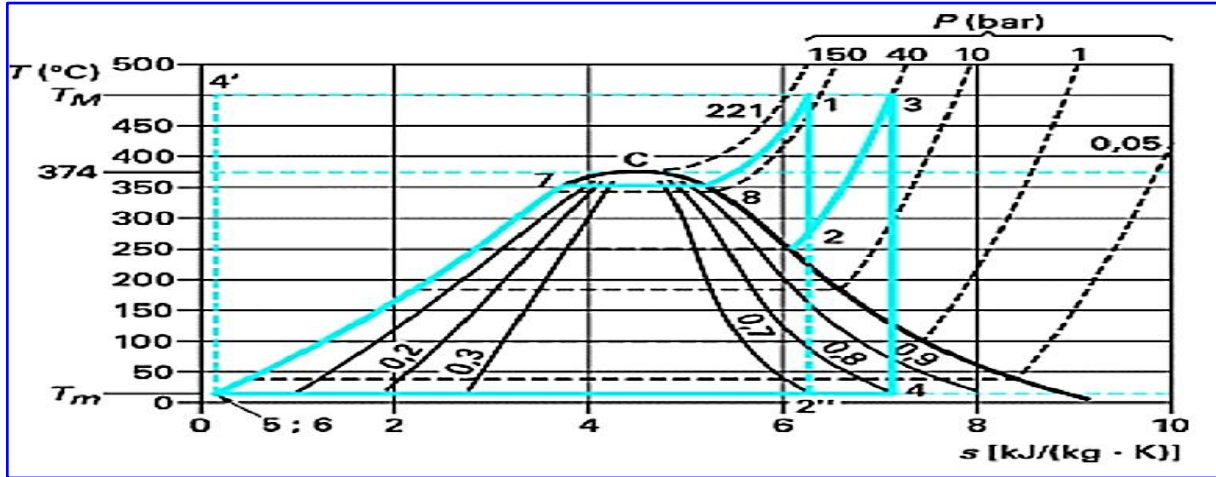


Fig.II.18: Cycle de Hirn à resurchauffe [18].

II.2.5.5. Cycle de Hirn avec soutirage de vapeur :

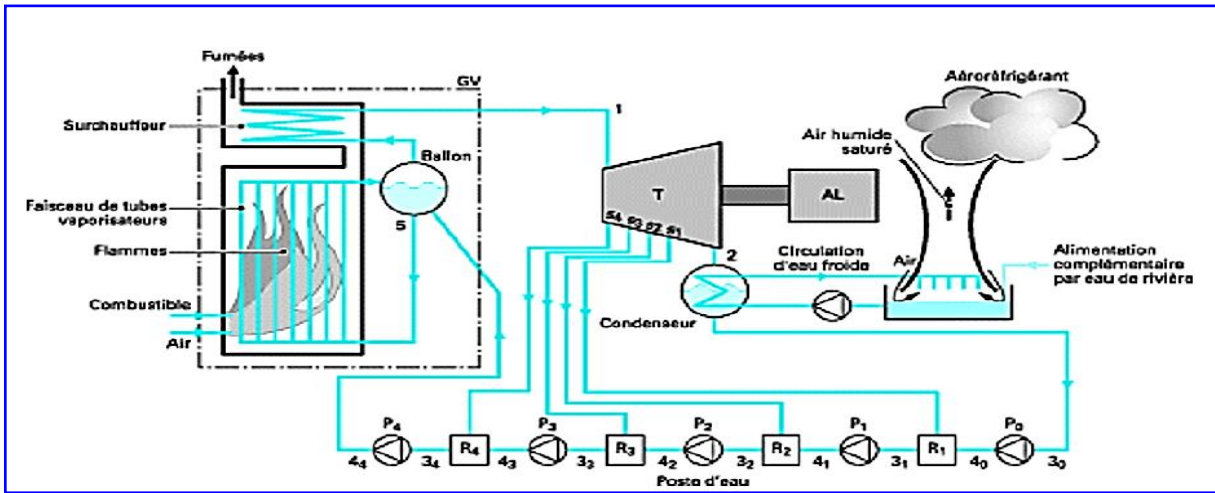


Fig.II.19: IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur [18].

La pratique des soutirages de vapeur réalise sur la ligne de détente du fluide dans la turbine pour préchauffer l'eau liquide avant son entrée dans le GV. Ce principe améliore donc le rendement des IMV.

Le réchauffage de l'eau est réalisé par la vapeur soutirée, C'est un réchauffage gratuit. En réalité ce réchauffage se fait par une production moindre d'énergie mécanique sur l'arbre de la turbine.

En notant par \dot{m}_i les débits massiques dans chacun des soutirages (si), et par \dot{m} le débit qui traverse le générateur de vapeur, Les puissances thermiques et mécaniques mises en jeu sont données par :

$$q = \dot{m}(h_1 - h_{4n}) \quad \& \quad -W_t = \dot{m}(h_1 - h_2) = -\sum_{i=1}^n \dot{m} + (h_{si} - h_2)$$

$$\eta_{th} = -\frac{W_t}{q} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \dot{m} + (h_{si} - h_2)}{\sum_{i=1}^n \dot{m} + (h_{si} - h_2)}$$

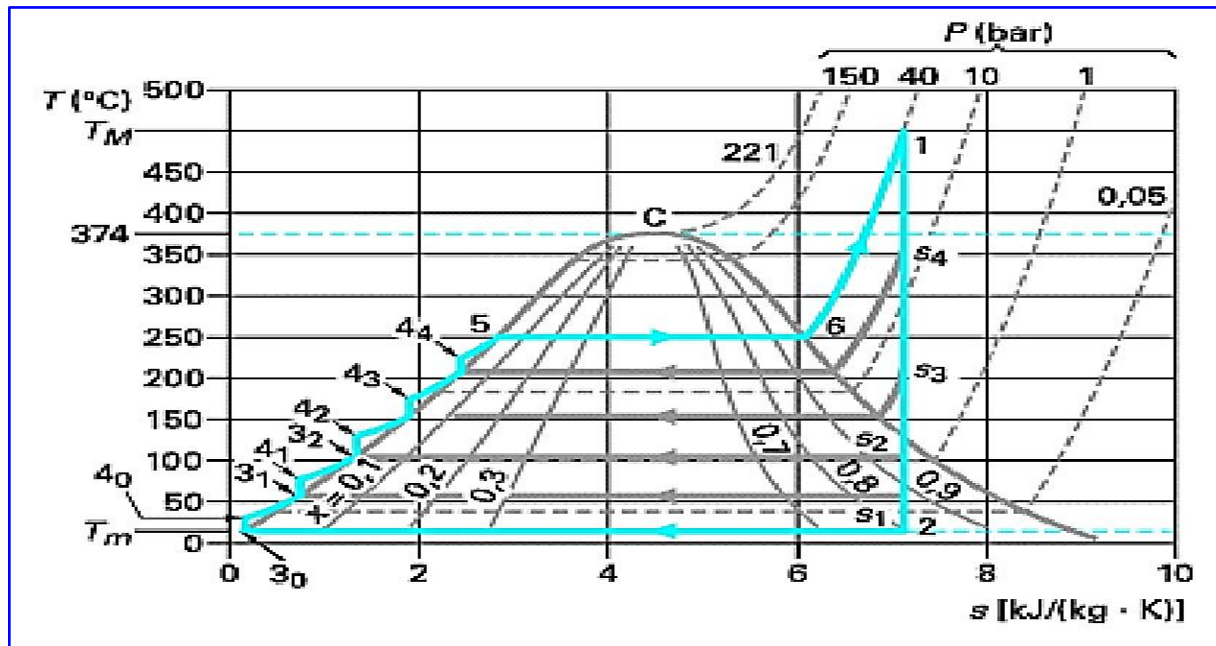


Fig.II.20: Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur [18].

Le rendement d'un cycle à soutirage est supérieur à celui du cycle sans soutirage. L'amélioration est d'autant plus sensible que le nombre de soutirage est plus élevé.

En pratique compte tenu du sur coût d'investissement que représente cette technologie, le nombre de soutirages est limité à un ou deux soutirages pour les IMV de moyenne puissance (de l'ordre de 50 MW). Il est de six à neuf soutirages pour les installations de forte puissance (250 à 1300 MW).

II.2.5.6. Cycle supercritique :

Pour améliorer le rendement des centrales électrogènes, on utilise des cycles supercritiques, c'est-à-dire des cycles dans lesquels le réchauffage de l'eau a lieu à une pression supérieure à la pression critique, soit supérieure à 221 bars. Il n'y a plus alors de palier de changement de phase (liquide/vapeur), mais une évolution progressive du liquide vers le gaz, comme on peut le voir sur la fig.II.21.

Dans ces installations, la chaudière est très différente puisqu'il n'y a plus de vaporisation. Les températures maximales tendent actuellement vers 650°C et les pressions avoisinent 300 bars. De tels cycles. L'augmentation des températures et pressions maximales ainsi que la pratique de trois surchauffes améliorent sensiblement le rendement d'un tel cycle par rapport à celui de Hirn à resurchauffe. Pour cet exemple on trouve un rendement théorique de 51,2%.

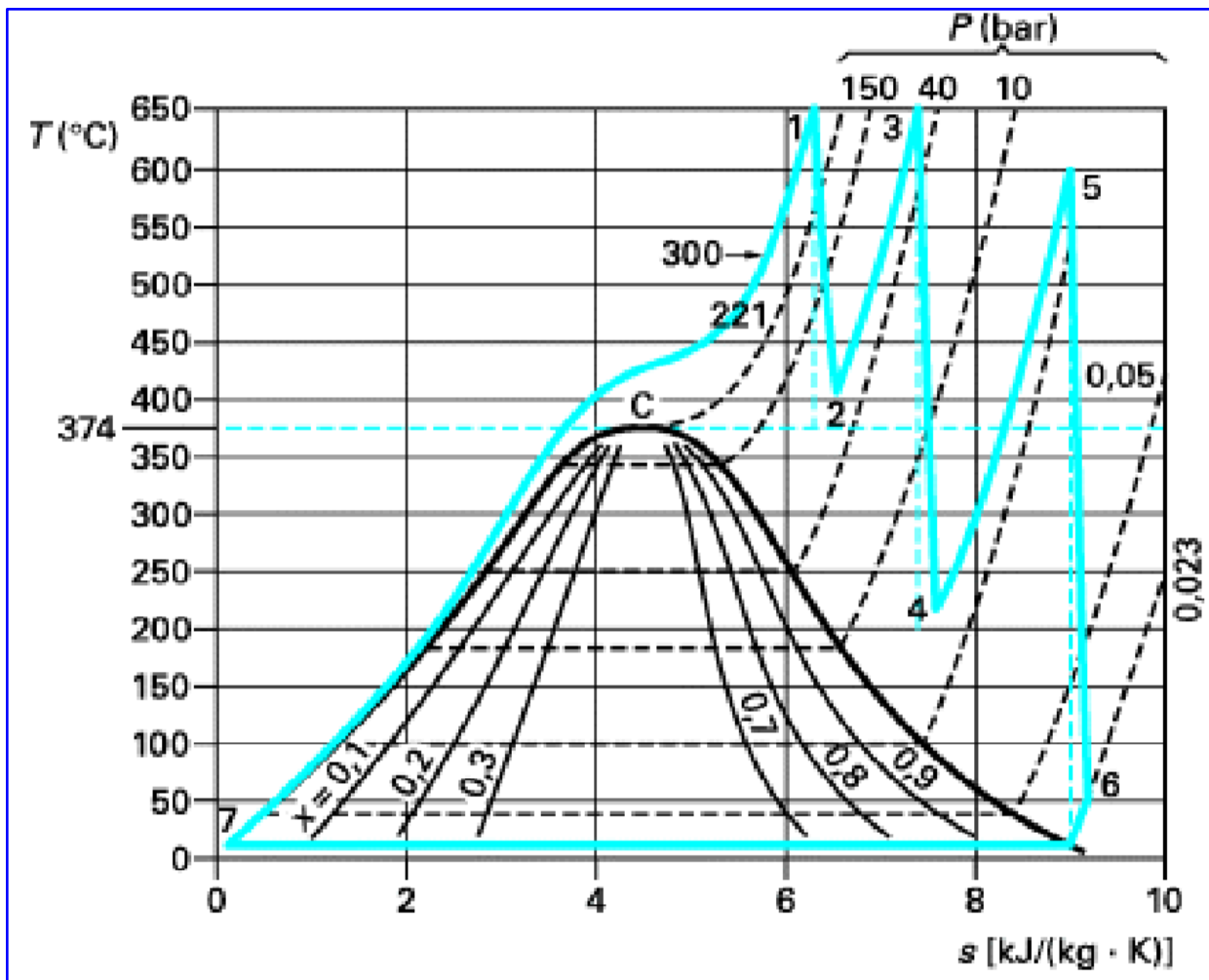


Fig.II.21: IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes [18].

II.2.5.7.Comparaison avec la turbine à gaz :

II.2.5.7.1.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 de la chaleur doit nécessairement être cédée 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.

II.2.5.7.2.Comparaison entre la TG et la TV: Les TG diffèrent des TV par les caractéristiques suivantes:

	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 1heure 30 minutes pour la démarrer. Sans tenir compte le temps de démarrage de la chaudière.	Démarrage rapide neuf minutes, démarrage normal 21 minute.
T° C (max)	650°C	1500 °C
P bar (max)	127bars (9FAAlstom)	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

Tableau II.1.Comparaison entre la TG et la TV. [18]

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 $\alpha = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ 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 nous avons 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 la mieux adaptée pour répondre à la demande d'électricité pour notre pays vu les avantages.

Quelles nous procurent :

Combustible, puissance et rendement fournis, 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 :

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 NO_x et un cycle de vapeur avec réchauffage.

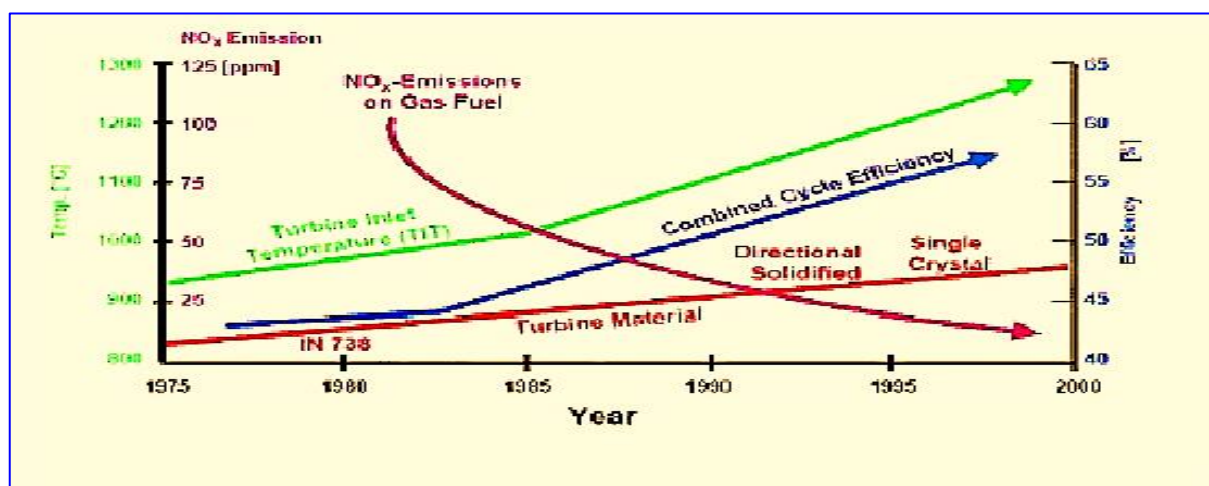


Fig.III.1: Progression du rendement thermique du cycle combiné [16].

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.

Comme le montre la Fig.III.1

III.1.2.Principe d'une installation à cycle combiné :

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.

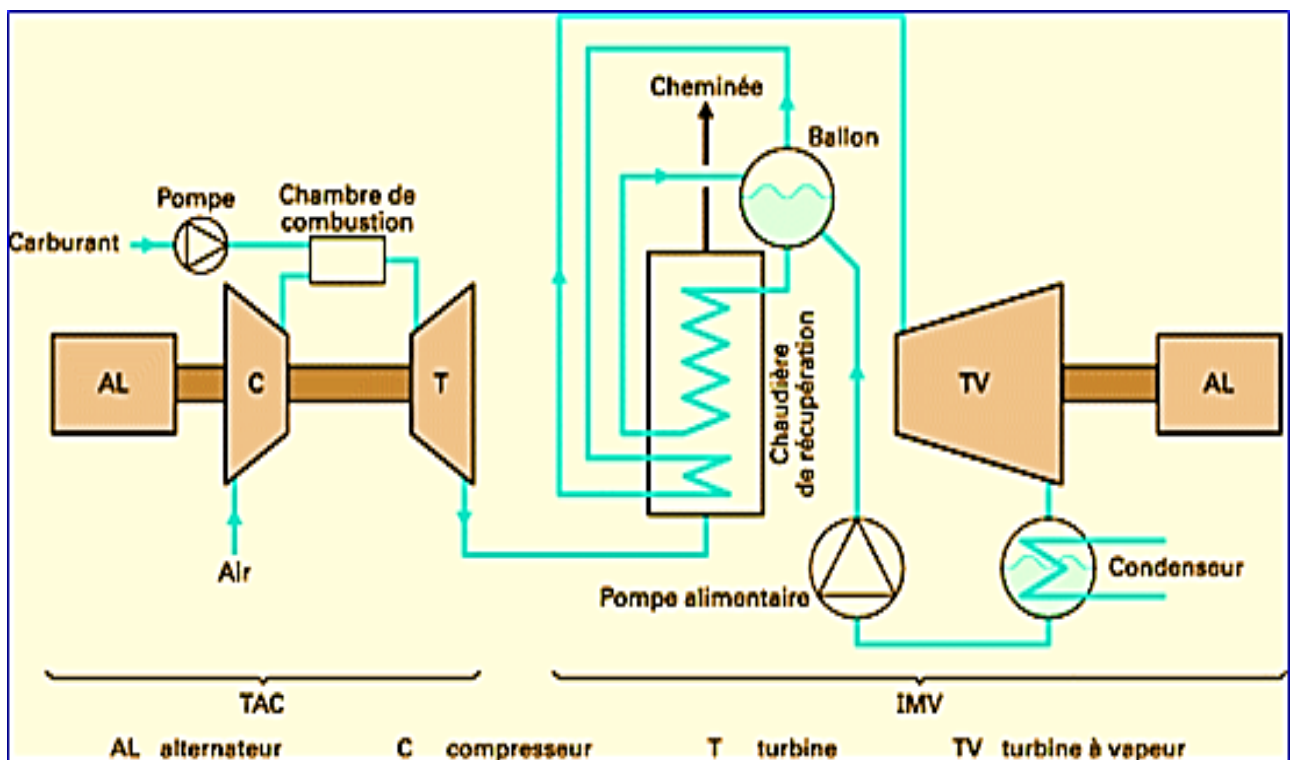


Fig.III.2:Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur [18].

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

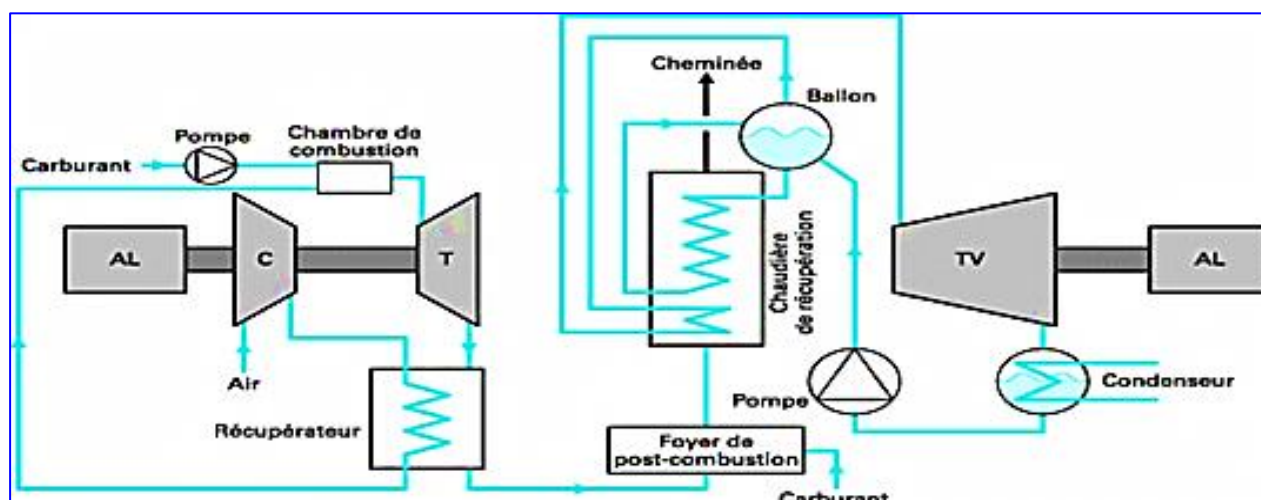


Fig.III.3:Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion [18].

III.1.3.Cycle combiné à un niveau de pression :

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.

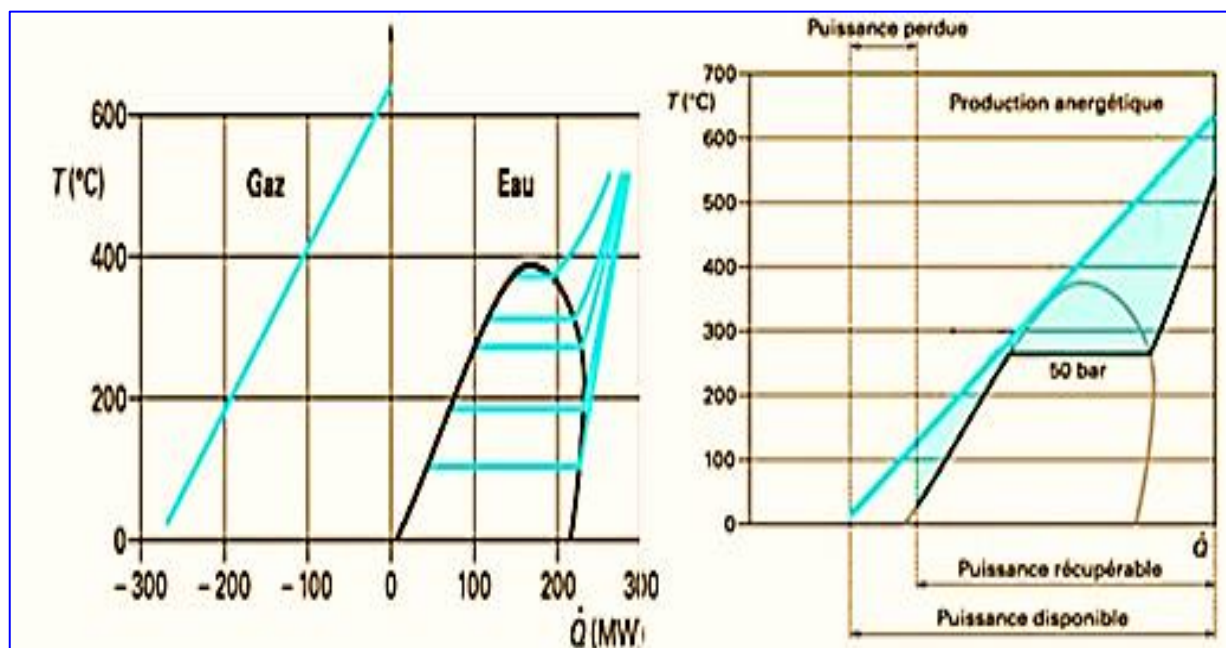


Fig.III.4 : Puissance récupéré dans une chaudière de récupération [18].

III.1.4.Cycle a plusieurs niveaux de pression :

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 la Fig.III.5

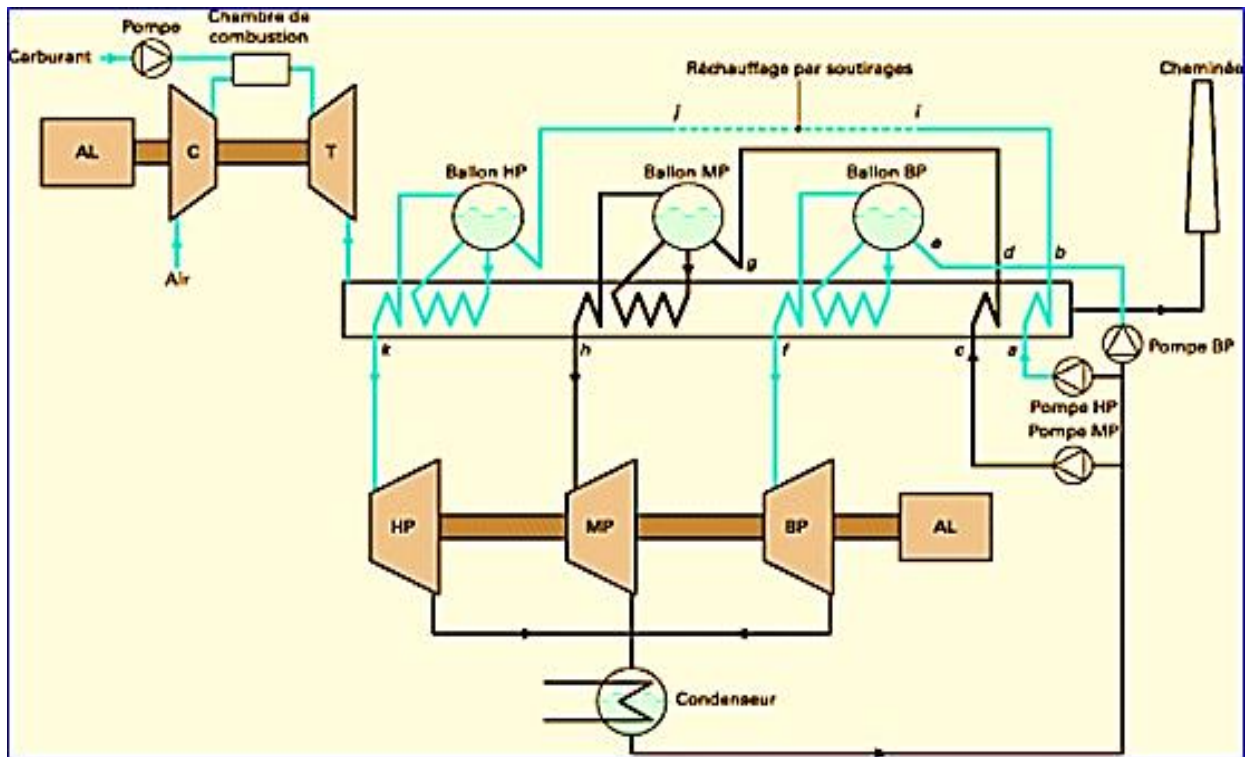


Fig.III.5: Installation d'un cycle combiné à trois niveaux de pression alimentés en parallèle [18].

La fig.III.6 est représenté le schéma de l'installation des trois cycles de Hirm 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.

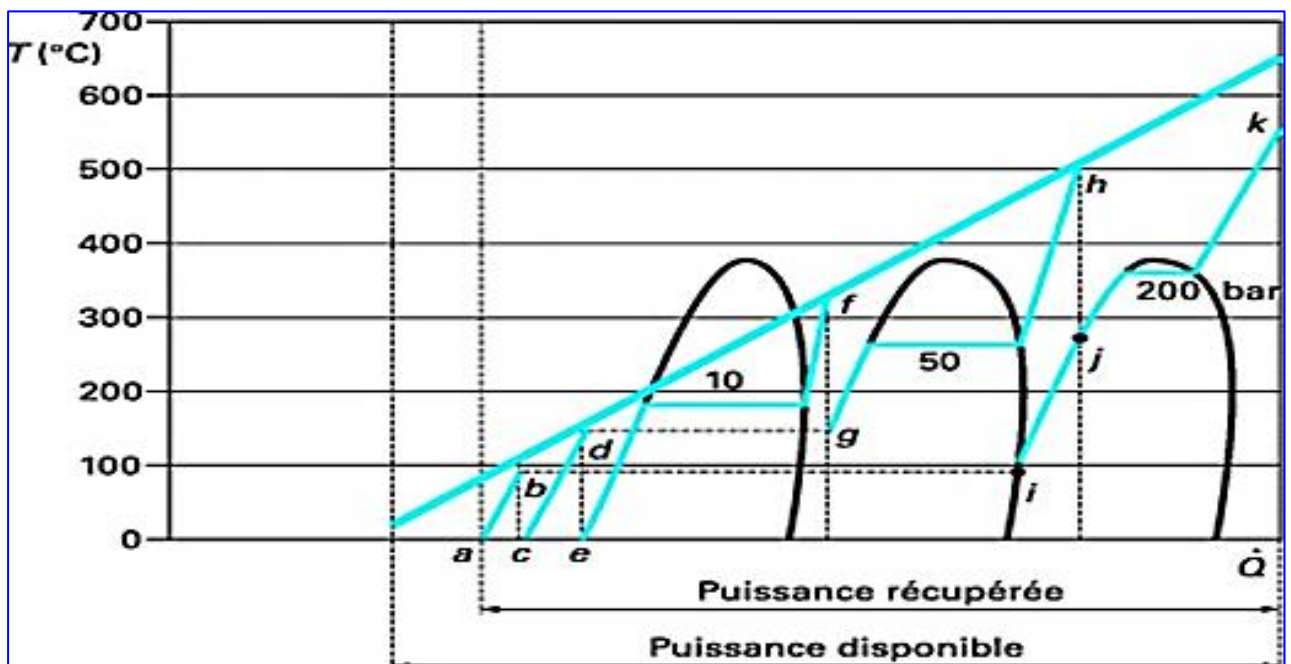


Fig.III.6: Cycles combinés à trois cycles de Hirm en parallèle [18].

III.1.5. Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) :

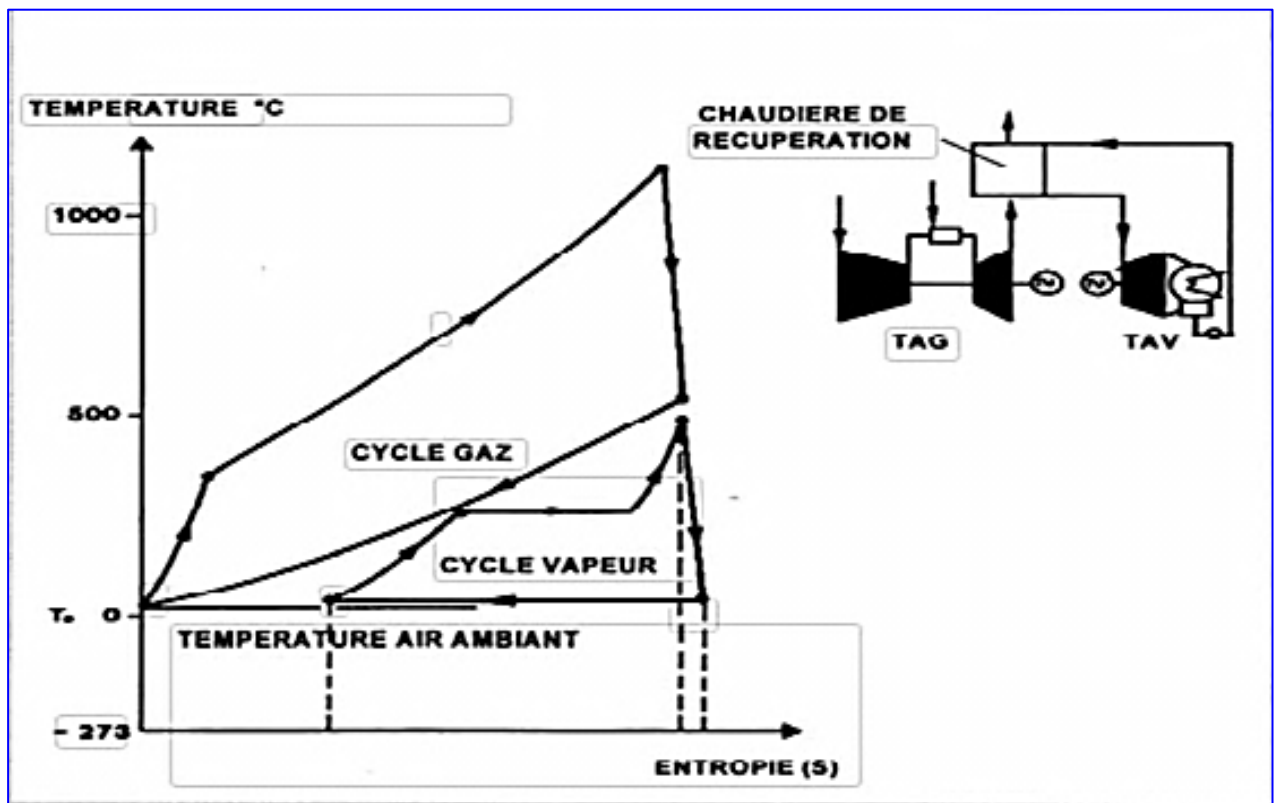
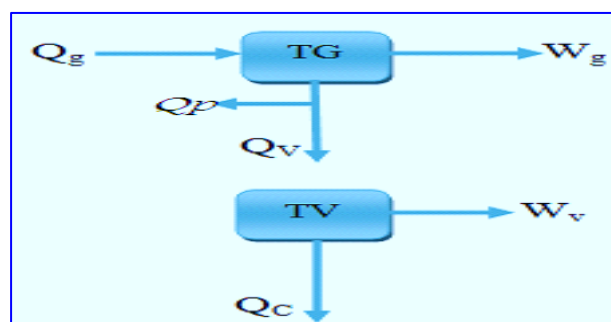


Fig.III.7: Diagramme T-S du cycle combiné TG avec un cycle TV [19].

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

Avec : Q_g : la chaleur chaude , W_g : le travail utile , Q_c : la chaleur rejetée au condenseur

Q_p : 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 [20]:

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

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

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

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

D'où : $\eta_g + \eta_{cR}(1 - \eta_g)\eta_v$

III.1.6. Influence du rapport de compression de turbine à gaz :

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.

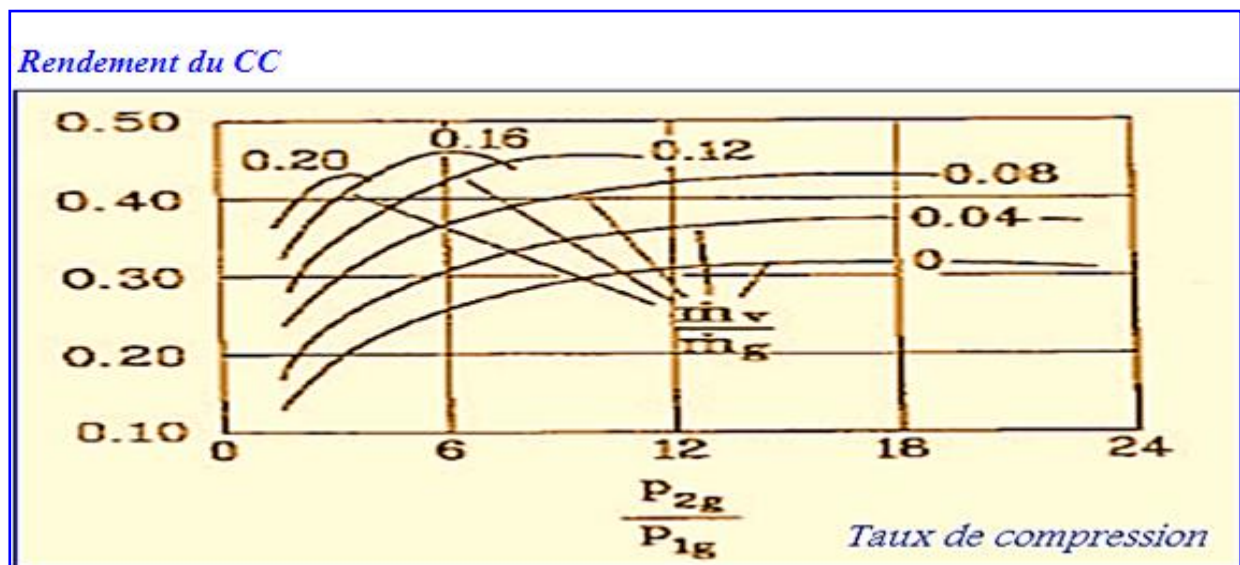


Fig.III.8: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur [21].

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 ensuite l'enveloppe des maximums de la Fig.III.8, on obtient la courbe correspondant aux meilleurs rendements thermiques de l'installation à cycle combiné correspondant à une température maximale donnée de la turbine à gaz comme le montre les (Fig.III.9. La Fig.III.10) présente les résultats d'une étude similaire; on y a porté également les courbes de rendement de la turbine à gaz simple. On constate que le rendement thermique de l'installation à cycles combinés est beaucoup moins sensible à l'influence du rapport de compression que celui de la turbine à gaz simple.

Rendement du Cycle C

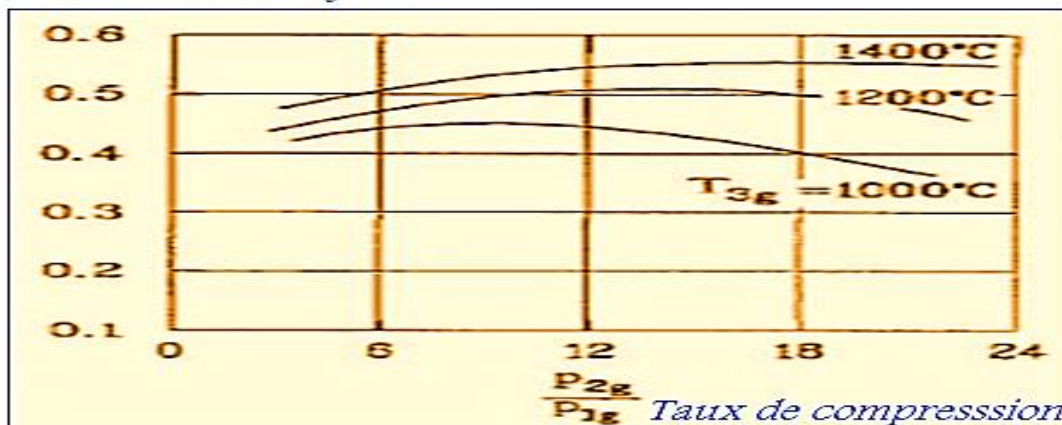


Fig.III.9: Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz [21].

Rendement Total du CC

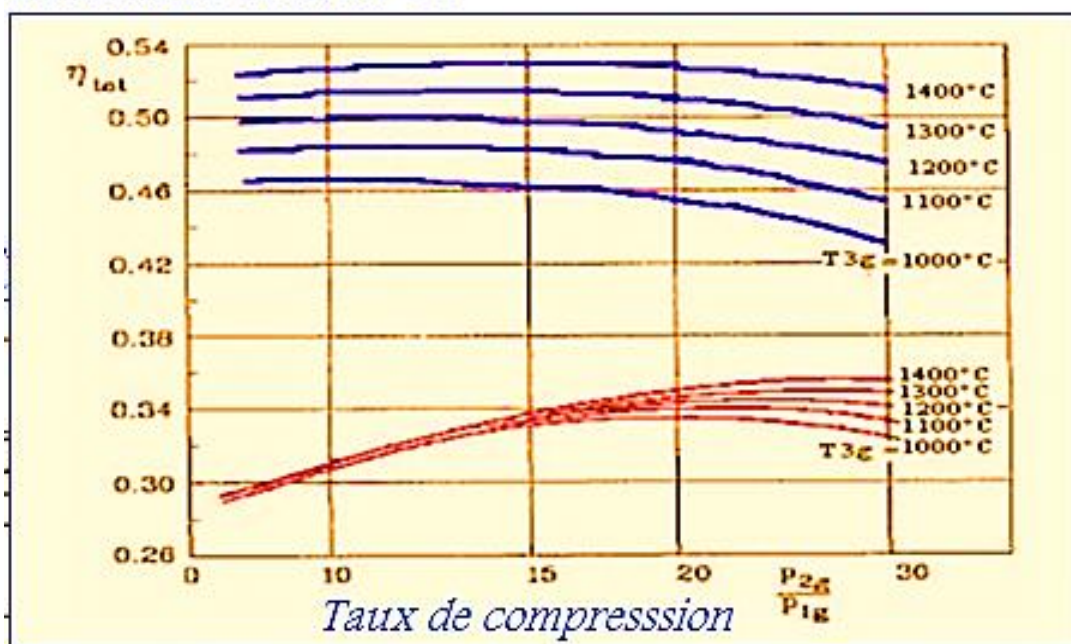


Fig.III.10: Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz [21].

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

Il est intéressant d'examiner l'influence de la température T_{4g} des gaz à la sortie de la turbine sur le rendement du cycle combinés). Le diagramme de la Fig.III.11, met bien en évidence l'intérêt d'une augmentation de la température des gaz à la sortie de la turbine TG dans le cas de l'installation à cycles combinés.

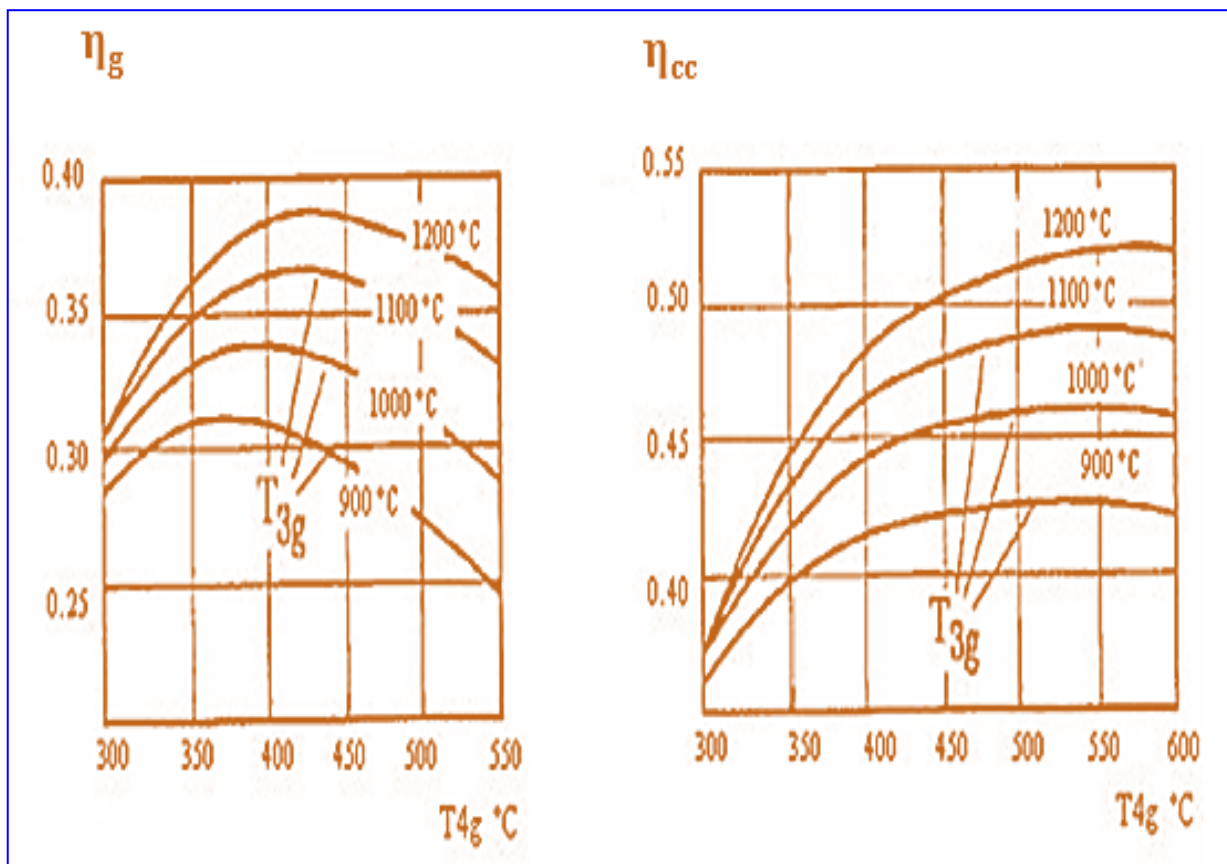


Fig.III.11: Rendement thermique d'une TG (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz [21].

III.1.8. Les avantages du cycle combiné :

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 anciennes étaient relativement peu fiables comparées aux turbines à vapeur des centrales à cycle de Rankine. Depuis le début des années 1970, la disponibilité des turbines à gaz est passée de 70%, ce qui est peu, à plus de 90%. On prévoit pour les nouveaux modèles une disponibilité de l'ordre de 95% avec un temps moyen entre pannes (MTBF) de 3000heures. Ceci est supérieur à la disponibilité de nombreuses centrales classiques à cycle de Rankine. L'amélioration de la fiabilité provient principalement de celle des matériaux et de la redondance du matériel critique "intégré à la conception", en particulier des systèmes de régulation. Intégrer la redondance à la conception garantit qu'un composant au moins reprenne en secours le fonctionnement de manière que la panne d'un seul composant n'entraîne pas une mise hors service forcée.

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 [22].

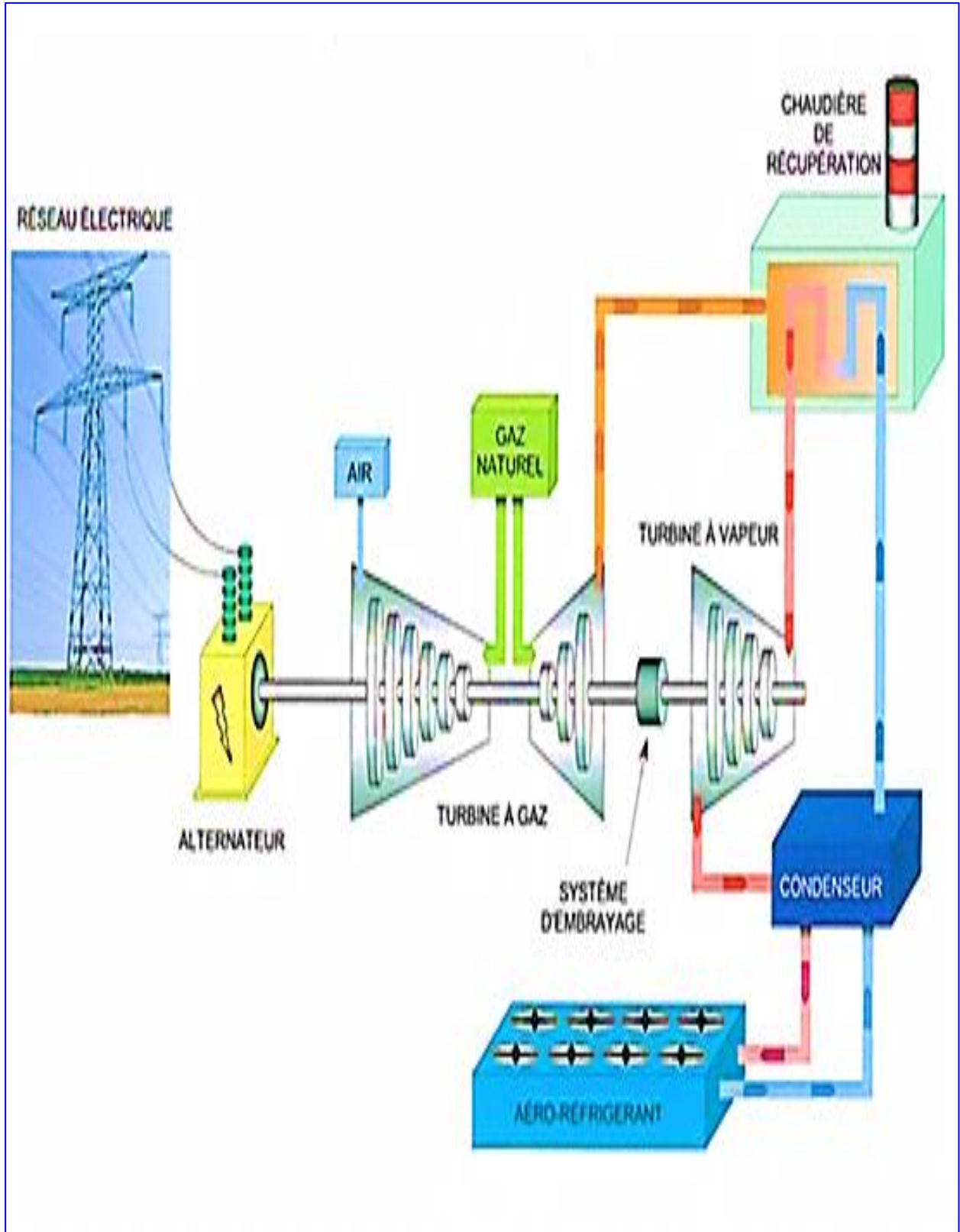


Fig.III.12: Schéma d'un cycle combinés gaz-vapeur [15].

III.2. Chaudière :

III.2.1. Présentation :

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.

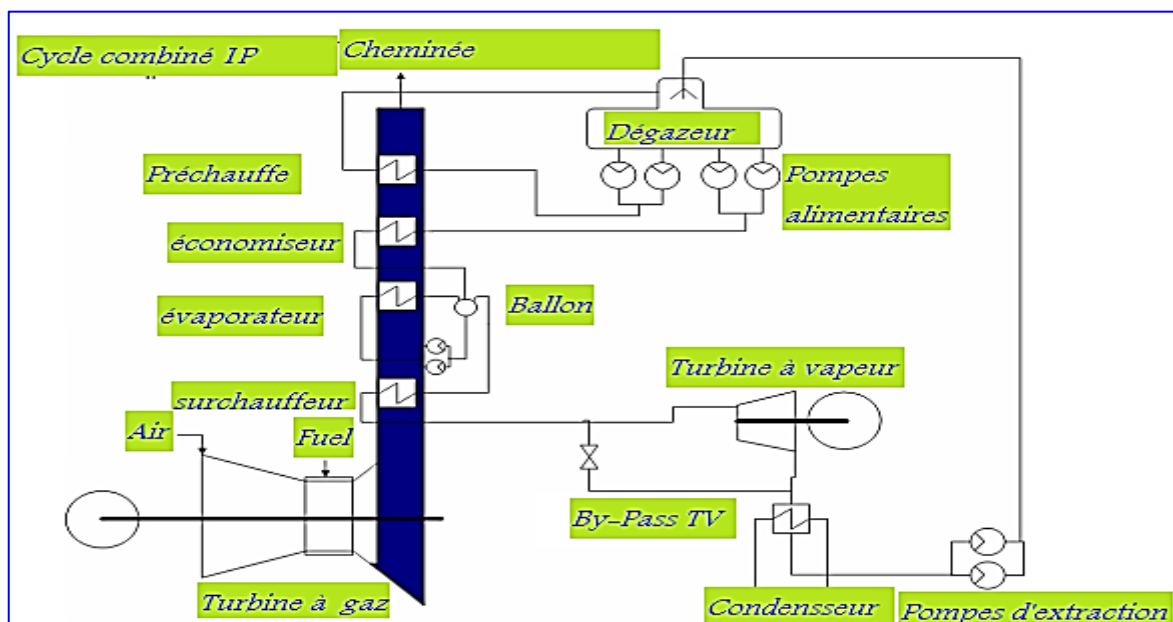


Fig.III.13 : Exemple de cycle TGV à un seul niveau de pression [22].

Dans ces chaudières l'eau est réchauffée puis vaporisée et surchauffée dans des tubes horizontaux. Les chaudières classiques utilisent exclusivement de l'eau liquide qu'elles réchauffent jusqu'à la température de saturation qu'elles vaporisent sous forme de vapeur saturée. Très généralement, elles surchauffent ensuite cette vapeur, c'est-à-dire qu'elles en élèvent la 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 organes d'utilisations ; on ne la surchauffe que légèrement, uniquement pour limiter les condensations parasites dans les conduites de transport et de distribution.

III.2.2. Les chaudières à circulation naturelle :

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).

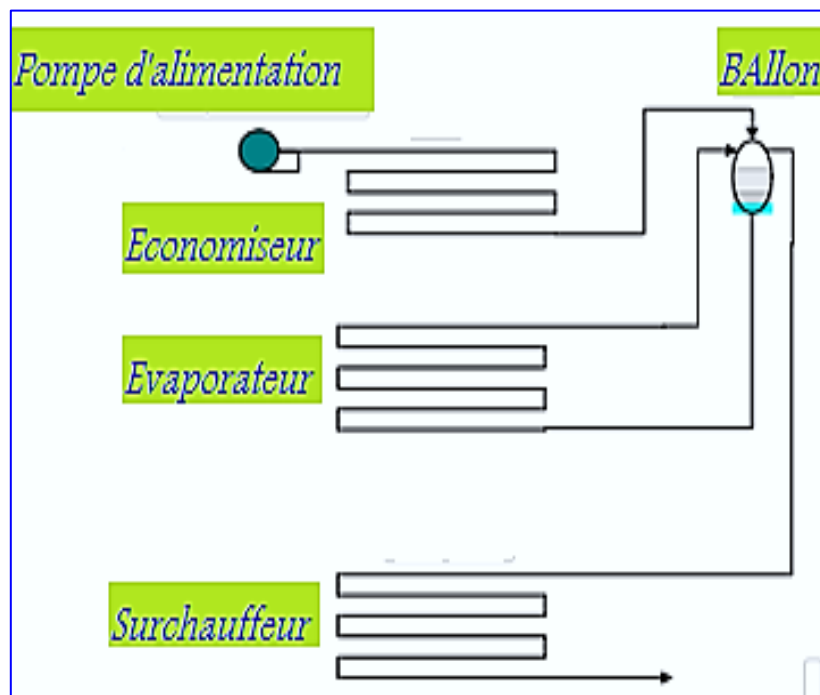


Fig.III.14: Chaudière à circulation naturelle [22].

III.2.3. Les chaudières à circulation assistée :

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.

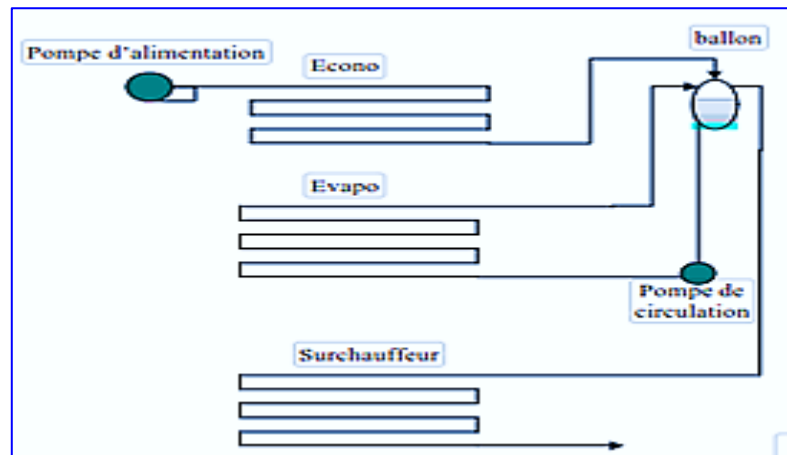


Fig.III.15: Chaudière à circulation assistée [22]

III.2.4. Les chaudières à circulation forcée :

Les chaudières les plus modernes peuvent être à vaporisation totale (once-through boiler en anglais): elles ne comportent théoriquement plus de réservoir matérialisant la séparation eau vapeur et sont constituées d'un grand nombre de tubes parallèles à l'intérieur desquels l'eau se réchauffe, se vaporise, et se surchauffe en un seul passage.

Dans une chaudière à circulation forcée, on ne peut plus faire la différence entre l'économiseur et le vaporiseur, et s'il subsiste un ballon de séparation, non seulement sa taille est fortement réduite, mais en plus, son utilité est principalement limitée à la phase de démarrage de la chaudière. Comme le montre la Fig.III.16.

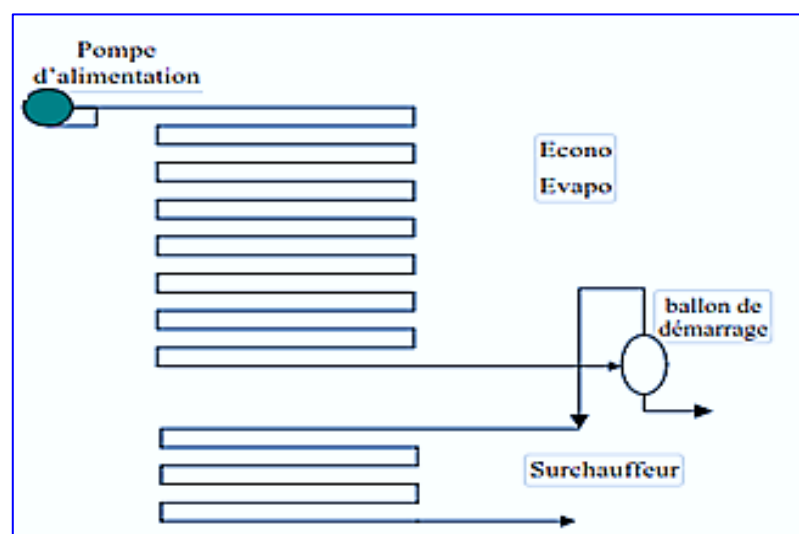


Fig.III.16 : Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage [22]

III.2.5. Les chaudières dans un cycle TGV :

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.16, 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.

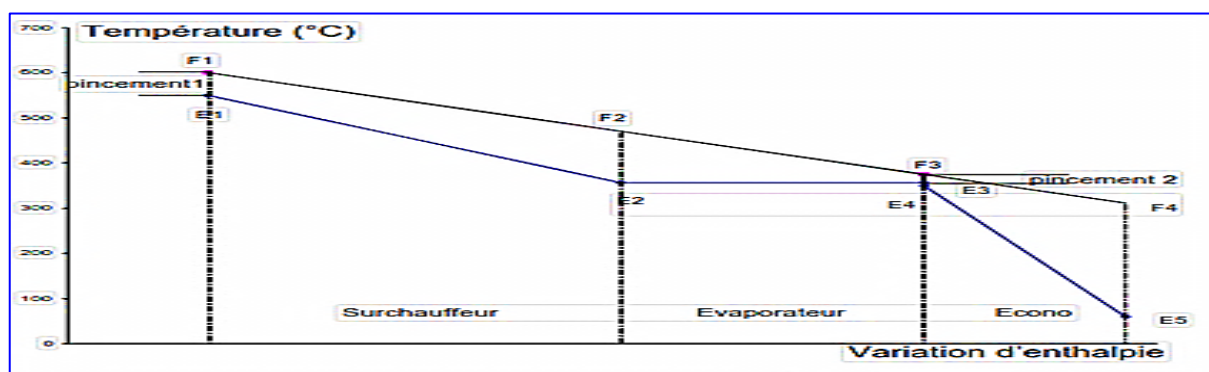


Fig.III.17 : Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant [22].

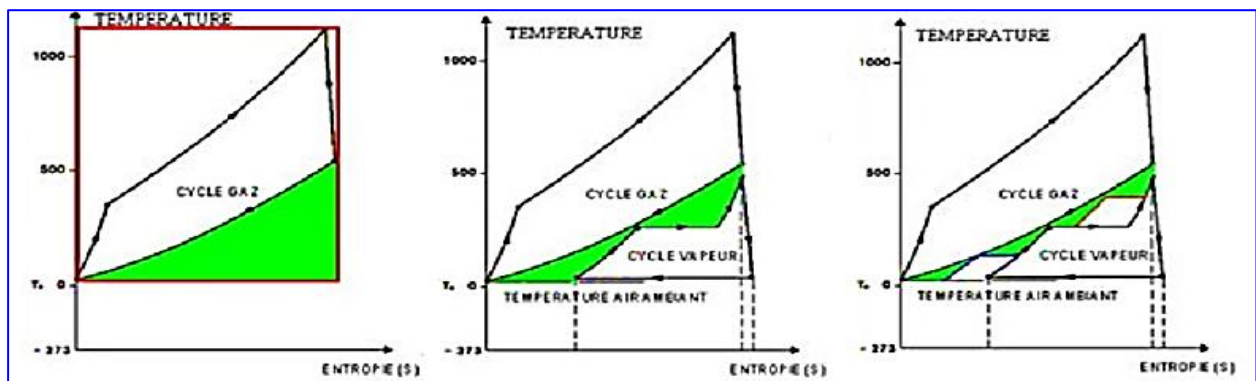


Fig.III.18: Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière. [16].

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 de la turbine haute pression.

III.2.6. La méthode du pincement :

Cette méthode a pour but l'optimisation des échangeurs thermiques au sein d'un site et permet de viser des réductions de consommation d'énergie réalistes. Elle fait la synthèse des besoins énergétiques (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 l'a choisie par expérience. Des valeurs usuelles de pincement sont 16K pour les gaz, 8K pour les liquides, 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 matériaux spéciaux ont été 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 satisfaire les besoins de chaque équipement par une source appropriée (produit en un autre point du système ou par une source externe).

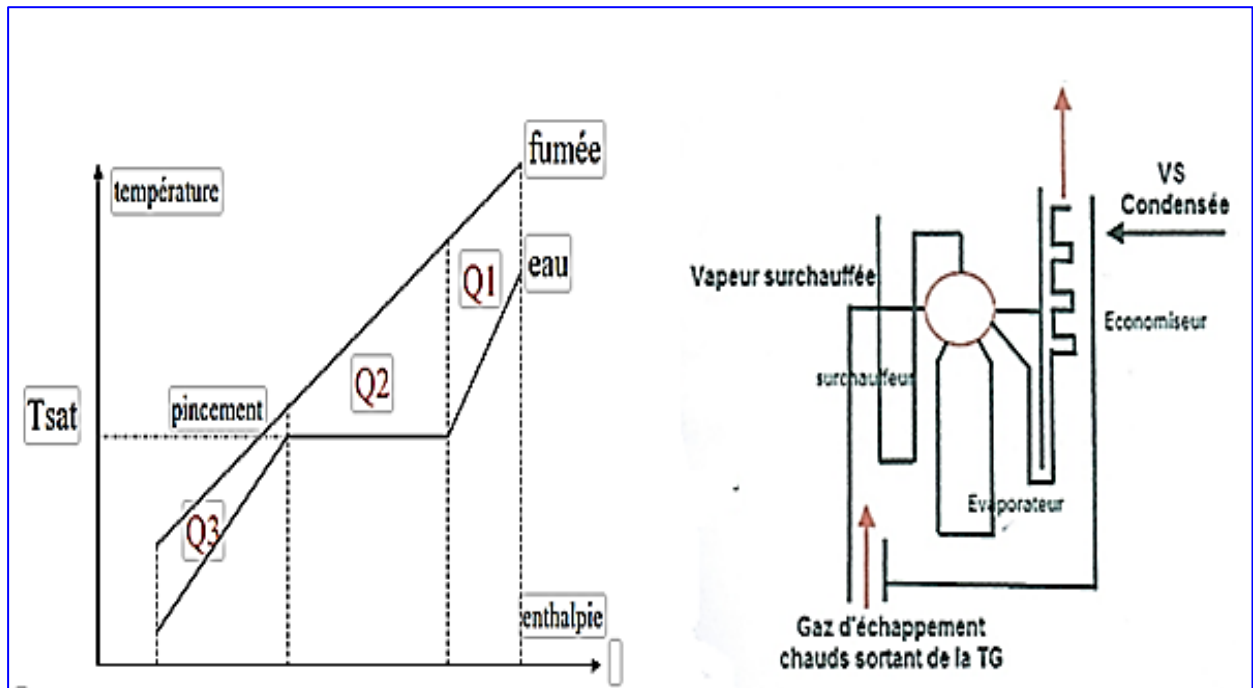


Fig.III.19 : Éléments d’une chaudière de récupération [23].

III.2.7.Utilisation industrielle :

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.

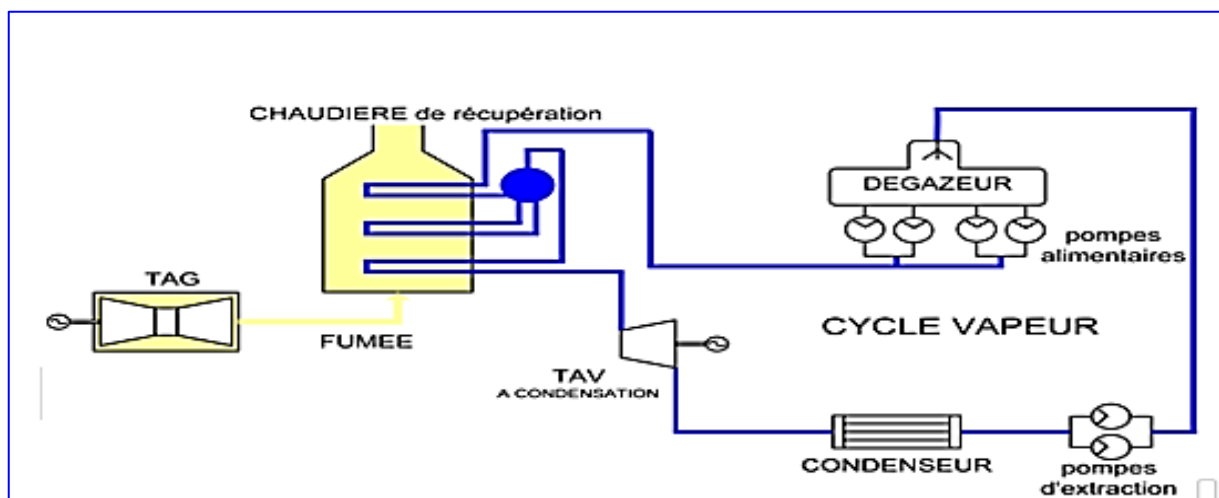


Fig.III.20: Exemple de cycle combiné [22].

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.

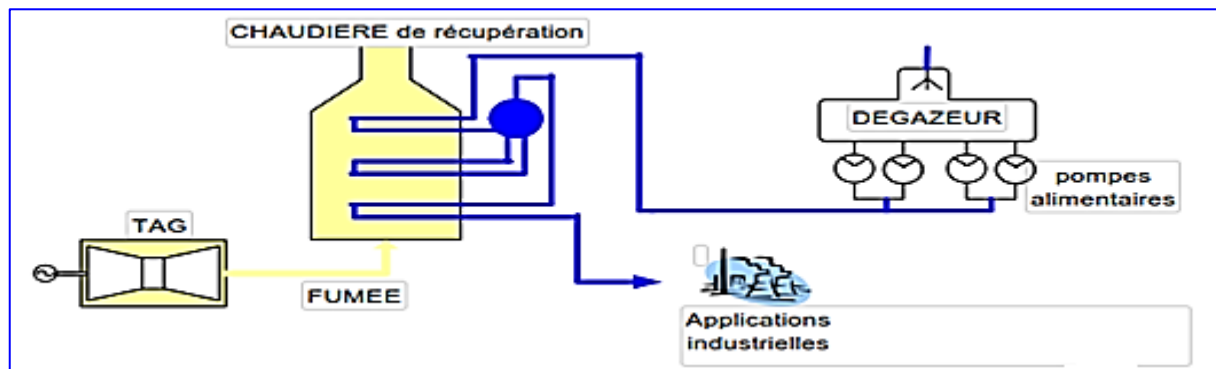


Fig.III.21: Exemple de cogénération [22].

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.

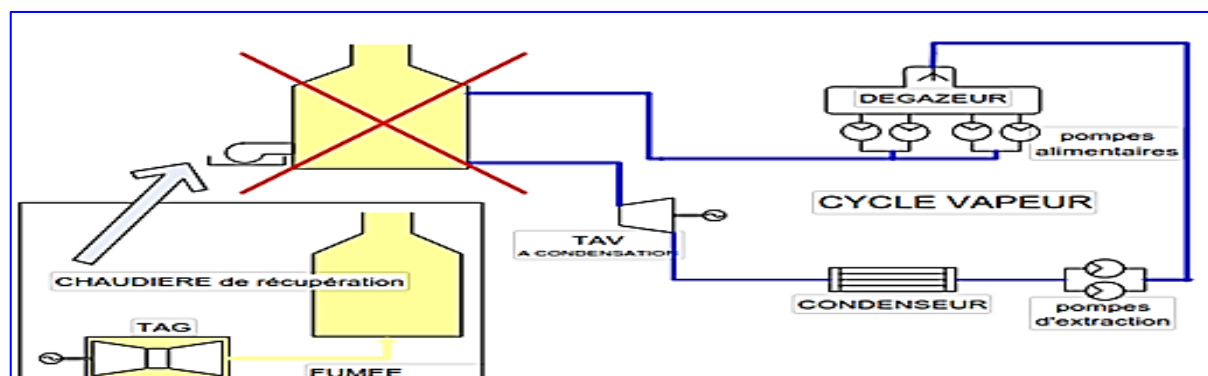


Fig.III.22 : Exemple de repowering [22].

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 $\eta_{\text{échange}}$ 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 calculs thermiques envisageables 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 »**) [31].

III.2.8.1.1. 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 : $P = K_G S \Delta T_{LM}$ (III.1)

K_G : est le coefficient de transmission thermique surfacique moyen

S : la surface d'échange.

ΔTLM : Représente l'écart de température moyen entre les deux fluides

On est obligé de raisonner sur des valeurs moyennes de K_G et de ΔTLM dans la mesure où les températures des deux fluides et le coefficient K_G varient d'un endroit à l'autre de l'échangeur.

L'approche théorique est réalisée en régime permanent et en faisant les hypothèses suivantes. L'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes), on n'égale la conduction axiale.

- ✓ les coefficients K_G et C_p sont constants,
- ✓ la température de chaque fluide est homogène dans une section donnée.

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

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

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

$$\left[K_{G,i,e} = \frac{1}{R_{i,e}} \right] \text{«} R: \text{ la résistance »}$$

$$R = \frac{1}{h_i S_i} + \frac{\ln r_e / r_i}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e S_e} + \frac{F_i}{S_i} + \frac{F_e}{S_e} \text{ Et } S_{e,i} = \pi D_{e,i} L \dots \dots \dots (III.3)$$

Avec :

$S_{e,i}$: la surface soit extérieur ou intérieur. \dot{m}

$D_{e,i}$: 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.

III.2.8.1.2. La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur) :

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 évalué 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 : $\epsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$

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

$$\Phi_{max} = (\dot{m}_c C_{p_c})_{min} (T_{ce} - T_{cs})$$

donc l'efficacité ϵ pour un fluide chaud : $\epsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}_c C_{p_c})_{min} (T_{ce} - T_{cs})}$

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

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. $NUT = \frac{K_G \cdot S}{C_{min}}$

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 D).

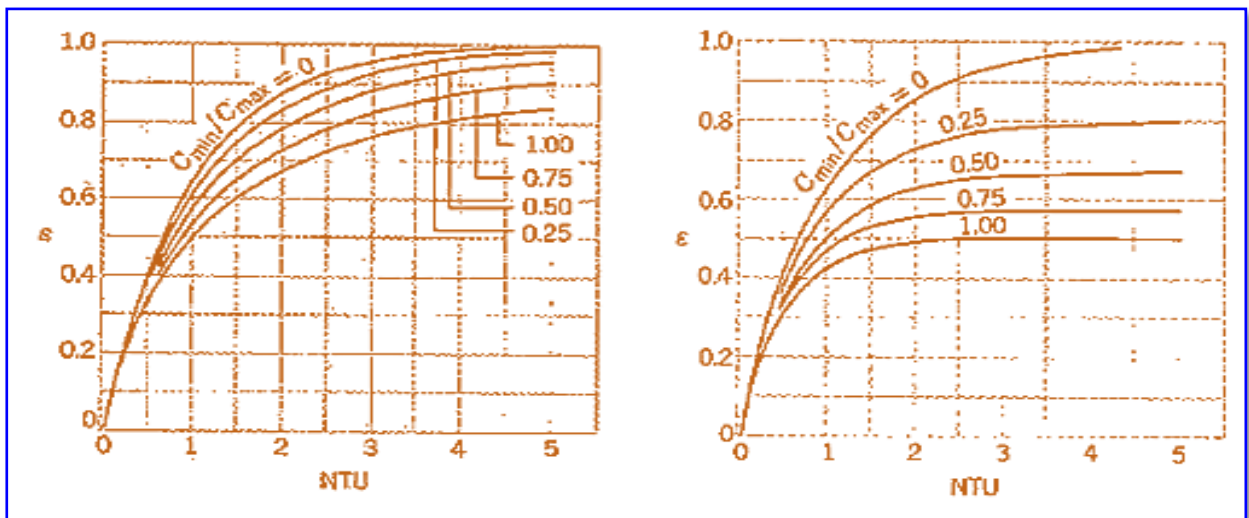


Fig.III.23 : L'efficacité d'un échangeur à contre-courant « gauche » co-courant « droite » [24].

III.2.9. Le dimensionnement « géométrique » :

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 :

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 :

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.

Conclusion:

La première partie de ce présent chapitre est consacrée à expliciter le principe de fonctionnement du cycle combiné à un seul niveau de pression et à plusieurs niveaux de pression ainsi ces avantages, puis mettre en évidence la flexibilité du cycle combiné et l'influence de quelques paramètres sur l'efficacité, comme c'était le cas de l'étude faite dans la référence [8].

Dans la deuxième partie on a traité la pièce maîtresse qui relie TG à TV, la chaudière de récupération (HRSG) où on a remarqué que la maîtrise de sa méthode d'optimisation et son bon dimensionnement influent énormément sur l'efficacité et la compétitivité économique de la centrale toute entière.

D'après de tous ce qui précèdent on peut dire 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

Présentation et étude énergétique de SK SKIKDA et de la centrale de M'SILA

IV.1.SHARIKET KAHRABA SKIKDA « SKS »

IV.1.1. Introduction :

À sa création en 1969, SONEGAS la société nationale de l'électricité et du Gaz dans le cadre de la mission que lui ont confié les pouvoirs publics, dispose du monopole de la production, du transport, de la distribution, de l'énergie électrique sur le territoire algérien. En 1991, il obtient le statut d'établissement public à caractère d'ouverture totale du secteur à la concurrence.

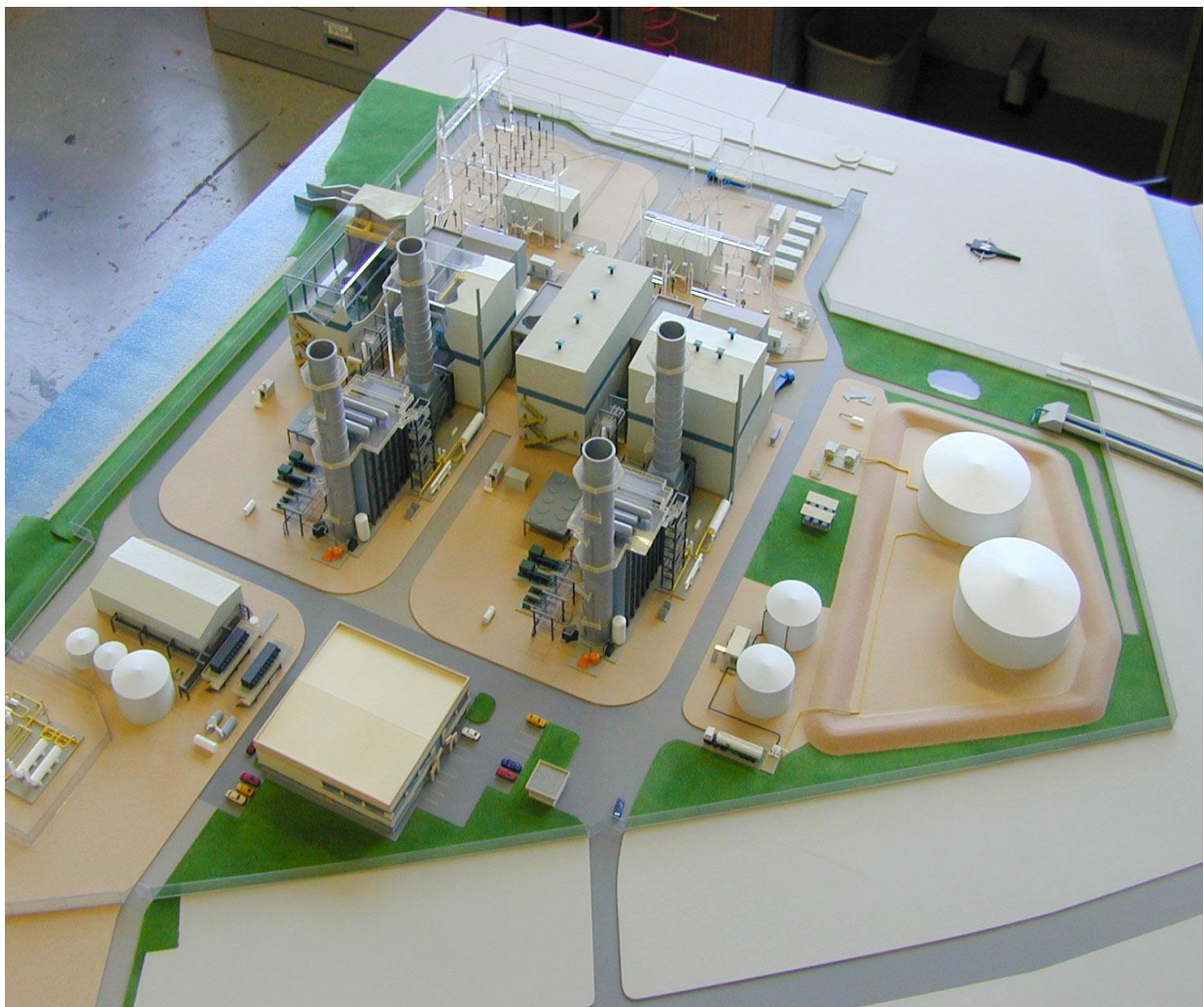


Fig.IV.1.Centrale à cycle combiné de Skikda à Puissance totale de 825 MW [15]

IV.1.2. Présentation de la centrale SK SKIKDA :

Suite à un stage pratique de dix jours (10 jours) à la centrale électrique de Skikda, nous a permis de faire dans la quatrième partie une description sur ces différents unités notamment la TG,

HRSG et TV ainsi essayer de faire un calcul énergétique de son rendement et chercher comment va améliorer son rendement avec une méthode de technologie pointe.

Shariket Kahraba Skikda « SKS Spa », société par action détenue par SONELGAZ (50%), SONATRACH (30%) et AEC (20%) a été créée le 11 mai 2003 dans le cadre de l'application de la Loi N°02-01 du 05 février 2002 relative à l'électricité et à la distribution du gaz par canalisations.

La société « SKS Spa » a pour objet social la réalisation, l'exploitation et la maintenance d'une centrale électrique à Cycle Combiné de puissance globale 825MW ainsi que la commercialisation de l'électricité produite conformément à la législation et à la réglementation en vigueur.

La centrale de SKS a été réalisée dans le cadre d'un projet clé en main qui inclut aussi la mise en service, l'exploitation et la maintenance des équipements de production.

SNC LAVALIN constructors international. Canada est chargé par le biais d'un Contrat O&M de l'exploitation et de la maintenance de la Centrale

IV.1.3. Implantation de SKS:

La centrale à cycle combiné de SKS est située dans la zone pétrochimique industrielle de Skikda, à proximité de la route nationale RN 44, borné:

Au Nord par la mer méditerranée,

Au Sud par OUED SAF-SAF,

À l'Est par le GNL1K,

À l'Ouest par la centrale thermique existante de SONELGAZ.

Les entreprises situées à la périphérie immédiate de la centrale sont:

À l'Est : Le complexe de gaz naturel liquéfié GNL1K.

À l'Ouest : La centrale thermique existante de SONELGAZ.



Fig.IV.2 Implantation de la centrale SKS [15]

IV.1.4.Principales données techniques de la centrale :



Fig.IV.3. :Tranche de la centrale SKS [15]

Type de la centrale : Cycle Combiné (Multi arbres avec poste combustion)

Puissance : 2 x 412,5 MW

Consommation spécifique : 1,66 th / KWh

Combustible principale : Gaz Naturel

Combustible de secours : Fuel

Évacuation d'énergie : Deux avants poste blindés 400 KV

Source de refroidissement : Eau de mer

La centrale est constituée de deux tranches composées chacune de:

(01) Turbine à gaz (235 MW).

(01) Générateur de Turbine à gaz.

(01) Transfo principal de Turbine à gaz.

(01) Turbine à Vapeur (177,5 MW).

(01) Générateur de Turbine à Vapeur.

(01) Transfo principal de Turbine à Vapeur.

(01) Chaudière de récupération.

(01) Avant-poste 400 kV.

Un Bâtiment de commande.

Un Bloc administratif et magasins.

Un Poste Gaz.

Une Station de pompage eau de mer.

Une Station de traitement de l'eau (Dessalement et Déminéralisation).

IV.1.5. Conditions nominales du site :

Altitude : 5.50 M NGA.

Température : Max : 46° C, Moyenne : 17 °C, Min : 1 °C

Températures nominales du site :

30 ° C (pour les valeurs de performances).

41 ° C (pour le dimensionnement de la climatisation).

Humidité relative moyenne : 63% à 82%

Air ambiant :

L'air ambiant de la zone industrielle de SKIKDA est caractérisé par une concentration de poussières de 10 mg /m³ dont le diamètre moyen de ses particules est compris entre 0,1 et 50 microns. Ces concentrations de poussières ont un effet corrosif et érosif et d'encrassement sur les équipements et matériels.

IV.1.6. Dates de mise en service de la centrale :

Phase I (TG en Cycle Simple):

Mise en service de la Turbine à gaz N° 01 :

- 1^{er} Allumage : 18 Juillet 2005
- 1^{er} synchronisation : 11 Août 2005
- Mise en service : 08 Novembre 2005

Mise en service de la Turbine à gaz N° 02 :

- 1^{er} Allumage : 18 Octobre 2005

- 1^{er} synchronisation : 28 Octobre 2005
- Mise en service : 19 Décembre 2005

Phase II (Cycle combiné):

Mise en service de la Tranche N° 01 :

- Mise en service en marche d'essais : 10 Juin 2006
- Essais d'achèvement : 15 – 25 Juillet 2006
- Réception Provisoire : 26 Juillet 2006

Mise en service de la Tranche N° 02 :

- Mise en service en marche d'essais : 17 Juillet 2006
- Essais d'achèvement : 14 – 24 Octobre 06
- Réception Provisoire : 25 Octobre 2006

IV.1.7.Montant de l'investissement :

- ✓ Le montant global de l'investissement est de 537MUSD couvert par :
- ✓ Les fonds Propres SKS à hauteur de 30% soit 155MUSD
- ✓ Un crédit acheteur à hauteur de 70% soit 382 MUSD

IV.1.8..Montant du contrat EPC :

Le montant total du contrat de réalisation (EPC) est de 459MUSD il se décompose comme suit :

Partie Devises transférable : 389MUSD

Partie Dinars : 5,8Milliards DA soit l'équivalent de 70 MUSD

IV.1.9.SKS en quelques chiffres :

- ✓ Effectif de SKS sont 18 agents
- ✓ Effectif actuelle de l'opérateur sont 62 agents dont 07 expatriés.

IV.1.10 .Organigramme de la centrale SKS :

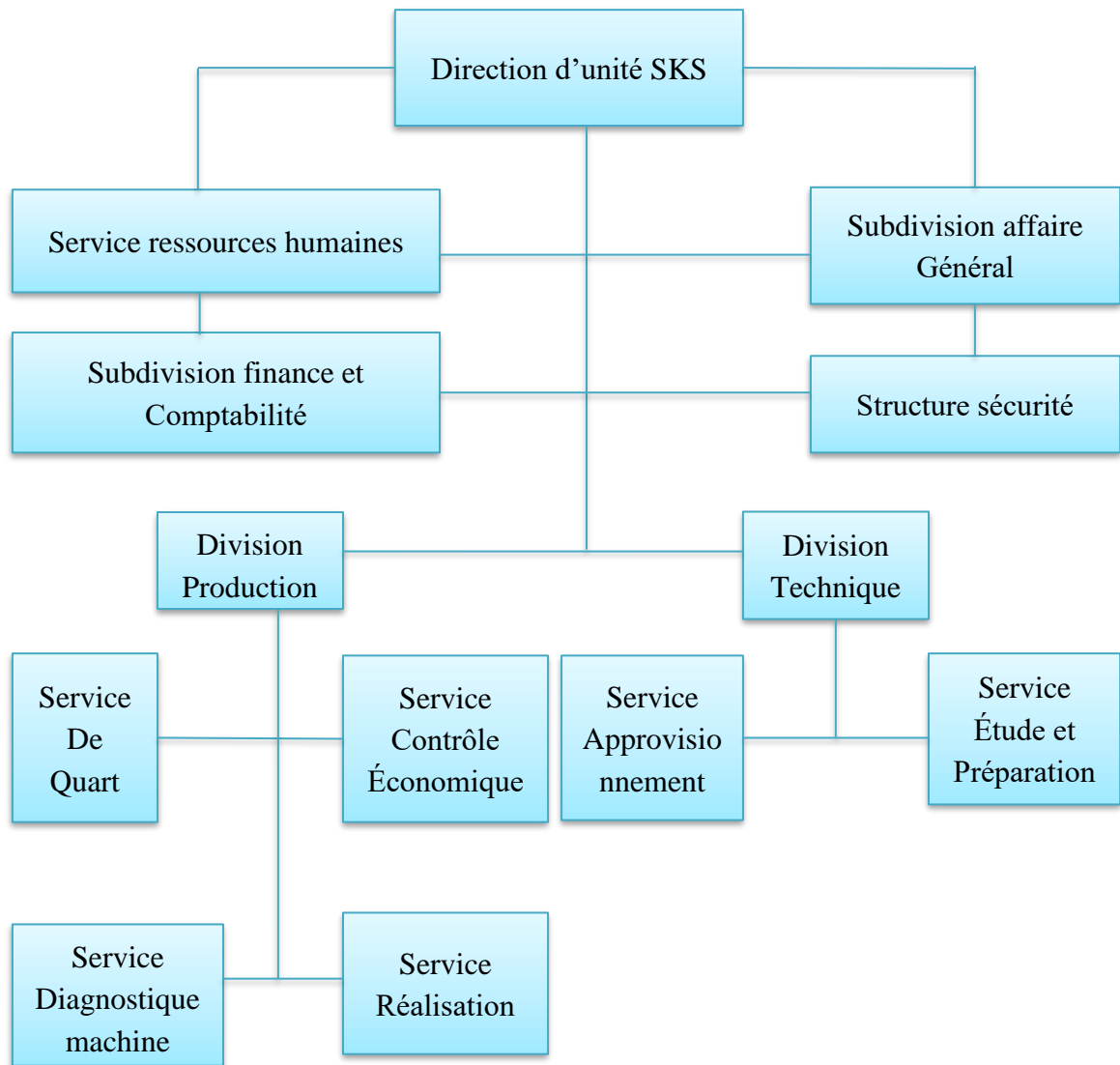


Figure IV.4.Organigramme de la centrale SKS [15].

IV.1.11.Description des structures des services : il y a plusieurs services le Tableau ci-dessous qui montre eux :

Direction d'unité	Service ressources humaines	Subdivision affaire général	Subdivision finances et comptabilité
-Directeur de centrale -Secrétaire de la direction	-Un chef service -Deux charges d'études -Deux agents gestion personnel principal	-Un chef de subdivision -Deux agents gestion moyens -Un standardiste -Un infirmier	-Un chef subdivision finances et comptabilité -Un chargé d'étude -Un comptable principale -Un comptable
Structure sécurité	Division production	Division technique	Service contrôle économique
-Un chef principal HSE -Deux charges de sécurité -Ingénieur HSE -Technicien HSE	-Équipes du matin travaille de 06 :00h à 13 :00h -Équipes de l'après-midi travaille de 13 :00h à 20 :00h -Équipes du nuit travaille de 20 :00h à 06 :00h -Chaque équipe travail quatre jours la nuit, quatre jours après-midi, quatre jours le matin, et se repose quatre jours.	-Un chef service d'approvisionnement -Un chargé d'études -Un technicien principal achat -Un technicien acheteur -Un acheteur -Un chef de section gestion de stocks -Agent de gestion de stock -Un magasinier principal -Deux magasiniers	-Un chef de service(C/E) -Deux techniciens principaux(C/E) -Deux techniciens (C/E)
Service diagnostique machine	Service étude et préparation	Service réalisation	Service diagnostique machine
-Chef de service -Deux technicien principal contrôle et Essai -Deux technicien contrôle et Essai -Un technicien principal contrôle Chimiste	-Ingénieur d'études mécanique -Ingénieur d'études électrique -Ingénieure d'études régulation automates -Établir et traiter les demandes matérielles -Ingénieur d'études gestion maintenance et statistique GMAO	-Section régulation -Section électromécanique -Section automates	-Chef de service -Deux technicien principal contrôle et Essai -Deux technicien contrôle et Essai -Un technicien principal contrôle Chimiste

Tableau IV.1.Structures des services de la centrale SKS. [15]

IV.1.12.Application (cycle combiné avec calcul de chaudière de récupération) à la centrale de SKS :

L'installation à étudier est schématisée ci-dessous :

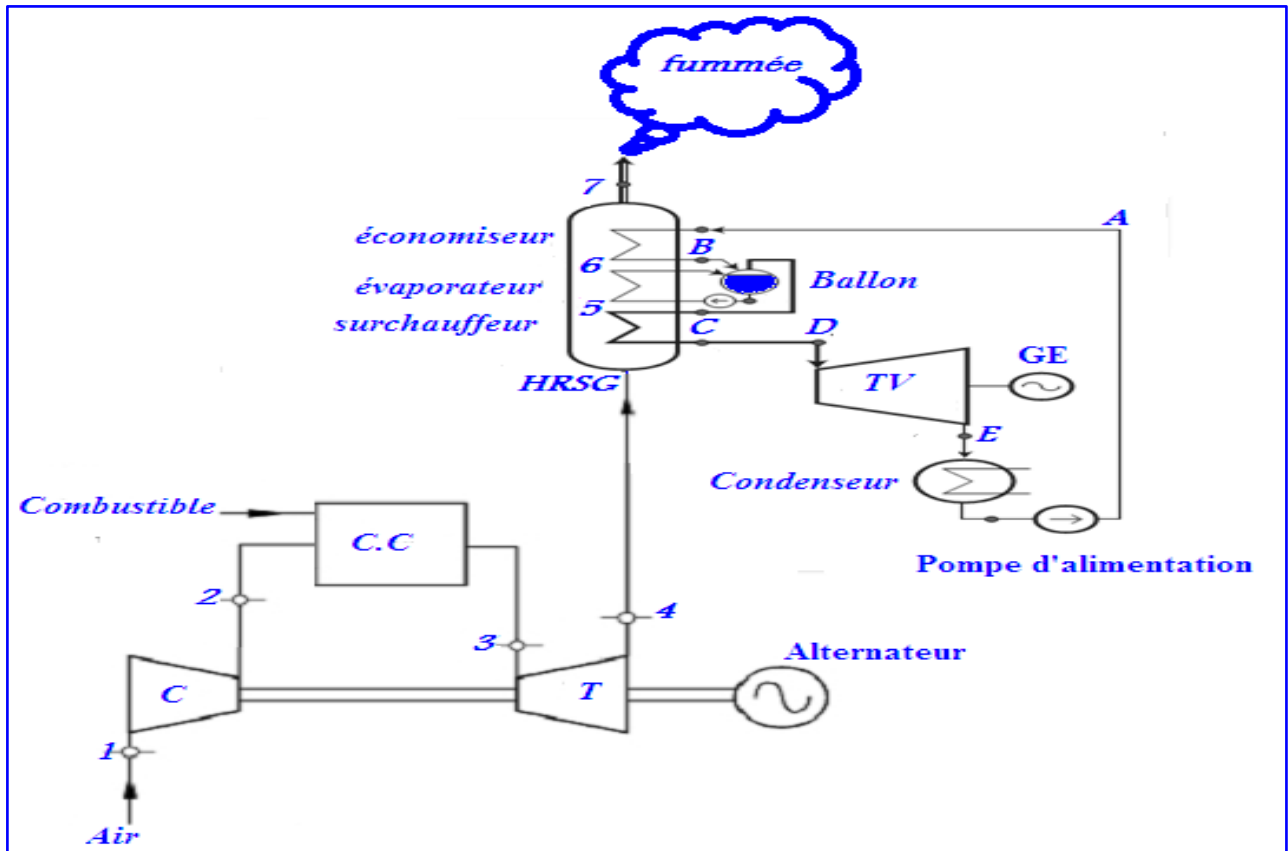


Fig. IV.5.Schéma d'installation d'un cycle combiné gaz-vapeur. [28]

Caractéristique de la centrale :

Température d'arrêt entrée au compresseur : $T_{1i}=288,15K$.

Pression d'arrêt entrée au compresseur : $P_{1i}=1.013bar$.

Température d'arrêt sortie du compresseur : $T_{2i}=663,15K$

Taux de compression $\frac{P_{2i}}{P_{1i}} = 15$

Le débit d'air est $\dot{m}_a = 609kg/s$, $\rho_{air} = 1,225 Kg/m^3$

On prendra pour l'air $\gamma=1,4$ et $C_p = 1005 (J/kg.K)$.

Température à l'entrée de turbine $T_{3i} = 1600.15K$

La perte de charge entre la sortie du compresseur 2 et l'entrée de turbine 3 est $\Delta P_i / P_{2i} = 5\%$.

La perte de charge entre la sortie de la turbine 4 et la chaudière de récupération 7 est $\Delta P_i/P_{4i}=7\%$ également.

Rendement à l'isentropique de la turbine $\eta_d=0.88$.

Pour les gaz brûlés on prendra $\gamma=1,33$ et $C_p =1100(\text{J/Kg.K})$

La pression en point 7 est égale à la pression en point 1 soit $P_{7i} =1.013\text{bar}$.

La température en sortie de la Turbine (c'est -à -dire) aussi à l'entrée de chaudière) est $T_{4i}=890.15\text{K}$.

Pour les calculs entre les points 2 et 3 on prendra une valeur moyenne :

$C_{p\text{ mélange}} =1052.50 \text{ J/Kg.K}$.

Le pouvoir calorifique inférieur du carburant (gaz naturel GN) est :

$\text{PCI}=44694 \text{ kJ/kg./ } 1\text{cal}=4.1855\text{J}$

On suppose que l'énergie coté fumées est intégralement transmise coté vapeur.

L'eau arrive dans la chaudière de récupération à $T_{Ai} =40^\circ\text{C}$ et

$P_{Ai} =50 \text{ bar}$.

La vapeur produit a les caractéristiques suivantes à l'entropique :

Température $T_{Di}=565^\circ\text{C}$.

Pression $P_{Di} =50\text{bar}$

Le pincement dans la chaudière est : $\Delta T_{\text{pin}}=10^\circ\text{C}$.

La turbine à vapeur a un rendement par rapport à l'isentropique $\eta_d=0.82$.

La pression au condenseur est $P_{Ei} =0.06 \text{ bar}$.

On cherche à calculer :

1. Le rendement isentropique du compresseur.
2. La puissance absorbée par le compresseur.
3. Taux de détente dans la turbine.
4. Température en sortie turbine T_{4i}
5. La Température à la chambre de combustion.

On pourra négliger pour ce faire le débit de carburant dans le bilan.

6. Le débit de carburant \dot{m}_{GN} .
7. La puissance fournie par la turbine.
8. La puissance de la turbine à gaz.
9. Le rendement de turbine à gaz.
10. Le débit de vapeur \dot{m}_e .

11. La puissance récupérée par la vapeur dans la chaudière.
12. La Température de sortie dans la fumée de la chaudière.
13. La puissance fournie par la turbine à vapeur.
14. Le rendement du cycle combiné.

Calculs énergétiques de la centrale du cycle combiné:

1. Le rendement isentropique du compresseur :

Pour une évolution isentropique on a :

$$T_{2is} = T_{1i} \left[\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288,15(15)^{0.2857} = 624,63 \text{ K.}$$

Le rendement de compresseur par rapport à l'isentropique est donc:

$$\eta_c = \frac{(T_{2is} - T_{1i})}{(T_{2i} - T_{1i})} = \frac{(624,63 - 288,15)}{(663,15 - 288,15)} = 89,72\%.$$

2. La puissance absorbée par le compresseur :

$$P_c = m_a c_{p \text{ air}} (T_{2i} - T_{1i}) = 609.1005. (663,15 - 288,15) = 229,51 \text{ MW.}$$

3. Taux de détente dans la turbine :

Compte tenu de la perte de charge dans la chambre en point 3 et $\frac{P_{2i}}{P_{1i}} = 15$:

$$P_{3i} = 0,95 * P_{2i} = 0,95 * 15 * 1,013 = 14,43 \text{ bar.}$$

En point 4 compte tenu de la perte de charge dans la chaudière ($P_{\text{Chaudière}} = P_{\text{atmosphérique}}$) on a :

$$P_{4i} = \frac{P_{7i}}{0,93} = \frac{1,013}{0,93} = 1,08 \text{ bar.}$$

Taux de détente est donc: $\frac{P_{3i}}{P_{4i}} = 15$.

4. Température en sortie turbine T_{4i} :

Pour une détente à l'isentropique on aurait :

$$T_{4is} = T_{3i} \left[\frac{P_{4i}}{P_{3i}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1600.15. \left[\frac{1,08}{14,43} \right]^{0,33/1,33} = 841,03 \text{ K.}$$

Le rendement de la turbine par rapport à l'isentropique étant:

$$\eta_d = \frac{(T_{3i} - T_{4i})}{(T_{3i} - T_{4is})}.$$

On déduit la valeur de T_{4i} :

$$T_{4i} = T_{3i} - \eta_d (T_{3i} - T_{4is}) = 1600,15 - 0,88(1600,15 - 841,03) = 932,12 \text{ K.}$$

5. Le débit de carburant \dot{m}_{GN} :

En tout rigueur, il conviendrait de faire un calcul de combustion pour un calcul approché, on peut considérer que l'énergie du carburant est transmise à l'air entre la température d'entrée et sortie chambre.

On a donc :

$$\dot{m}_{GN} * PCI = \dot{m}_a c_{pmoy} (T_{3i} - T_{2i}).$$

D'où :

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_a c_{pmoy} (T_{3i} - T_{2i})}{PCI} \Rightarrow \dot{m}_{GN} = \left(\frac{609 * 1052,5 (1600,15 - 663,15)}{44694000} \right) \Rightarrow \dot{m}_{GN} = 13,43 Kg/s$$

6. La puissance fournie par la turbine:

Le débit de gaz brulés qui passe dans la turbine est la somme du débit d'air et du débit de carburant :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a + \dot{m}_{GN}$$

La puissance fournie par la turbine est donc :

$$P_d = \dot{m}_f c_{pf} (T_{3i} - T_{4i}) = (609 + 13,43) * 1100 * (1600,15 - 932,12) = 457,36 MW$$

7. La puissance de la turbine à gaz :

$$P_{TG} = P_d - P_C = 457,36 - 229,51 = 227,85 MW.$$

8. rendement de turbine à gaz :

La puissance apportée par le combustible gaz naturel est :

$$P_{GN} = \dot{m}_{GN} * PCI = 13,43 * 44694000 = 600,24 MW$$

9. Le rendement:

$$\text{Est donc : } \eta_d = \frac{P_{TG}}{P_{GN}} = \frac{227,85}{600,24} = 37,95\%$$

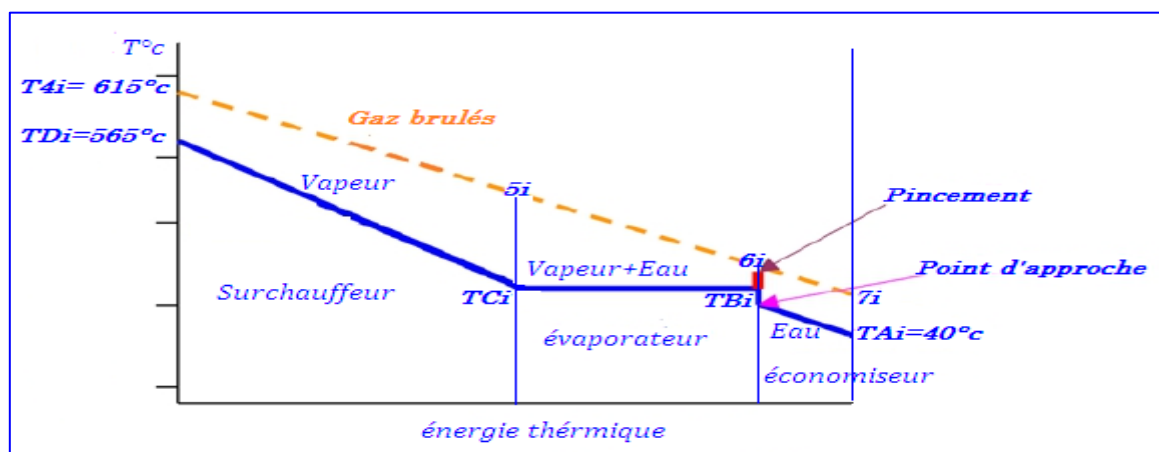


Fig.IV.6.L'échange thermique dans la chaudière de récupération.[16]

La température et la pression sont connues aux points Ai et Di .on peut donc compléter le tableau suivant grâce à la lecture d'une table de la vapeur d'eau ou d'un diagramme de Mollier.

Paramètres/points	Ai	Bi	Ci	Di
Pi (bar)	50	50	50	50
Ti (°C)	40	264	264	565
Hi (KJ/Kg)	171,9	1154,5	2794,2	3433,7

Le pincement étant fixé à 10 °C la température T_{6i} coté fumée, se déduit de la température coté Eau T_{Bi} :

$$T_{6i} = T_{Bi} + \Delta T_{\text{pincement}} = 264 + 10 = 274^{\circ}\text{C}$$

10. le débit de vapeur :

Il est maintenant possible de faire un bilan thermique de l'ensemble évaporateur surchauffeur :

$$\dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Bi}) = \dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{6i})$$

Qui nous permet de déduire le débit de vapeur dans l'installation :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{6i})}{(h_{Di} - h_{Bi})} = \frac{(609 + 13,43) * 1,1 * (617 - 274)}{(3433,7 - 1154,5)} = 103 \text{ Kg/s}$$

11. Puissance récupérée par la vapeur dans la chaudière :

$$P_{ch} = \dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Ai}) = 103 * (3433,7 - 172) = 335,95 \text{ MW.}$$

12. La température T_{7i} de sortie dans la fumée de la Chaudière:

Le bilan thermique de la chaudière permet d'accéder à la température T_{7i} :

$$P_{ch} = \dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{7i})$$

Soit:

$$T_{7i} = T_{4i} - \frac{P_{ch}}{\dot{m}_f * C_{Pf}} = 617 - \frac{335,95 * 10^3}{622,43 * 1,1} = 126,32^{\circ}\text{C}$$

13. Puissance fournie par la turbine à vapeur:

On pourrait tracer la détente isentropique ($D_i - h_{is}$) dans un diagramme de mollier et on a la pression au condenseur est connue : $P_{Eis} = 0.06 \text{ bar}$.

On lirait $h_{Eis} = 2140 \text{ KJ/Kg}$.

Le rendement par rapport à l'isentropique de la turbine est connu. On peut donc en déduire l'enthalpie du point Ei ; h_{Ei} et donc la puissance de la turbine.

$$\eta_d = \left(\frac{h_{Di} - h_{Ei}}{h_{Di} - h_{Eis}} \right).$$

Soit:

$$h_{Di} - h_{Ei} = \eta_d (h_{Di} - h_{Eis}) \Rightarrow h_{Ei} = 3433,7 - 0.82(3433,7 - 2140)$$

Où :

$$h_{Ei} = 3433,7 - 1060,834 = 2372,866 \text{ KJ/Kg}$$

D'où :

$$P_{TV} = \dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Ei}) = 103*(1060,834) = 109.26 \text{ MW.}$$

14. Rendement du cycle combine:

$$\eta_{cc} = \left(\frac{P_{TG} + P_{TV}}{P_{GN}} \right) = \left(\frac{227,85 + 109,26}{600,24} \right) = 56,16\%.$$

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous l'ensemble des paramètres du constructeur pour le cas d'une centrale à cycle combiné de SKS :

Données du constructeur	
Caracteristiques	T₁ = 15 (°C)
T₂ k	663,15
T₃ k	1600,15
T₄ k	890,15
PCI (kj/kg)	44694
\dot{m}_{air} (kg/s)	609

Tableau (IV.2) Paramètres du constructeur pour la centrale de SKS. [15]

Nous récapitulons dans le tableau (IV-2), l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une centrale électrique à cycle combiné sks :

Paramètres	Cycle combiné à T=15°C
Puissance	$P_u = 337,11 \text{ MW}$
Rendement	$\eta_{cc} = 56,16\%$
Débit de gaz	$\dot{m}_g = 13,43 \text{ Kg/s}$
Puissance de gaz	$P_{GN} = 600,24 \text{ MW}$

Tableau (IV.3) résultats des calculs pour les données du constructeur.

IV.1.13. Interprétation et discussion SKS :

Le calcul thermodynamique de la centrale électrique de Skikda nous a permis de tirer les points suivants :

Que le rendement du cycle combiné est de 56% et celle de la centrale est 51,76% ,la différence est due probablement d'après l'étude bibliographique dans les chapitre II et III,ainsi les consultation pratique avec le personnel de la centrale ,on peut dire que la différence entre le rendement de la centrale et celle du cycle est due probablement à plusieurs parametres :

- ☞ Température d'entrée
- ☞ Débit de consommation
- ☞ Estimation des pertes à chaque niveau (compresseur, HRSG, TG, TV,...)
- ☞ Taux de compression

Donc comme conséquence, si on veut améliorer la centrale, il faut intervenir à chaque niveau pour diminuer ou éliminé ces pertes.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{412,5 - 337,11}{412,5} = 18,27\%.$$

$$\Delta \eta_{cc} = 56,16 - 51,76 = 4,40\%.$$

On remarque que la puissance utile diminue de 18,27 % mais le rendement thermique diminue aussi à peu près de 4,40% à cause des pertes.

IV.2. Centrale thermique de M'sila :

IV.2.1. Présentation de la centrale de M'sila :

La centrale de M'sila est située à 7 Km à l'ouest de M'sila sur l'axe routier M'sila Ouled Mansour. Sa superficie est de 63 hectare, le premier groupe de la centrale été mis en service en novembre 1981 et la mise en service totale en 1986. La centrale est constituée par trois types groupements appelés:

- ☞ M'SILA 1 : compose de 02 turbo alternateurs de type 5001P de puissance de 23 MW, qui fonctionnent soit au gaz soit au fuel.
- ☞ M'SILA2 : compose de 03 turbo alternateurs de type 9001E de puissance 110 MW chacun, qui ne fonctionnent qu'au gaz.
- ☞ M'SILA3 : compose de 02 turbo alternateurs géants de puissance 215 MW jusqu'à 285MW qui fonctionnent soit au gaz soit au fuel. Comme le montre le tableau suivant :

Centre	Groupe	Puissance (MW)	Production électricité (KV)
M01	02 groupes	23 à 25	11
M02	03 groupes	110	11,5
M03	02 groupes	215 à 285	19
Totale	16 groupes	968 à 1112	193,5

Tableau IV.4. Description de la centrale de M'sila[25]

IV.2.2.Caractéristiques générales de la centrale de M'sila :

- ☞ 02 turbines de 23 à 25 MW.
- ☞ 03 turbines de 110 MW
- ☞ 02 turbines de 225 MW.
- ☞ 03 postes à gaz.
- ☞ 02 tanks fuel de 10 000 m³.
- ☞ 02 tanks eau (réseau anti-incendie)
- ☞ 02 ateliers maintenance général.

IV.2.3.Organigramme de la centrale de M'sila :

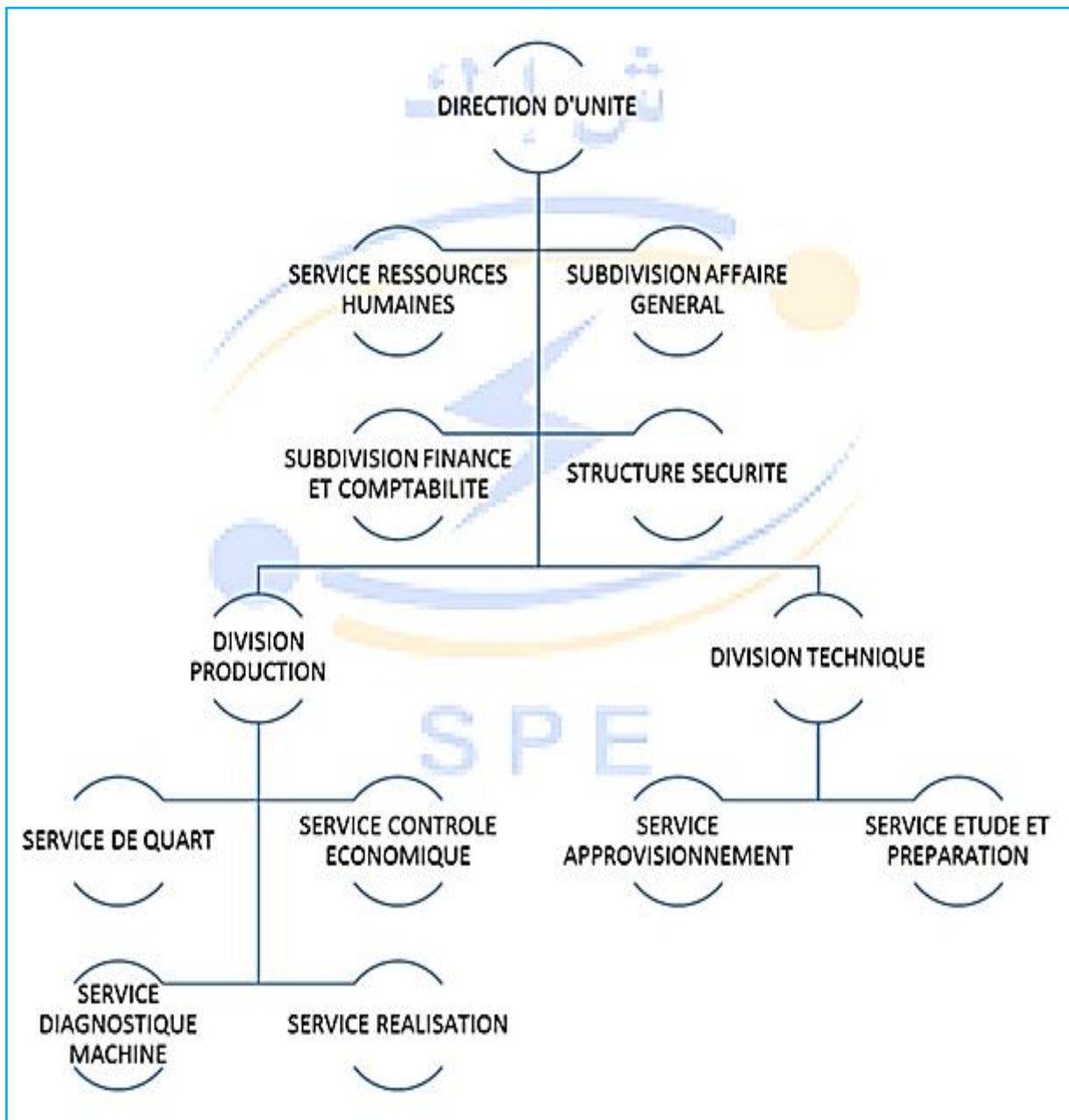


Fig.IV.7. Organigramme de la centrale de M'sila [25]

IV.2.4.Personnel :

Le personnel de la centrale de M'sila est composé de :

Cadres	Agents maîtrises	Agents exécution
53	77	40

Tableau IV. 5. Personnel de la centrale de M'sila. [25]

IV.2.5. Description des structures des services :

Direction d'unité	Service ressources humaines	Subdivision affaire général	Subdivision finances et comptabilité
-Directeur de centrale -Secrétaire de la direction	-Un chef service -Deux charges d'études -Deux agents gestion personnel principal	-Un chef de subdivision -Deux agents gestion moyens -Un standardiste -Un infirmier -Un chef de groupe parc (chauffeurs VL, PL, mécanicien autos convoyeur)	-Un chef subdivision finances et comptabilité -Un chargé d'étude -Un comptable principale -Un comptable -Un agent gestion règlement caissier
Structure sécurité	Division production	Division technique	Service contrôle économique
-Un chef principal HSE -Deux charges de sécurité -Ingénieur HSE -Technicien HSE	-Les heures de travail d'une journée sont divisées sur trois équipes -Équipes du matin travaille de 06 :00h à 13 :00h -Équipes de l'après-midi travaille de 13 :00h à 20 :00h -Équipes du nuit travaille de 20 :00h à 06 :00h -Chaque équipe travail quatre jours la nuit, quatre jours après-midi, quatre jours le matin, et se repose quatre jours.	-Un chef service d'approvisionnement -Un chargé d'études -Un technicien principal achat -Un technicien acheteur -Un acheteur -Un chef de section gestion de stocks -Agent de gestion de stock -Un magasinier principal -Deux magasiniers	-Un chef de service(C/E) -Deux techniciens principaux(C/E) -Deux techniciens (C/E)
Service diagnostique machine	Service étude et préparation	Service réalisation	Service diagnostique machine
-Chef de service -Deux technicien principal contrôle et Essai -Deux technicien contrôle et Essai -Un technicien principal contrôle Chimiste	-Ingénieur d'études mécanique -Ingénieur d'études électrique -Ingénieure d'études régulation automates -Établir et traiter les demandes matérielles -Ingénieur d'études	-Section régulation -Section électromécanique -Section automates	-Chef de service -Deux technicien principal contrôle et Essai -Deux technicien contrôle et Essai -Un technicien principal contrôle Chimiste

Tableau IV. 6. Structure des services. [25]

IV.2.6. Application (cycle combiné avec calcul de chaudière de récupération) à la centrale de M'sila :

L'installation à étudier est schématisée ci-dessous :

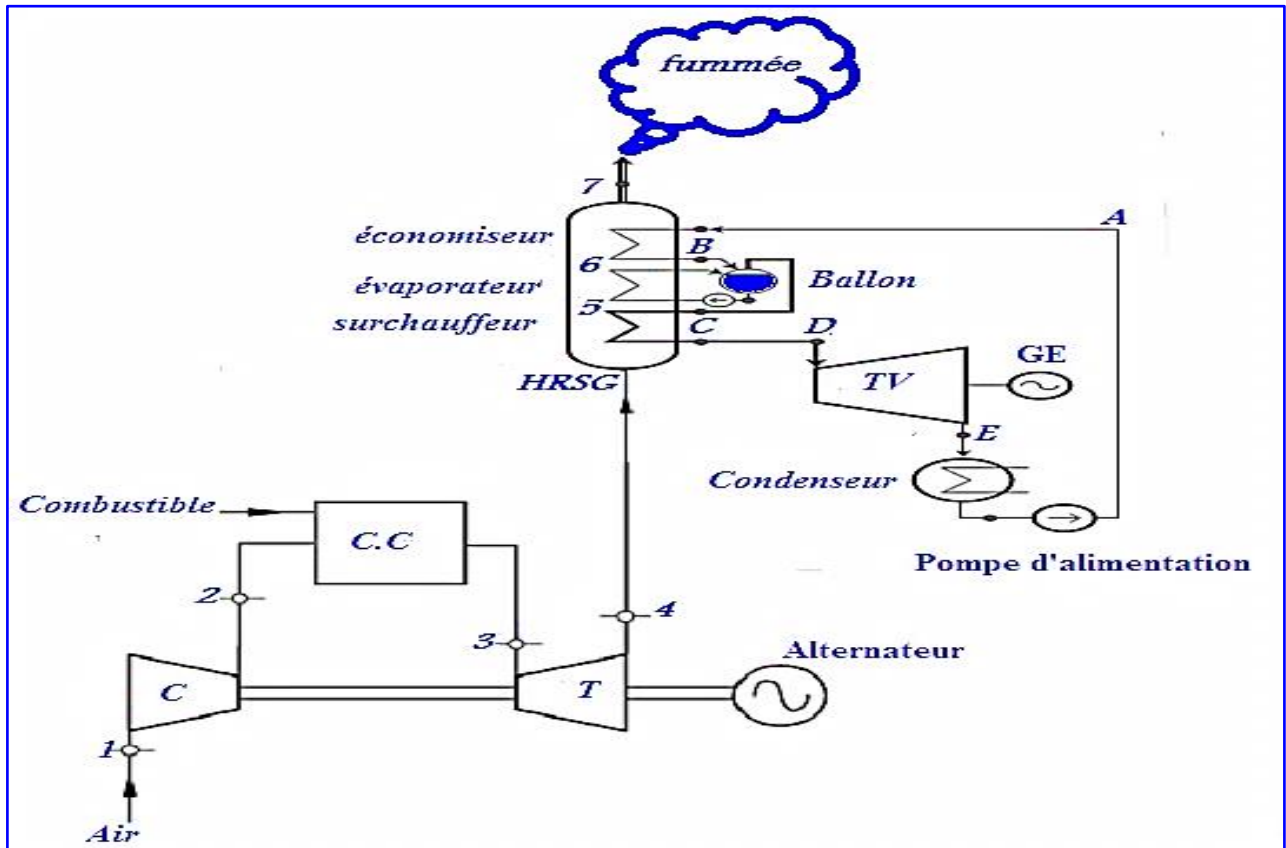


Figure IV.8. Schéma d'installation d'un cycle combiné gaz-vapeur. [28]

Caractéristique de la centrale :

Température d'arrêt entrée au compresseur : $T_{1i}=288,15K$.

Pression d'arrêt entrée au compresseur : $P_{1i}=1.013bar$.

Température d'arrêt sortie du compresseur : $T_{2i}=690,15K$

Taux de compression $P_{2i}/P_{1i}=18$

Le débit d'air est $\dot{m}_a = 631,14kg/s$

On prendra pour l'air $\gamma=1,4$ et $C_P = 1005 (J/kg.K)$.

Température à l'entrée de turbine $T_{3i} = 1518,15K$

La perte de charge entre la sortie du compresseur 2 et l'entrée de turbine 3 est $\Delta P_i/P_{2i} = 5\%$.

La perte de charge entre la sortie de la turbine 4 et la chaudière de récupération 7 est $\Delta P_i/P_{4i} = 5\%$ également.

Rendement à l'isentrópique de la turbine à gaz $\eta_d = 0.87$.

Pour les gaz brûlés on prendra $\gamma=1,33$ et $C_p = 1100(\text{J}/\text{Kg.K})$

La pression en point 7 est égale à la pression en point 1 soit $P_{7i}=1.013\text{bar}$.

La température en sortie de la Turbine de détente à l'entrée de chaudière) est $T_{4i}=843,15\text{K}$.

Pour les calculs entre les points 2 et 3 on prendra une valeur moyenne :

$C_{p\text{ moy}} = 1052.5 \text{ J}/\text{Kg.K}$.

Le pouvoir calorifique inférieur du carburant (gaz naturel GN) est $\text{PCI}=44821,9\text{KJ}/\text{Kg}$

On suppose que l'énergie coté fumées est intégralement transmise coté vapeur.

L'eau arrive dans la chaudière de récupération à :

$T_{Ai} = 40^\circ\text{C}$ et

$P_{Ai} = 50 \text{ bar}$.

La vapeur produit a les caractéristiques suivantes à l'entropique :

Température $T_{Di} = 500^\circ\text{C}$.

Pression $P_{Di} = 50 \text{ bar}$

Le pincement dans la chaudière est : $\Delta T_{\text{pin}} = 10^\circ\text{C}$.

La turbine à vapeur a un rendement par rapport à l'isentropique : $\eta_d = 0.86$.

La pression au condenseur est $P_{Ei} = 0.06 \text{ bar}$.

Calculer :

1. Le rendement isentropique du compresseur.
2. La puissance absorbée par le compresseur.
3. Taux de détente dans la turbine.
4. Température en sortie turbine T_{5i}
5. La Température à la chambre de combustion.

On pourra négliger pour ce faire le débit de carburant dans le bilan.

6. Le débit de carburant \dot{m}_{GN} .
7. La puissance fournie par la turbine.
8. La puissance de la turbine à gaz.
9. Le rendement de turbine à gaz.
10. Le débit de vapeur \dot{m}_e .
11. La puissance récupérée par la vapeur dans la chaudière.
12. La Température de sortie dans la fumée de la chaudière.

13. La puissance fournie par la turbine à vapeur.

14. Le rendement du cycle combiné.

Calculs énergétiques de la centrale du cycle combiné:

1. Le rendement isentropique du compresseur :

Pour une évolution isentropique on a : $T_{2is} = T_{1i} \left[\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288,15(18)^{0,2857} = 658,03 \text{ K}$.

Le rendement de compresseur par rapport à l'isentropique est donc: $\eta_c = \frac{(T_{2is}-T_{1i})}{(T_{2i}-T_{1i})} = \frac{(658,03-288,15)}{(690,15-288,15)} = 0,92$.

2. La puissance absorbée par le compresseur :

$P_c = \dot{m}_a c_p (T_{2i} - T_{1i}) = 631,14 \cdot 1005 \cdot (690,15 - 288,15) = 254,98 \text{ MW}$.

3. Taux de détente dans la turbine :

Compte tenu de la perte de charge dans la chambre en point 3 et $\frac{P_{2i}}{P_{1i}} = 18$

$P_{3i} = 0,95 \cdot P_{2i} = 0,95 \cdot 18 \cdot 1,013 = 17,32 \text{ bar}$.

En point 3 compte tenu de la perte de charge dans la chaudière ($P_{\text{Chaudière}} = P_{\text{atmosphérique}}$)

On a:

$P_{4i} = \frac{P_{3i}}{0,95} = \frac{17,32}{0,95} = 18,23 \text{ bar}$.

Taux de détente est donc: $\frac{P_{3i}}{P_{4i}} = 16,24$.

4. Température en sortie turbine T_{4i} : Pour une détente à l'isentropique on aurait :

$T_{4is} = T_{3i} \left[\frac{P_{4i}}{P_{3i}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1518,15 \cdot \left[\frac{18,23}{17,32} \right]^{0,33/1,33} = 760,13 \text{ K}$.

Le rendement de la turbine par rapport à l'isentropique étant: $\eta_d = \left(\frac{T_{3i}-T_{4i}}{T_{3i}-T_{4is}} \right)$

On déduit la valeur de T_{4i} :

$$T_{4i} = T_{3i} - \eta_d (T_{3i} - T_{4is}) = 1518,15 - 0,87(1518,15 - 760,13) = 858,67 \text{ K}$$

5. Le débit de carburant m_{GN} :

En tout rigueur, il conviendrait de faire un calcul de combustion pour un calcul approché, on peut considérer que l'énergie du carburant est transmise à l'air entre la température d'entrée et sortie chambre.

On a donc : $m_{GN} \cdot PCI = m_a c_{p\text{moy}} (T_{3i} - T_{2i})$.

D'où :

$$P_{GN} = \frac{m_a c_{p\text{moy}} (T_{3i} - T_{2i})}{PCI} \Rightarrow P_{GN} = \left(\frac{631,14 \cdot 1052,5 (1518,15 - 690,15)}{44821,9 \cdot 10^3} \right) \Rightarrow P_{GN} = 12,27 \text{ Kg/s}$$

6. La puissance fournie par la turbine:

Le débit de gaz brûlés qui passe dans la turbine est la somme du débit d'air et du débit de carburant :

$$m_f = m_a + m_{GN}$$

La puissance fournie par la turbine est donc :

$$P_d = \dot{m}_f c_{pf} (T_{3i} - T_{4i}) = (631,14 + 12,27) * 1100 * (1518,15 - 858,67) = 466,74 \text{ MW}$$

7. La puissance de la turbine à gaz :

$$P_{TG} = P_d - P_C = 466,74 - 254,98 = 211,76 \text{ MW.}$$

8. rendement de turbine à gaz :

La puissance apportée par le combustible gaz naturel est :

$$P_{GN} = P_{GN} * PCI = 12,27 * 44821,9 * 10^3 = 549,96 \text{ MW}$$

9. Le rendement:

$$\eta_{th} = \frac{P_{TG}}{P_{GN}} = \frac{211,76}{549,96} = 38,50\% \text{ (avec pertes)}$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{TG}}{P_{GN}} = \frac{223,5}{549,96} = 40,63\% \text{ (sans pertes)}$$

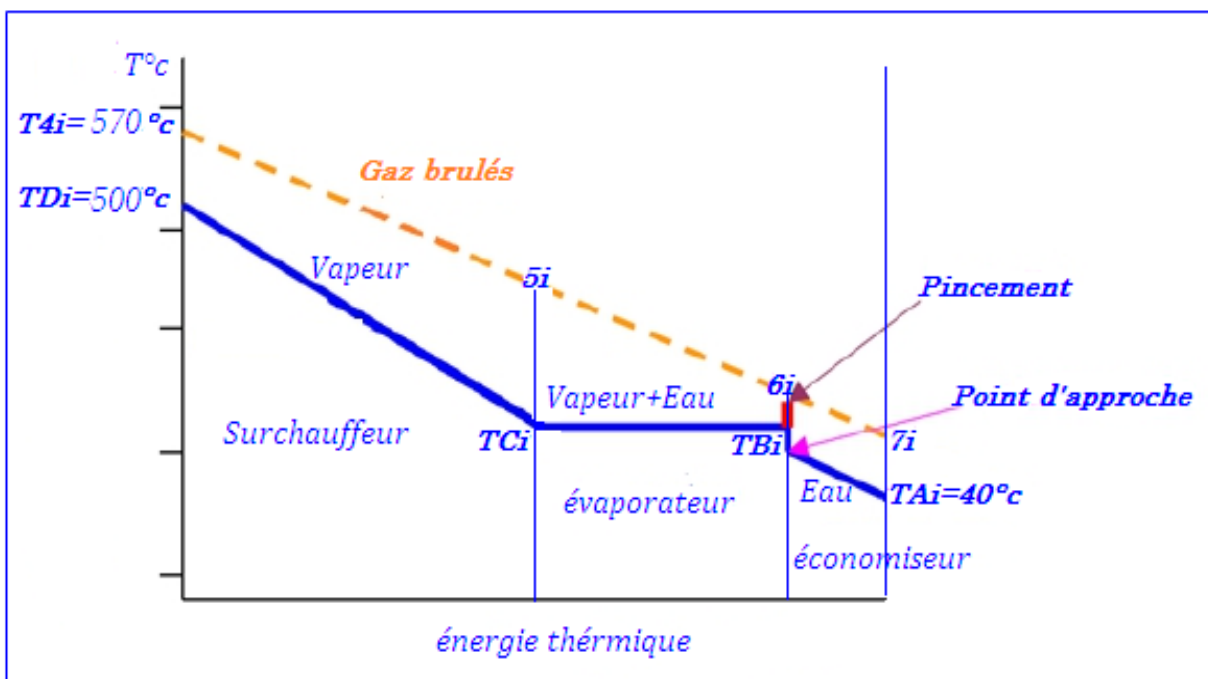


Figure IV.9.L'échange thermique dans la chaudière de récupération. [16]

La température et la pression sont connues aux points Ai et Di .on peut donc compléter le tableau suivant grâce à la lecture d'une table de la vapeur d'eau ou d'un diagramme de Mollier.

Paramètres/points	Ai	Bi	Ci	Di
Pi (bar)	50	50	50	50
Ti (°C)	40	264	264	500
Hi (KJ/Kg)	171,9	1154,5	2794,2	3433,7

Le pincement étant fixé à 10 °C la température T_{6i} coté fumée, se déduit de la température coté Eau T_{Bi} :

$$T_{6i} = T_{Bi} + \Delta T_{\text{pincement}} = 264 + 10 = 274^\circ\text{C}$$

10. le débit de vapeur :

Il est maintenant possible de faire un bilan thermique de l'ensemble évaporateur surchauffeur :

$$\dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Bi}) = \dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{6i})$$

Qui nous permet de déduire le débit de vapeur dans l'installation :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{6i})}{(h_{Di} - h_{Bi})} = \frac{(631,14 + 12,27) * 1,1 * (570 - 274)}{(3433,7 - 1154,5)} = 91,91 \text{ Kg/s}$$

11. Puissance récupérée par la vapeur dans la chaudière :

$$P_{ch} = \dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Ai}) = 91,91 * (3433,7 - 171,9) = 299,79 \text{ MW}$$

12. La température T_{7i} de sortie dans la fumée de la Chaudière:

Le bilan thermique de la chaudière permet d'accéder à la température T_{7i} :

$$P_{ch} = \dot{m}_f * C_{Pf} * (T_{4i} - T_{7i})$$

Soit:

$$T_{7i} = T_{4i} - \frac{P_{ch}}{\dot{m}_f * C_{Pf}} = 570 - \frac{299,79 * 10^6}{643,41 * 1,1 * 10^3} = 146,41^\circ\text{C}$$

13. Puissance fournie par la turbine à vapeur:

On pourrait tracer la détente isentropique ($D_i - h_{is}$) dans un diagramme de mollier et on a la pression au condenseur est connue : $P_{Eis} = 0,06 \text{ bar}$.

On lirait $h_{Eis} = 2140 \text{ KJ/Kg}$.

Le rendement par rapport à l'isentropique de la turbine à vapeur est connu $\eta_d = 0,85$. On peut donc

en déduire l'enthalpie du point Ei ; h_{Ei} et donc la puissance de la turbine. $\eta_d = \left(\frac{h_{Di} - h_{Ei}}{h_{Di} - h_{Eis}} \right)$.

Soit:

$$h_{Di} - h_{Ei} = \eta_d (h_{Di} - h_{Eis}) \Rightarrow h_{Ei} = 3433,7 - 0,85(3433,7 - 2140)$$

Où :

$$h_{Ei} = 3433,7 - 1099,645 = 2334,055 \text{ KJ/Kg}$$

D'où :

$$P_{TV} = \dot{m}_e * (h_{Di} - h_{Ei}) = 91,91 * (1099,645) = 102,25 \text{ MW.}$$

14. Rendement du cycle combiné:

$$\eta_{cc} = \left(\frac{P_{TG} + P_{TV}}{P_{GN}} \right) = \left(\frac{211,76 + 102,25}{549,96} \right) = 56,88\% \text{ avec pertes}$$

$$\eta_{cc} = \left(\frac{P_{TG} + P_{TV}}{P_{GN}} \right) = \left(\frac{223,5 + 102,25}{549,96} \right) = 59,23\% \text{ sans pertes}$$

Données du constructeur	
Caracteristiques	T₁ = 15 (°C)
T₂ k	690,15
T₃ k	1518,15
T₄ k	851,15
PCI (kj/kg)	44821,9
\dot{m}_{air} (kg/s)	632,14

Tableau (IV.7) Paramètres du constructeur pour la centrale de M'sila. [25]

Paramètres	Cycle à gaz	Cycle combiné
Puissance	$P_u = 211,76 \text{ MW}$	$P_u = 314,01 \text{ MW}$
Rendement	$\eta_g = 38,5\%$	$\eta_{cc} = 56,88\%$

Tableau (IV.8) :Comparatif entre un cycle à gaz et un cycle combiné.

IV.2.7. Interprétation du résultat :

On constate à travers ces résultats que le calcul énergétique du cycle à gaz simple de m'sila ainsi le calcul du cycle combiné proposé pour la centrale de m'sila ont aboutis aux résultats suivants :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{314,01 - 211,76}{211,76} = 48,33\%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{56,88 - 38,5}{38,5} = 46,73\%$$

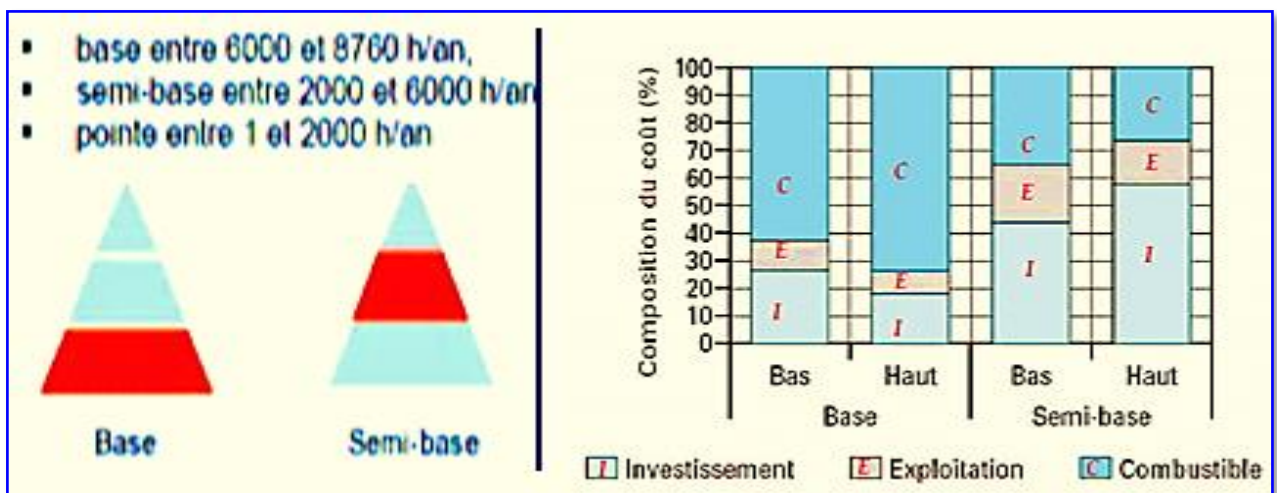
Montre que la puissance utile et le rendement produite par la centrale ont augmenté de de **32,56%** et le rendement de **32,31%** pour une même consommation spécifique.c'est pour cette raison qu'on peut dire que le CC est la meilleur solution au amélioration qu'on peut opter pour la centrale de m'sila. Ces résultats nous encourage à détaillé l'étude de cette amélioration on proposant de faire une étude économique.

IV.3.Etude économique d'une centrale à cycle combiné : Dans le but de déterminer le coût de production de chaque filière (CC, CG), on a analysera le cycle à gaz et le cycle combiné en tenant en compte des paramètres énergétiques et économique nécessaires à la comparaison entre les deux cycles. Le meilleur compromis et la stratégie de développement à proposer serrant déterminé selon un coût paramétré de l'énergie consommée.

On sait que le coût de production en kWh est défin par : $C = \frac{\Sigma \text{somme des dépenses actualisées}}{\Sigma \text{somme de la production annuelle}}$

Avec somme des dépenses actualisées = investissement+ exploitation+ combustible.

Cette équation montre bien que pour minimiser le coût de production du kWh il faut augmenter l'énergie électrique produite et prendre en considération le meilleur compromis entre le rendement et la puissance installée. Ces éléments varient selon le type de cycle utilisé.La figure (IV.5) montre l'influence du prix du combustible dans le coût de production d'une installation de cycle combiné (turbine à gaz plus turbine à vapeur).



FigureIV.10.Composition du coût de production d'un KWh d'un cycle combiné. [26]

IV.3.1.Calcul économique du cycle à gaz :

À présent on calcule le coût de production de KWh pour chaque rapport de compression à savoir la consommation d'énergie et la production d'énergie électrique. On détermine enfin le coût

minimum et les paramètres du cycle correspondants ainsi que les courbes de variation du coût en fonction de la puissance, du rendement et du prix du gaz naturel.

Procédure de calcul :

Données :

coût total de l'installation par unité de 200 MW	77.500.000 USD (année 2000)
durée de vie de l'installation	20 années
prix du combustible sur le marché ALGERIEN	0,0788 DA/kWh
prix du combustible sur le marché mondial	De 4 à 12 USD /Million de BTU
coût d'exploitation	0.2959 DA / kWh
taux d'échange monétaire	1 US Dollar = 72 DA (mai 2009)

Tableau IV.9. Données de calcul économique cycle à gaz. [26]

Calcul du coût de production :

En premier lieu, on calcule la quantité d'énergie thermique fournie annuellement à la Turbine à gaz :

$$Q_{ga} = PCI * D_{gT} * 24 * 365 = 44821,9 * 12,27 * 24 * 365 = 4817690886 \text{ (KWh/an)} \dots\dots\dots (A)$$

$$D_g: \text{débit de gaz} = 12,27 \frac{Kg}{s}$$

$$PCI: \text{Pouvoir calorifique inférieur du carburant} = 44821,9 \frac{Kj}{Kg}$$

On calcule ensuite le coût annuel du combustible délivré au cycle à gaz:

$$F = \text{prix du combustible (DA/KWh)} * Q_{ga} \text{ (KWh /an)}$$

$$F = 0,0788 * 4817690886 = 379634041,8 \left(\frac{DA}{an}\right) \dots\dots\dots (B)$$

$$E_{et} = P_T * 24 * 365 = 200 * 10^3 * 24 * 365 = 1752 \text{ millions (KWh)} \dots\dots\dots (C)$$

E_{et} : coût de production annuelle

$$P_T: \text{La puissance de la TG} \Rightarrow P_T = W_g * D_g$$

En négligeant le coût temporel de l'argent, le coût d'installation par année est simplement donné par la relation :

$$C_i = \frac{\text{coût total de l'installation}}{\text{la durée de vie de l'installation}} = \frac{5580 * 10^6}{20} = 279 \text{ millions} \left(\frac{DA}{an}\right) \dots\dots\dots (D)$$

Coût de production est donné par la relation suivante :

$$C = \frac{F+C_i}{E_{et}} + E_x \left(\frac{DA}{KWh} \right) = \frac{379634041,8+279*10^6}{1752} + 0.2959 = 0,6718 \left(\frac{DA}{KWh} \right) \dots\dots\dots(E)$$

Où E_x est le coût d'exploitation par KWh, on emmagasine toutes les valeurs du coût de production, puis on détermine la valeur minimale de cette dernière et les paramètres correspondants du cycle à gaz.

IV.3.2.Calcul économique du cycle combiné :

À présent on calcule le coût minimum de production de KWh en utilisant les paramètres énergétique du cycle combiné on évalue la quantité du GN économisée afin de pouvoir comparer Économiquement les deux cycles étudiés.

Procédure de calcul :

Données :

Coût de la centrale totale de 800MW	545 MUSD (année 2004)
Durée de vie de l'installation	20année
Prix du combustible sur le marché Algérien	0.0788DA/KWh
Prix de combustible sur le marché international	De 4 à 12 USD/Million de BTU
Coût d'exploitation annuel	0,5918DA/KWh
Taux d'échange USD/DA	1USD=72DA (mai 2009)

TableauIV.10.Données de calcul économique cycle combiné. [26]

Calcul du coût de production :

Calcul du coût de production :

En premier lieu, on calcule la quantité d'énergie thermique fournie annuellement à la Turbine à gaz :

$$Q_{ga}=PCI*D_{gT} * 24 * 365 = 44821,9.12,27.24.365 =4817690886(KWh/an) \dots\dots\dots (F)$$

$$D_{gT}: \text{débit de gaz totale de la centrale} = 12,27 \frac{Kg}{s}$$

$$PCI: \text{Pouvoir calorifique inférieur du carburant} = 44821,9Kj/Kg$$

On calcul en suite le coût annuel du combustible délivre au cycle à gaz:

$$F= \text{prix du combustible (DA/KWh)} * Q_{ga} \text{ (KWh /an)}$$

$$F= 0, 0788. 4817690886=375779889, 1 \left(\frac{DA}{an} \right) \dots\dots\dots (G)$$

On calcule la quantité de l'énergie électrique produite pendant une année :

$$E_{et} = P_T * 24 * 365 = 800 * 10^3 * 24 * 365 = 7008 \text{ millions (KWh)} \dots\dots\dots (H)$$

$$P_T: \text{ La puissance totale de la TG } \Rightarrow P_T = W_g * D_g$$

En négligeant le coût temporel de l'argent, le coût d'installation par année est simplement donné par la relation :

On a le coût total de l'installation $545 * 10^6 * 72 = 39240 \text{ millions DA}$

$$C_i = \frac{\text{coût total de l'installation}}{\text{la durée de vie de l'installation}} = \frac{39240 * 10^6}{20} = 1962 \text{ millions } \left(\frac{DA}{an} \right) \dots\dots\dots (I)$$

Le coût de production est donné par la relation suivante[1] :

$$C = \frac{F + C_i}{E_{et}} + E_x \left(\frac{DA}{KWh} \right)$$

$$C = \frac{375779889,1 + 1962 * 10^6}{7008 * 10^6} + 0,5918 = 0,9253 \frac{DA}{KWh}$$

$$= 0,9253 \left(\frac{DA}{KWh} \right) \dots\dots\dots (J)$$

Où E_x est le coût d'exploitation par KWh .on emmagasine toutes les valeurs du coût de production puis on détermine la valeur minimale de cette dernière et les paramètres correspondants du cycle combiné.

IV.3.3.Comparaison entre le cycle à gaz et le cycle combiné :

	Cycle à gaz de (200x4) MW	Cycle combiné de (400x2) 800MW
Investissement,DA/an	279 millions x4	1962 millions x 2
Exploitation,DA/KWh	0,2959 x 4	0,5918 x 2
Coût total de production DA/KWh	0,6718 x 4	0,9253 x 2
Energie consommée par année KWh	4817,69millions x 4	4817,69millions x 2

TableauIV.11.Comparaison économique entre le cycle à gaz et le cycle combiné.[27]

La comparaison entre le cycle à gaz et le cycle combiné consiste à examiner le coût de production de KWh et la quantité de gaz naturel consommé par chaque filière. Comme le montre le tableau IV.7, ci-dessus. On remarque que pour un coût de combustible de **0,0788 DA/KWh**, le coût de production du cycle combiné est plus cher que celui d'un cycle à gaz, car le prix du gaz naturel est bas et le prix d'investissement plus coûteux, mais le plus important est que le cycle

combiné de **800MW** consomme moins de combustible que le cycle à gaz pour la même puissance installée, **4817,69 millions** que le cycle à gaz pour une puissance de **200MW**, ce qui explique le coût de combustible est réduit par KWh. Et son rendement plus élevé atteint jusqu'à **56,88%** que cycle à gaz **38,5%**.

Le but de cette comparaison entre le Cycle combiné et le cycle à gaz afin de déterminer les coûts de production du KWh, mais l'évaluation du taux de gaz naturel économisé avec son prix dans le marché mondial nous montre que le bénéfice que fera Sonatrach est supérieur à la perte que subit Sonelgaz, d'où l'intérêt d'utiliser les cycles combinés comme une stratégie de développement plus bénéfique pour le partenariat Sonelgaz/Sonatrach, donc pour l'Algérie. L'utilisation de coûts administrés excessivement bas dénature le bien fondé des décisions économiques prises, et qui pour l'instant favorisent le cycle à gaz à bas coût d'investissement.

Conclusion :

Dans la première partie du présent chapitre, nous signalons tout d'abord le point le plus important qui est le stage de 10 jours effectué à la centrale de SKS (Skikda) et qui nous a permis d'approfondir nos connaissances pratiques en organisation, contrôle et optimisation du fonctionnement de ce type de centrale électrique. Les consultations fructueuses avec le personnel qualifié de la centrale SKS nous a permis aussi d'avoir les caractéristiques techniques de la centrale (caractéristiques des fumées à la sortie de TG, température à la sortie de la chambre de combustion,), Ces caractéristiques sont à la base de nos calculs énergétiques de la centrale SKS.

Les résultats du calcul du cycle combiné et celui de l'essai à l'état neuf de la centrale, nous ont permis de conclure que pour atteindre le rendement du cycle combiné (56%) il faut bien estimer les pertes de chaque élément constituant de la centrale pour pouvoir diminuer ou éliminer ces pertes en proposant des améliorations. Par ce que d'après la littérature on peut atteindre des rendements de plus de 60% pour un cycle combiné.

Dans la deuxième partie de ce chapitre est réservée aux calculs énergétiques comparatifs du cycle à gaz simple de la centrale de M'Sila et du cycle combiné proposé à l'installation dans la centrale de M'Sila. Ce calcul a abouti à des résultats encourageants ou on a remarqué que la

puissance utile et le rendement de la centrale est augmenter de 1/3 pour presque une même consommation spécifique.

La troisième est réservée exclusivement à l'étude économique comparatif du cycle a gaz via le cycle combiné, a abouti aussi à des résultats encourageantes en consolidant la proposition d'amélioration c'est à dire faire convertir les cycles à gaz en Algérie à des cycles combinés. On remarque que pour un coût de combustible de 0,302 USD/MMBTU, le coût de production du cycle combiné est plus cher que celui d'un cycle à gaz, car le prix du gaz naturel est bas et le prix d'investissement plus coûteux ; mais le plus important est que le cycle combiné consomme moins de combustible que le cycle à gaz pour la même puissance installée.

L'algerie dont le présent et l'avenir des générations futures dépendent de l'utilisation rationnelle de l'énergie devrait veiller à la meilleur conservation de ses ressources énergétiques et de ne produire et consommer que le strict nécessaire.

A cet effet on recommande :

- 👉 L'utilisation des cycles combinés comme stratégie de développement des centrales de production d'énergie électrique afin de satisfaire la demande croissante.
- 👉 La rénovation des anciennes installations à gaz par les cycles combinés.
- 👉 Une valorisation de la tarification interne de l'énergie (electricité,gaz,carburant...) à un prix proche des cours mondiaux afin de réduire le gaspillage.
- 👉 Une coopération et une démarche intégrée entre Sonatrach et Sonelgaz afin d'assurer un meilleur usage des ventes de l'énergie pour le développement à long terme et la satisfaction de la demande interne en energie.

CONCLUSION

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). Et pour mieux cadrer ces objectifs, nous avons partagé ce présent travail en quatre parties essentielles :

La première partie est réservée à l'étude bibliographique comparative des différentes centrales électriques et qui nous a permis de dire que la centrale à cycle combiné (CGV) est la solution idéale à court terme pour répondre à la demande croissante de l'électricité en Algérie est cela pour plusieurs raisons : Technologique, combustible, environnementale et rendement.

Dans la deuxième partie on a présenté une étude théorique comparative entre deux cycles à gaz et à vapeur, nous a permis de dire que la turbine à gaz est la mieux adaptée pour répondre à la demande d'électricité pour notre pays vue les avantages qu'elle nous procure : combustible, puissance et rendement fournis. Seulement on peut améliorer ces avantages si on combine les deux cycles CG et CV

La troisième est consacrée à expliciter le principe de fonctionnement du cycle combiné (CGV) : on peut dire 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.

La quatrième est réservée à la description des centrales SKS et celle de M'Sila où on a mis en évidence la visite effectuée à ces centrales ainsi les consultations avec leurs personnels qualifiés qui nous a permis d'acquérir des connaissances pratiques (organisationnelle, d'optimisation et de contrôle) sur la technologie de ces centrales. Dans cette partie aussi on a fait une étude énergétique et économique des cycles combinés via le cycle à gaz. Les résultats étaient encourageants : le rendement du

Conclusion Générale

cycle combiné est de 56,88% au lieu 38,5% pour un cycle à gaz simple (de M'Sila), l'étude économique révèle l'avantage du CC par rapport au CG simple en terme de coût de production. Donc nous soutenons vivement les perspectives de conversion des centrales à turbines gaz existantes en cycles combinés.

Comme on a remarqué qu'il faut tenir en compte des pertes déduites par chaque élément constituant (compresseur, chambre de combustion, turbine, chaudière de récupération, condenseur, pompe d'alimentation,...) pour connaître le rendement de la centrale à cycle combiné comme en la fait pour la centrale de SKS ou on a obtenu un rendement de 51,76%.

Pour diminuer ces pertes et améliorer ainsi le rendement, il faut maîtriser la technologie de ces centrales surtout pendant la phase d'optimisation et de dimensionnement de chaque élément constituant la centrale à CC. C'est dans ce but que nous proposons pour les prochains PFE d'approfondir plus dans les méthodes d'optimisation énergétique est économique pour que ces centrales restent plus compétitives.

Bibliographie

- [1]: Trick Strzora, Gilles Petitjeau, les moyens de production d'énergie électrique et thermique 2014
- [2]: Commission européenne, «Technology Map of the European Strategic Energy Technology Plan,» 2011.
- [3]: NREL, «Cost and Performance Assumptions for Modeling Electricity Generation Technologies,» 2010.
- [4]: EDF, «Les TAC, une production de pointe,» 2012.
- [5]: EDF PEI, «Pointe-Jarry, une nouvelle centrale électrique pour la Guadeloupe,» 2011
- [6]: V. Krystell, «La centrale biomasse de Rennes redonne vie aux déchets de bois,» France 3 Bretagne, 13 janvier 2014.
- [7]: ADEME, «ITOM : Les Installations de Traitement des Ordures Ménagères en France, Résultats 2010,» 2012.
- [8]: SITA, «Installation de Stockage de Déchets Non Dangereux de la Butte Bellot - Rapport d'activité 2010» .
- [9]: RECORD, «Techniques de production d'électricité à partir de biogaz et de gaz de synthèse,» 2009.
- [10] : Bretagne Environnement, «Les chiffres clés de l'énergie en Bretagne : Edition 2012».
- [11] : ENEA Consulting, «Les énergies marines renouvelables : Enjeux et solutions techniques» 2012.
- [12] : RTE, «Bilan électrique 2012 de la région Bretagne» 2013.
- [13] : Système Off Grid, «Photovoltaïque : les indicateurs de rendement et de performance,» 2012.
- [14] : Eropé Aid /123009/D/SER/Multi, rapport définitive , Action 13-Recensement d'une liste de projets d'infrastructure juin 2010.
- [15] : Doc SK SKIKDA, les notions de base d'une centrale à cycle combiné.
- [16]: Mémoire de magister Analyse des performances d'unités de production d'énergie cas de Turbine à gaz présenté par : Meziane Lila 30/10/2011 Boumerdes



ANNEXE

Bibliographie

- [17] : Mémoire de doctorat, Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion Bouam Abdellah.2009.
- [18] : Mémoire de MASTER Calcule optimale des soutirages dans Turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi r'mal) présenté par : Abdeljalil bériché 2013 Biskra.
- [19] : Charles KEMP, les technologies actuelles de production d'électricité année1999
- [20] : HAL, N El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel, Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur Feb 2017.
- [21] : Mémoire de magister Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les Performances d'une installation de turbine à gaz Présenté par : Malika AOUDACHE 2009 Boumerdes.
- [22] : Marie-Noëlle Dumont, Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération.
- [23] : Mémoire du master, calcule énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné, Chellig walid universite de M'sila 2012/2013
- [24] : BADI J, échange thermique Masson 1993 « BIB INSON ».
- [25] : Doc de M'sila, les documents de la centrale électrique de M'sila.
- [26] : Mémoire d'ingénieur d'État recherche d'un compromis conceptuel entre les critères de puissance et de rendement dans les cycles combinés présenté par : Mahdi rachiden 2009 Ecole Nationale Polytechnique.
- [27] : Le thème passage et comparaison entre l'ancienne et la nouvelle technologie apportée à la Turbine à gaz MS5002 Bréaliser par Boumad Brahim Salim Et Hallal Mouloud en 2006 boumerdes.
- [28] : HAL, Cycle thermodynamiques des machines thermiques Éric Gonçalvès da Silva, Jean Paul Thibault 2008.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Résumé:

Ce travail consiste en premier lieu à faire une analyse énergétique et thermodynamique de la centrale SKS à cycle combiné et de la centrale à gaz de M'sila, la demande d'énergie ne cesse de croître, alors que les ressources deviennent très chères, il est donc nécessaire d'améliorer les performances des installations thermiques

Mot clés: centrale électrique, Turbine à gaz, Turbine à vapeur, Cycle à gaz, Cycle combiné, Chaudière de récupération, Pincement, dimensionnement, efficacité, Perte de charge, centrale de M'sila. Centrale SKS (SKIKDA).

Summary:

This work involves, firstly, energy and thermodynamic analysis of the combined cycle SKS plant and the M'sila gas plant, the demand for energy is growing, and resources are becoming very expensive. It is therefore necessary to improve the Performance of the thermal installations.

Key words: power station, gas turbine, steam turbine, gas cycle, combined cycle, recovery boiler, pinching, dimensioning, efficiency, power station SKS (SKIKDA).

خلاصة القول:

يرتكز هذا العمل في المقام الأول على الطاقة وتحليل الحرارية لمحطة توليد الطاقة لدورات المركبة علي سبيل المثال محطة توليد الكهرباء سكيكدة SKS جنبا إلى جنب مع محطة توليد الطاقة مسيلة، لا يزال الطلب على الطاقة في النمو، في حين أن الموارد أصبحت مكلفة للغاية رغم ذلك لم يمنعهم من الوصول الي الهدف المنشود لإرضاء زبائنهم وتلبية طلباتهم
الكلمات الرئيسية : محطة توليد الكهرباء، توربينات الغاز، التوربينات البخارية، ودورة الغاز، الدورة المركبة، التحجيم، والكفاءة، محطة توليد الكهرباء سكيكدة. SKS