

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN DE CYCLE

MASTER

Domaine : Sciences et Technologie
Filière : Génie Mécanique
Parcours : Master
Spécialité : Énergétique

Thème

**Optimisation Energétique D'une Installation Industrielle Combinée
(TAG/TAV)**

Préparé par :

BELFEDAL YacineAbdelhay et FERKATOU Mohamed El Amine

Soutenu publiquement le : 22 / 06 / 2023, Devant le jury composé de :

Mme. BENARBIA.Djamila	Maître de Conférences "B"	(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M.MEKROSSI.Said	Professeur	(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M.KARAS. Abdelkader	Professeur	(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M.AKERMI.Nasreddine	Maître de Conférences "B"	(Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2022– 2023

Dédicaces

“

*Je dédie ce modeste travail :
A la mémoire de mon très cher grand-père,
A ma raison de vivre, d'espérer à ma source de courage à ceux que
j'ai de plus cher.
Ma grand mère, ma maman, mon papa Mes chères sœurs : Sarah
et asma Ma chère tante chérif Mes frères : abdellatif et aminé
Pour leur confiance et leur sacrifice sans limite, qu'ils trouvent ici
l'expression de ma plus profondément gratitude.
A mais cher ami Hmida et Abdelrahman
A tous mes amis.
A toute personne qui m'est chère, et à tous ceux que ma réussite
leur tient à cœur.*

”

- Yacine

“

*C'est avec une profonde gratitude et des mots sincères, que je
dédie ce modeste travail de fin de cycle à :*

*Mes chers parents ; qui ont sacrifié leur vie pour ma réussite. Que
Dieu leur prête bonheur et longue vie.*

Mon binôme : Yacine

*Tous mes amis les plus sincères sur tout l'équipe master ; tous ceux
que j'aime et qui m'aiment*

”

- Mohamed

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions notre dieu, le tout-puissant, qui nous a donné la force pour continuer nos études et arriver à ce niveau, ALHAMDOULILLAH. Nos remerciements les plus vifs s'adressent à notre encadreur Dr. AKERMI Nasreddine pour son aide et encourage pendant toute la période de réalisation de cette étude.

Nos sincères remerciements vont également aux chers membres du jury Mme.BENARBII Djamila, M.Mekrossi Said ,et M.Karas Abdelkader pour leur intérêt pour notre travail.

Nous tenons à remercier en premier lieu DIEU tout puissant qui nous a accordé la volonté et le courage pour mener à bien ce projet.enfin nos remerciement Nous voudrions remercier tous les professeurs de l'université qui nous ont enseigné pendant les cinq années et tous les employés de l'université.

Yacine & Mohamed

Table des matières

Dédicaces	I
Remerciements	III
Liste des figures	VII
Liste des tableaux	X
Nomenclature	XI
Introduction générale	1
I INSTALLATION INDUSTRIELLE : Turbine a gaz TAG -Turbine a vapeur TAV	3
I.1 Classification des turbomachines	4
I.1.1 Sens de l'échange d'énergie	4
I.1.2 Direction principale du tube de courant	4
I.1.3 Constitution des turbomachines	6
I.2 Turbine	7
I.2.1 Définition de la turbine	7
I.3 Turbine a gaz	8
I.3.1 Définition de la turbine à gaz	8
I.3.2 Historique de la turbine à gaz	8
I.3.3 Conversion d'énergie dans la turbine à gaz	9
I.3.4 Classification des turbines à gaz	9
I.3.5 Classification selon le mode de construction	9
I.3.6 Eléments principaux de la turbine à gaz	11
I.3.7 Applications des turbines à gaz	16
I.3.8 Cycle thermodynamique des turbines à gaz	16
I.3.9 Installation industrielle TAG	19
I.4 Turbine a vapeur :	26

I.4.1	Caractéristiques des centrales thermiques :	27
I.4.2	Moteurs à combustion externe (Chaudière plus turbine à vapeur) :	28
I.4.3	Cycles des installations motrices à vapeur :	29
I.4.4	Cycle de Hirn à resurchauffe :	34
I.4.5	Cycles supercritiques	38
II	Cycle Combiné (TAG/TAV)	41
II.1	Récupération de chaleur fatale	42
II.2	Générateur de vapeur à récupération de chaleur	42
II.3	Echangeur de chaleur tubulaire	43
II.3.1	Présentation d'un cycle combiné	44
II.3.2	Définition d'une centrale à cycle combiné :	44
II.3.3	Fonctionnement d'une centrale thermique classique	45
II.3.4	Fonctionnement d'une centrale à gaz à cycle combiné	45
II.3.5	Cycles combinés gaz et environnement	46
II.3.6	Rendement du cycle combiné	46
II.4	Présentation de la zone 3 «utilités»/Raffinerie d'Arziw RZ1A	47
II.4.1	Introduction de la zone 03 (utilités)	47
II.4.2	Unité 31 (production de vapeur et d'électricité)	48
II.4.3	Unité 32 (production de l'eau distillée)	50
II.4.4	Unité 33 (tour de refroidissement)	53
II.4.5	Système de contrôle du niveau de la tour de refroidissement :	54
II.4.6	Données techniques de circuit de réfrigération	55
II.4.7	Unité 35 (réception et distribution du fuel gaz)	55
II.4.8	Unité 36 (production d'air service et d'air instrument)	56
II.5	Présentation de la zone 19 «utilités»/Raffinerie d'Arziw RZ1A	57
II.5.1	U1300 : Tour de refroidissement	58
II.5.2	U1400 : Fuel gaz	58
III	Bilan énergétique d'une installation combinée TAG/TAV	60
III.1	Cycle thermodynamique	61
III.2	Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz :	62
III.2.1	Cycle théorique	62
III.2.2	Cycle réel de la turbine à gaz	63

III.2.3 Cycle réel simple de la turbine à gaz :	63
III.3 Méthode de calcul	64
III.3.1 Pour le cycle de Brayton	64
III.4 Solution pour l'amélioration du Rendement :	66
III.4.1 Méthode de calcul	67
III.5 Cycle Combinée :	69
III.6 Rendement :	69
III.6.1 Rendement Turbine à gaz :	70
III.6.2 Rendement Turbine à vapeur :	70
III.6.3 Rendement cycle combinée :	70
III.7 Calcul Thermodynamique	70
III.7.1 Cycle turbine à gaz :	70
III.7.2 Calcul du rendement thermique :	74
III.8 Cycle turbine à vapeur	75
III.8.1 Rendement de cycle combiné :	75
III.8.2 Calcul des paramètres pour chaque étage :	75
III.8.3 Rendement de cycle combiné :	77
IV Validation énergétique par THERMOPTIM	78
IV.1 Présentation de THERMOPTIM	79
IV.2 Applications pédagogiques	79
IV.3 Utilisation de THERMOPTIM pour l'étude de cycles de turbines à gaz	80
IV.4 Schéma industriel (TAG/TAV) généré par logiciel THERMOPTIM	80
IV.5 Étape de calcul par logiciel THERMOPTIM	81
IV.6 Travail recuperé par la turbine a vapeur TAV	83
IV.7 Estimation de la puissance électrique générée	84
Conclusion Générale	86
Références bibliographiques	I
III	Résumé

Table des figures

I.1	Machine axiale	4
I.2	Machine radial	5
I.3	Machine mixte	5
I.4	Compresseur centrifuge et axiale	6
I.5	Etage d'un compresseur.[18]	7
I.6	Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz[18]	8
I.7	Les étapes de la conversion de l'énergie [14]	9
I.8	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [22]	10
I.9	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [22]	11
I.10	Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz [15]	12
I.11	Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial	13
I.12	Schéma représente la directrice et la roue de turbine [19].	14
I.13	Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz [16]	15
I.14	Diagramme T-S du cycle thermodynamique de Brayton [16]	17
I.15	Cycle idéal (réversible) de Brayton [4]	17
I.16	Cycle de Brayton réel (irréversible) [13]	19
I.17	Schéma de principe d'une turbine à gaz) [17]	24
I.18	Section principales de la turbine (MS5001) [17]	24
I.19	Plan d'implantation du turboalternateur (SOM6622814)[17]	25
I.20	Plan d'implantation du turboalternateur (SOM6622814)[17]	26
I.21	Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur	29
I.22	Diagramme entropique de l'eau et cycle de Carnot dans le domaine diphasique liquide-vapeur.	31
I.23	Cycle de Rankine d'une installation motrice à vapeur et cycle de Carnot associé pour l'eau.[8]	33
I.24	Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de-Hirn, avec surchauffe	33

I.25	Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau	34
I.26	Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]	35
I.27	Schéma d'une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe	35
I.28	Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]	35
I.29	Cycle de Hirn à resurchauffe.[8]	36
I.30	Schéma d'une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe.	36
I.31	Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur	37
I.32	IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.[8]	38
I.33	Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]	38
I.34	Installation motrice à vapeur à cycle supercritique à deux resurchauffes.[8]	39
II.1	Générateur de vapeur à récupération de chaleur.[11]	42
II.2	Chaudière de récupération.[11]	43
II.3	Schéma d'un cycle combiné.[11]	44
II.4	fonctionnement d'une centrale classique.[3]	45
II.5	Principe de fonctionnement d'un cycle combiné.[3]	46
II.6	Échanges d'énergie dans un cycle combiné.[6]	47
II.7	zone 3.[RAZ1]	48
II.8	Unité 31 (production de vapeur et d'électricité).[RA1Z]	50
II.9	Evaporateur 32-B101.[RA1Z]	52
II.10	Evaporateur 32 _B 102.[RA1Z]	53
II.11	Tour de refroidissement 33E101.[RA1Z]	53
II.12	Unité 35(réception et distribution de fuel gaz).[RA1Z]	55
II.13	Unité 35(réception et distribution de fuel gaz).[RAZ1]	56
II.14	Unité 36 (production d'air service et d'air instrument).[RA1Z]	57
III.1	Schéma d'une installation énergétique à cycle combiné.	61
III.2	Schéma et cycle thermodynamique d'un cycle combiné.	62
III.3	Cycle idéal de Brayton dans le diagramme de P-V et dans le diagramme de T-S	63
III.4	Cycle réel détaillé de Brayton dans le diagramme de T-S	64
III.5	La combinaison thermodynamique théorique des cycles de Brayton et de Rankine dans un diagramme de T-S	67

III.6 Cycle de Rankine avec resurchauffe dans le diagramme de T-S	68
III.7 Combinaison théorique des cycles thermodynamique dans le diagramme T-S	69
IV.1 Schéma installation d'une turbine à gaz avec échangeur de récupération des gaz d'échappement.	80
IV.2 Récupérateur	81
IV.3 Pompe.	81
IV.4 récupérateur.	82
IV.5 Turbine a vapeur amount.	82
IV.6 Turbine a vapeur aval.	83
IV.7 La varitation du travail de en fonction du température du gaz brulé	83

Liste des tableaux

I.1	Couverture des besoins énergétiques mondiaux	26
III.1	Les résultats de calculs thermique	75

Nomenclature

Symboles latins

T	Température	k
P	Pression	bar
x_i	Fraction molaire	
V	Volume	m^3
v	Volume massique	m^3/kg
t	Temps	s
m	Masse	kg
Q	Chaleur	j ou cal
Q	Chaleur massique	$\frac{j}{kg}$ ou cal/kg
w	Travail	j ou cal
w	Travail massique	$\frac{j}{kg}$ ou $\frac{cal}{kg}$
Pu	Puissance	kw
q_m	Débit massique	kg/s
q_v	Débit volumique	m^3/s
n	Nombre de mole	mol
R	Constante des gaz parfaits	$j/kg.k$
U	Énergie interne	j ou cal
C	Capacité calorifique massique	$j/kg.k$
c_p	Capacité calorifique massique à Pression constante.	$j/kg.k$
c_v	Capacité calorifique massique à Volume constant.	$j/kg.k$
F	Force	N
s	Surface	m^2
dx	Déplacement	m

H	Enthalpie	$j \text{ ou } cal$
S	Entropie	j/k
C_{pm}	Chaleur spécifique massique des gaz à pression constante	$j/kg.k$
C_{pn}	Chaleur spécifique molaire des gaz à pression constante	$j/mol.k$

Symboles grecs

γ	Constante adiabatique
η_{th}	Rendement thermique
π	Taux de compression
ρ	Rapport volumétrique
δ	Taux d'introduction du combustible

Indices

rev	Réversible
$irrév$	Irréversible
th	Théorique
Q_c	Quantité de chaleur chaude, admise, fournie
Q_f	Quantité de chaleur froide, rejetée
w_c	Travail du compresseur
w_p	Travail de la pompe
w_d	Travail de la détente de la turbine

w_{cycle}	Travail du cycle
w_{net}	Travail net du cycle

Abréviation

<i>HP</i>	Haute pression
<i>BP</i>	Base pression
<i>TAG</i>	Turbine à gaz
GVR	générateur de vapeur récupérateur

Introduction Générale

Dans le cadre de notre projet de fin de cycle, nous avons choisi le thème de l'optimisation énergétique d'une installation industrielle combinée (TAG/TAV). Ce sujet captivant nous a permis d'exploiter les connaissances que nous avons acquies au fil des années et de les approfondir. En Algérie, le pays dépend toujours principalement du pétrole et du gaz naturel en tant que sources d'énergie, sans prendre suffisamment en compte les conséquences à long terme pour les générations futures. Il est donc essentiel de commencer par rationaliser la consommation de ces deux sources et de développer simultanément d'autres sources d'énergie.[1]

Actuellement, de nombreuses unités industrielles sont utilisées pour produire de l'électricité, mais elles consomment d'énormes quantités de combustibles avec un rendement faible. Cela entraîne des pertes d'énergie inacceptables, des émissions de fumées et une pollution accrue. L'objectif idéal est donc de parvenir à un compromis qui concilie "moins de consommation et de pollution" avec "plus d'énergie". Les turbines à gaz jouent un rôle crucial dans ce domaine, mais leur utilisation entraîne des émissions de gaz brûlés à des températures très élevées, près de 500°C.

Pour réduire la pollution de ces gaz et préserver l'environnement, plusieurs recherches scientifiques ont été menées sur l'exploitation des gaz d'échappement, conduisant au développement du cycle combiné. Ce système nécessite essentiellement une haute température pour produire la vapeur nécessaire à l'alimentation de la turbine à vapeur.

Depuis les premières centrales en cycle combiné mises en service au début des années 70, cette technologie a connu des évolutions significatives grâce à l'amélioration des performances des turbines à gaz, tant en termes de taille que de rendement.[1]

Pour les cycles de récupération, dont les rendements varient de 50% à 60% , chaque amélioration d'1 point de rendement permet d'économiser environ 3 Nm³ de gaz naturel dans la production de chaque MWh électrique. Notre étude se concentre sur un cycle de récupération combiné Gaz-Vapeur qui associe une turbine à gaz à une turbine à vapeur, utilisant le gaz naturel comme source d'énergie primaire. La combustion du gaz naturel se produit dans la chambre de combustion de la TAG, tandis que les gaz d'échappement de la turbine sont utilisés pour produire de la vapeur d'eau dans un récupérateur ou une chaudière. La vapeur ainsi produite entraîne ensuite une turbine à vapeur. [1]

Ce type d'installation permet d'améliorer l'efficacité globale et de réduire les émissions de CO₂. En favorisant une approche plus durable de la production d'électricité industrielle, il offre une solution prometteuse pour l'Algérie, en réduisant la consommation de ressources, la pollution et les impacts environnementaux négatifs. notre travail est organisée comme suite :

Dans Le premier chapitre, a porté sur les turbines à gaz et les turbines à vapeur. Ensuite, dans le chapitre 2, nous avons étudié le cycle de récupération combiné avec une présentation de la zone 3 des utilités et la zone 19 à la Raffinerie d'Arziw (RAZ1),après dans le chapitre 3 nous avons utilisé des calculs thermodynamiques pour extraire les résultats de rendement du cycle de récupération combiné (TAG/TAV). Enfin, dans le chapitre 4 nous avons optimisé les résultats à l'aide de THERMOPTIM.

Chapitre I

INSTALLATION INDUSTRIELLE :

Turbine a gaz TAG -Turbine a vapeur TAV

Introduction

L'objectif de ce chapitre est de faire une recherche bibliographique sur les turbines à gaz et les turbines à vapeur, ainsi que leurs principaux éléments, leurs principes de fonctionnement, leurs cycles thermodynamique et quelques domaines d'application.

I.1 Classification des turbomachines

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :[21]

I.1.1 Sens de l'échange d'énergie

On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. [18]

Parmi les machines réceptrices, on trouve les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les éoliennes.

Ces deux classes de machines présentent des différences importantes du point de vue de leur conception aérodynamique. En effet, les machines réceptrices sont le siège d'une compression (élévation de pression) du fluide, alors que les machines motrices font intervenir une détente.

I.1.2 Direction principale du tube de courant

Dans certaines machines, le tube de courant traversant la machine est essentiellement parallèle à l'axe de la machine, et on les appelle donc des machines axiales.

Les hélices aériennes et marines appartiennent à cette catégorie, mais aussi certains ventilateurs, ainsi que les compresseurs et turbines axiaux des turboréacteurs, et les turbines hydrauliques de type Kaplan. Dans de nombreux cas, en particulier dans les turboréacteurs, les machines axiales comportent plusieurs étages.[18]

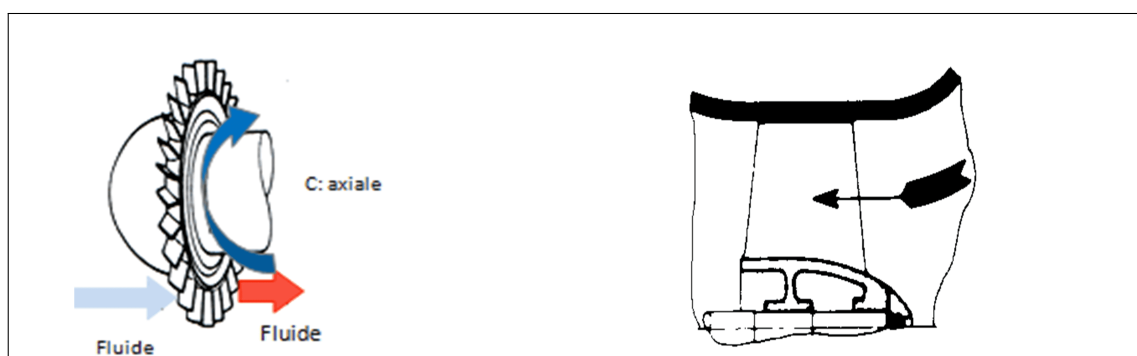


Fig. I.1 : Machine axiale

Dans d'autres machines au contraire, le tube de courant traversant la machine est essentiellement perpendiculaire à l'axe, et la machine est dite radiale (centrifuge ou centripète). Pour des raisons que l'on discutera plus loin, on peut échanger une plus grande quantité d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial, de sorte que, pour une application donnée, une machine radiale comporte moins d'étages que la machine axiale équivalente.

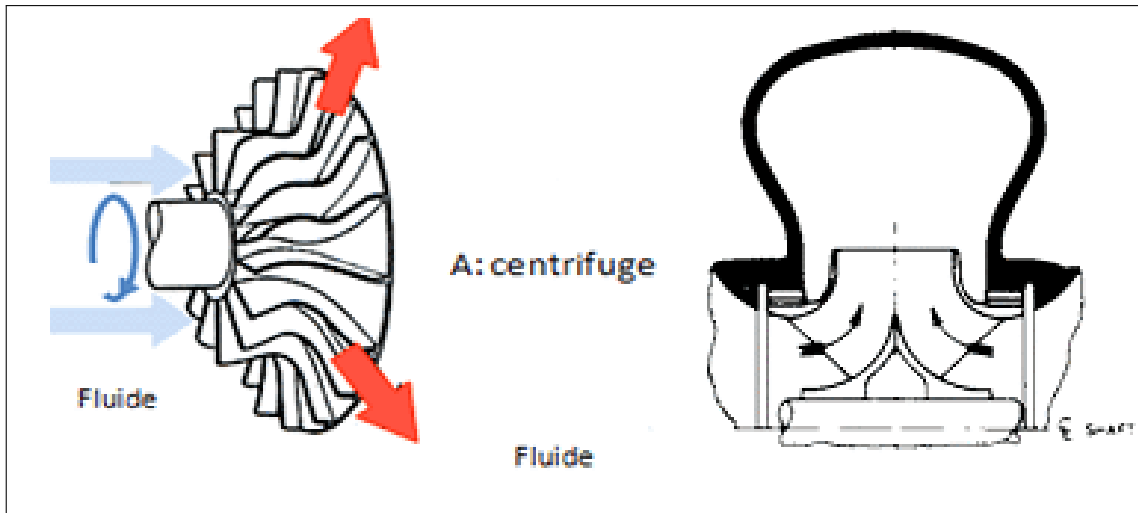


Fig. I.2 : Machine radial

Bien évidemment, au voisinage de l'axe, l'écoulement doit prendre une direction axiale. Il existe également des configurations intermédiaires, dites mixtes, dans lesquelles l'écoulement a des composantes tant axiales que radiales. C'est le cas par exemple des turbines hydrauliques de type Francis. Dans certaines machines enfin, l'écoulement est tangential, c'est-à-dire que les particules fluides se déplacent dans un plan parallèle à l'axe de la roue.

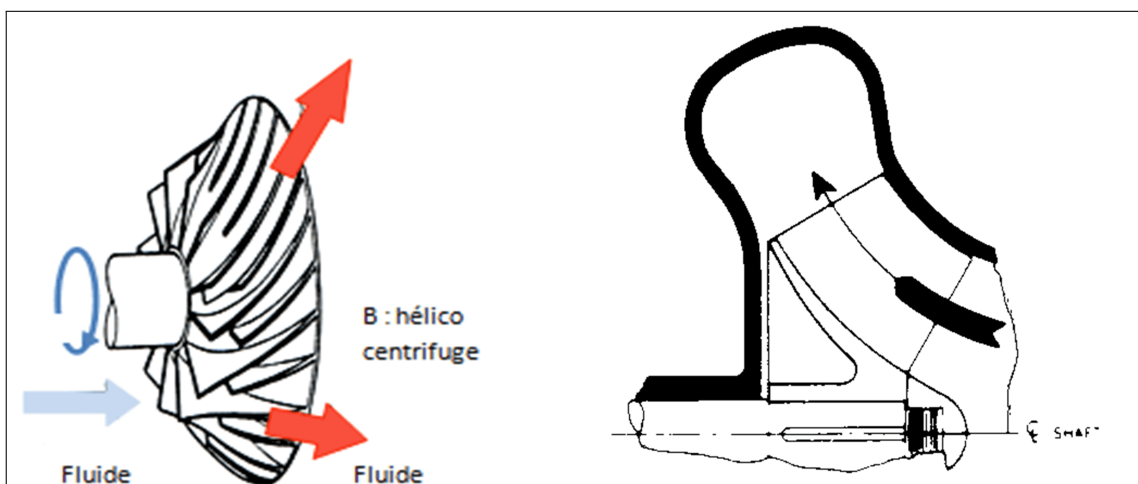


Fig. I.3 : Machine mixte

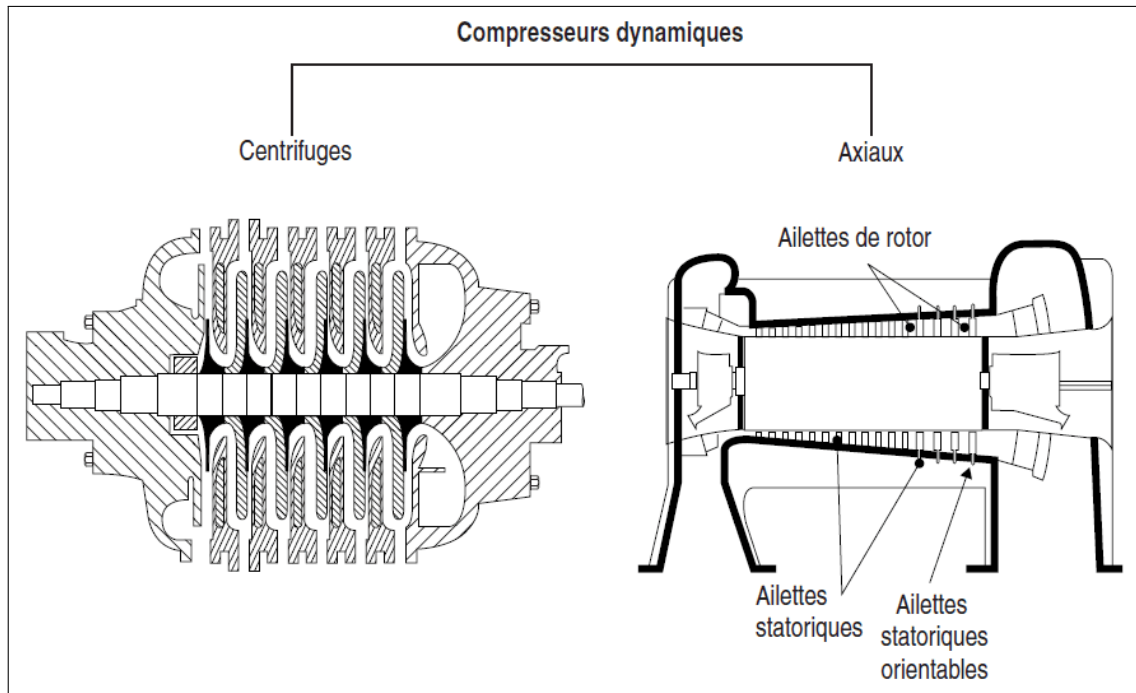


Fig. I.4 : Compresseur centrifuge et axiale

Outre ces deux catégories principales, on distingue également :

- **les machines hydrauliques** :(à écoulements incompressibles) et les machines à écoulements compressibles
- **les machines à action** :dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor, et les machines à dans lesquelles elle varie : on reviendra sur cette distinction plus ultérieurement.
- **les machines à admission totale** :dans lesquelles le rotor est alimenté sur la totalité de sa surface d'entrée, et les machines à admission partielle où seule une partie du rotor est alimentée. C'est toujours le cas des turbines hydrauliques de type Pelton, et pour certaines turbines à vapeur pour lesquelles l'admission partielle est utilisée pour le réglage du débit. L'admission partielle est réservée aux machines à action.

I.1.3 Constitution des turbomachines

Une turbomachine ne comportant qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encore monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires. [18]

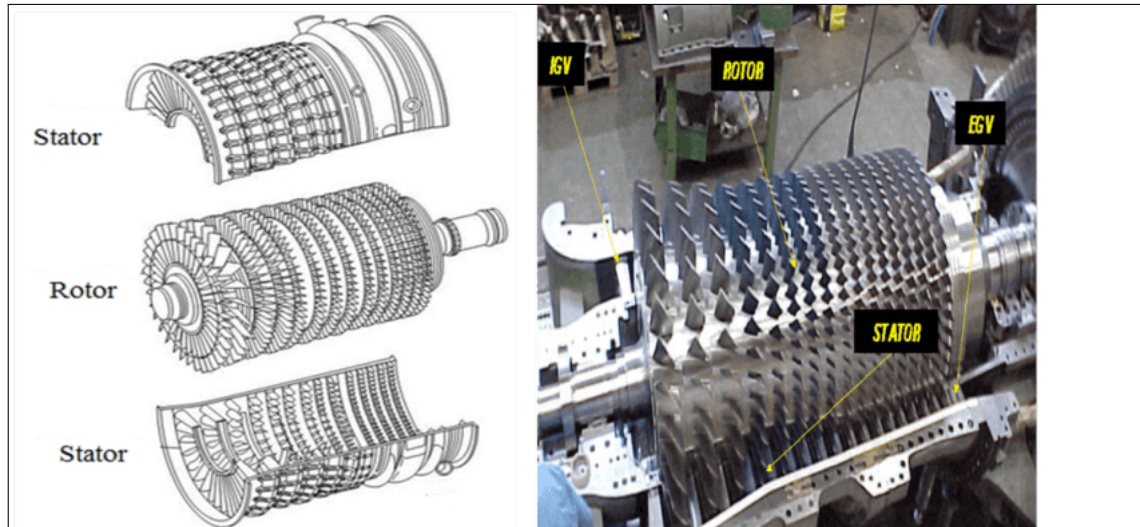


Fig. I.5 : Etage d'un compresseur.[18]

Une machine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

- **Le distributeur** : Le rôle de distributeur est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement), appelées en anglais (Inlet Guide Vanes (IGV)) Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

I.2 Turbine

I.2.1 Définition de la turbine

Les turbines sont des équipements mécaniques rotatifs dont la fonction « moteur » permet d'entraîner des pompes, compresseurs ou générateurs électriques dans l'industrie pétrolière.[23]

Une turbine est un dispositif rotatif à combustion externe. Permet de transformer l'énergie d'un fluide vers une énergie mécanique à partir d'un arbre que peut être utilisé au plusieurs domaine (production de l'électricité. alimenter une pompe...etc.).

Autres applications : propulsion aviation, marine, train, voitures (record de vitesse sur Lac.[23])

I.3 Turbine a gaz

I.3.1 Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est une machine thermique qui convertit l'énergie chimique en énergie mécanique au moyen d'un rotor et peut être utilisée pour produire de l'énergie électrique ou de pression. Elle est simple à installer, poly-combustible, nécessite peu de fluide de refroidissement et peut fonctionner dans des conditions climatiques extrêmes. Ses avantages incluent une puissance spécifique élevée, une disponibilité élevée, une surveillance automatisée et une mise en régime rapide.[22]

I.3.2 Historique de la turbine à gaz

La turbine à gaz a été inventée par John Barber en 1791, mais les matériaux de l'époque ne permettaient pas de la concrétiser. Ce n'est qu'en 1904 que Franz Stolze a développé une turbine à gaz fonctionnelle. Plus tard, en 1861, Menons a décrit une turbine à gaz avec un compresseur centrifuge à un seul étage, une turbine radiale à un étage, un récupérateur de chaleur et une chambre de combustion fonctionnant avec des combustibles solides.

Puis en 1884, Parsons a proposé pour la première fois l'utilisation d'un compresseur et d'une turbine comportant plusieurs étages. Enfin, en 1905, la turbine d'Armengaud et Lemale a été construite, permettant l'entraînement du compresseur à la vitesse normale, une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz.[22]

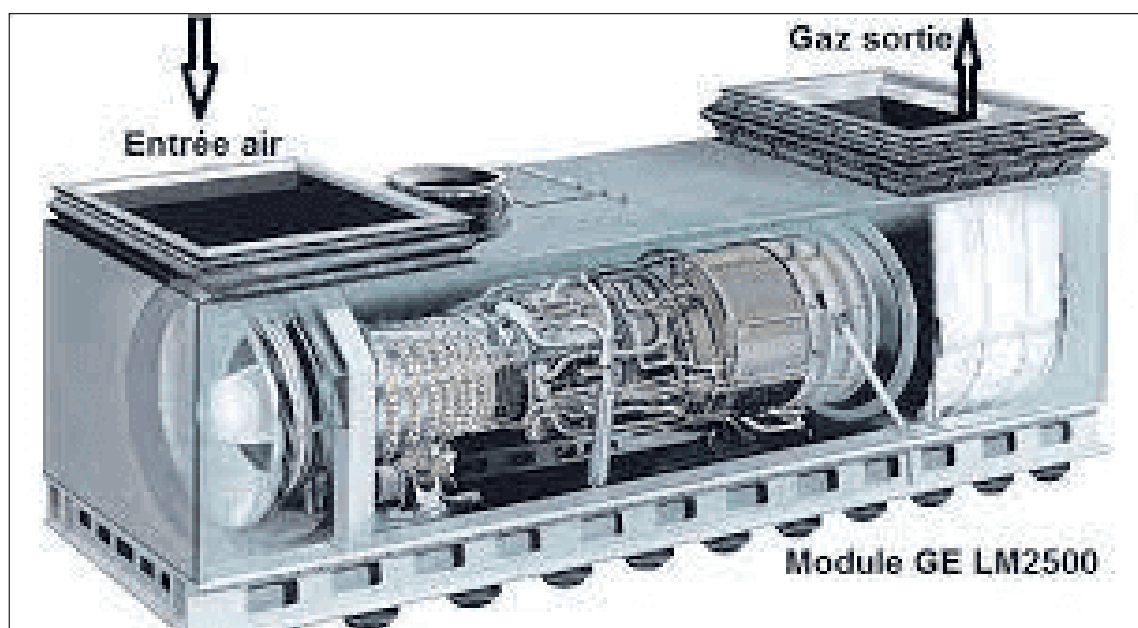


Fig. I.6 : Le premier brevet relatif d'une turbine à gaz[18]

I.3.3 Conversion d'énergie dans la turbine à gaz

L'énergie chimique du carburant est extraite dans la chambre de combustion en présence de flamme et d'air, puis convertie en énergie thermique. Les gaz brûlés sont transférés dans la turbine où ils sont convertis en énergie mécanique à chaque étage de la turbine. Les aubes de la turbine sont utilisées pour convertir l'énergie cinétique en énergie mécanique. Cette énergie mécanique est ensuite transmise au compresseur et à l'alternateur, et l'énergie résiduelle peut être convertie en énergie électrique ou reconvertie en énergie de pression.

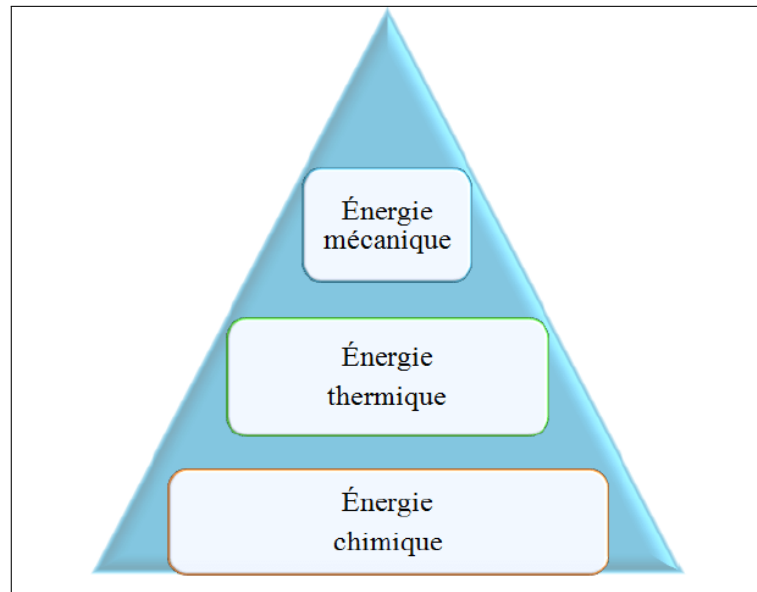


Fig. I.7 : Les étapes de la conversion de l'énergie [14]

I.3.4 Classification des turbines à gaz

Le monde connaît un grand développement industriel, et une diversité à la construction des turbomachines dans les dernières années. Cette diversité est variée selon les domaines d'application ou bien les objectifs d'utilisation de ces machines ; dans ce terme on peut classer les turbines à gaz en trois grandes familles :[22]

- Selon le mode de construction
- Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Selon le mode de travail.

I.3.5 Classification selon le mode de construction

On peut classer les turbines à gaz selon le mode de construction, à cet égard, on distingue deux types principaux ; turbines à gaz mono-arbre, et turbines à gaz bi-arbres.

A- Turbine mono-arbre

Dans ce type de turbine, le compresseur d'air, la turbine de détente et la machine entraînée sont tous sur le même arbre, ce qui rend le système simple mais limite la plage d'utilisation de vitesse et le rendement à charge partielle. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre.

Cette turbine est principalement utilisée pour l'entraînement d'alternateurs dont la vitesse de rotation est constante et qui ne se charge pas lors de la montée en vitesse. La régulation de vitesse pour le récepteur et le compresseur d'air est la même, donc cette turbine est utilisée uniquement pour les générateurs de courant dont la vitesse est fixe.[22]

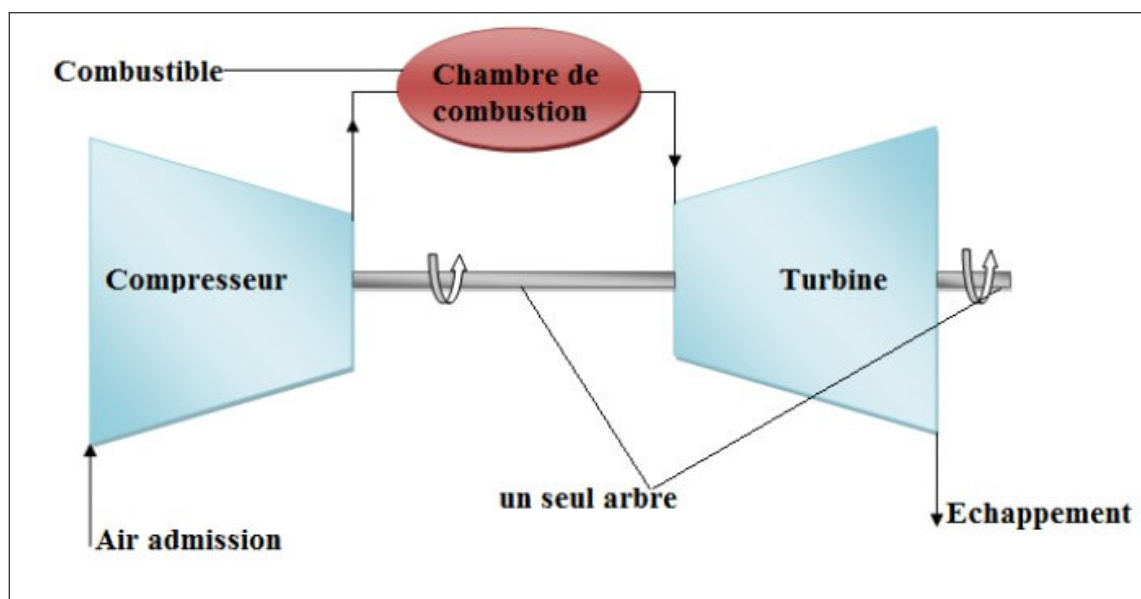


Fig. I.8 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [22]

B- Turbine bi-arbres

Dans dans ce type des turbines ; la turbine de détente est décomposée en deux parties :[22]

- La turbine à haute pression HP entraîne le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine à basse pression BP assure la fourniture d'énergie à la machine entraînée ; l'alternateur ou bien le générateur.

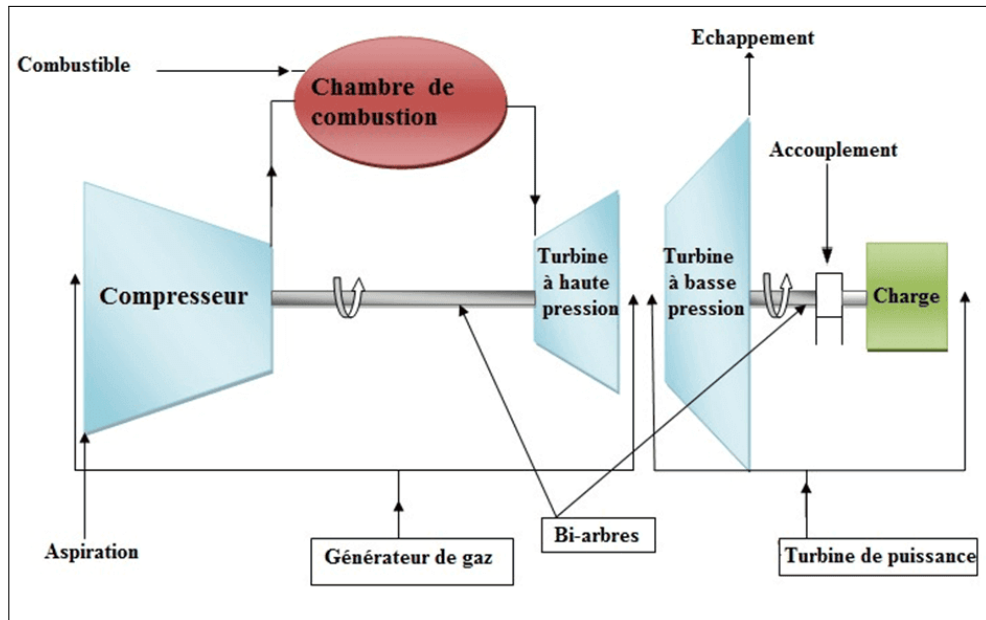


Fig. I.9 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [22]

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique (figure I.9). La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un seul arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse, et permet de travailler sur une large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre. [23]

I.3.6 Éléments principaux de la turbine à gaz

Une turbine à gaz généralement se compose de trois éléments principaux sont : un compresseur, une section de combustion, et une turbine de détente comme montré dans la figure I.10.

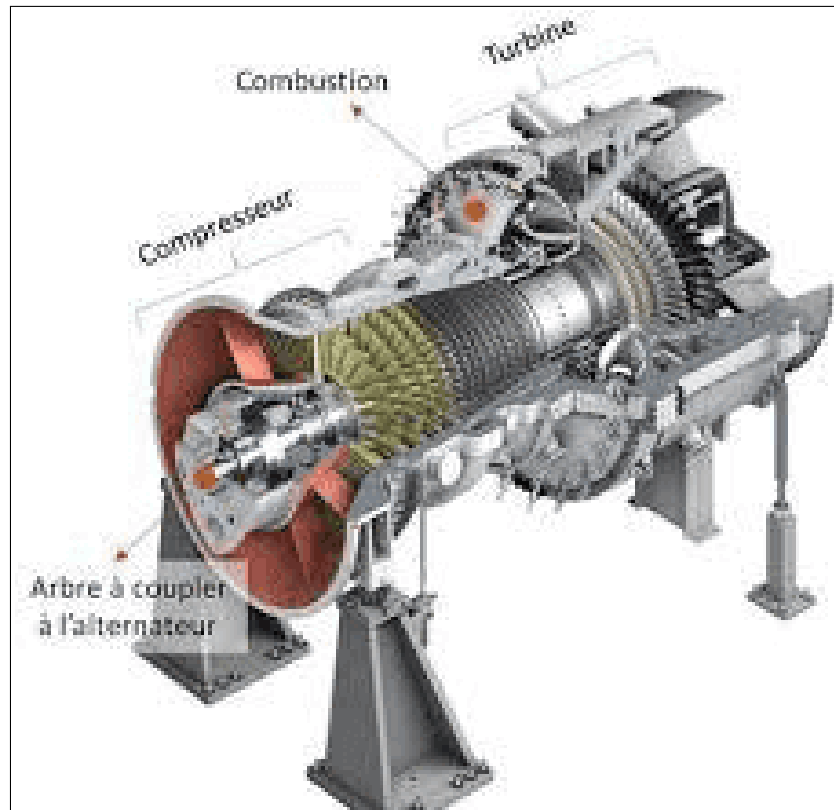


Fig. I.10 : Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz [15]

A-Section du Compresseur

Dans les turbines à gaz qui produisent de l'électricité, des compresseurs à flux axial qui aspirent un débit d'air élevé sont utilisés. Chaque étage d'un compresseur se compose d'une roue fixe (stator) et d'une roue mobile (rotor). Le compresseur contient plusieurs étages, c'est-à-dire de plusieurs successions d'ensemble roue fixe et roue mobile, comme l'indique la figure I.3.6. L'écoulement traversant le premier étage va être dévié avant d'entrer dans le deuxième étage. [15]

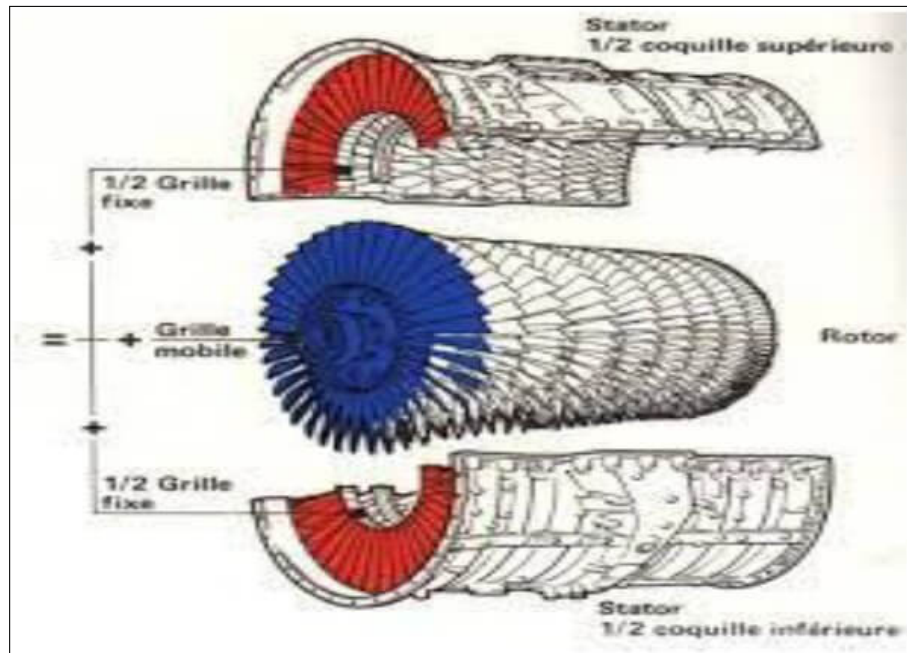


Fig. I.11 : Schéma représente le Rotor et le Stator d'un compresseur axial [2]

B- Section de Combustion

le système de combustion est composé de plusieurs chambres annulaires disposées symétriquement le long d'une circonférence, qui reçoivent et brûlent du combustible à l'aide de brûleurs. L'air est distribué dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds pour les refroidir, et l'air non utilisé dans la combustion est utilisé pour refroidir les gaz chauds. Les gaz chauds de la combustion passent ensuite par les pièces de transition pour former un courant annulaire continu adapté à l'admission de la turbine de détente. [19]

c- Section de la turbine

La section de la turbine généralement comprend un certain nombre d'étages ; chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor (aubes), dans l'étage stator (directrice), les gaz à des températures et des pressions élevées fournies par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.[19]

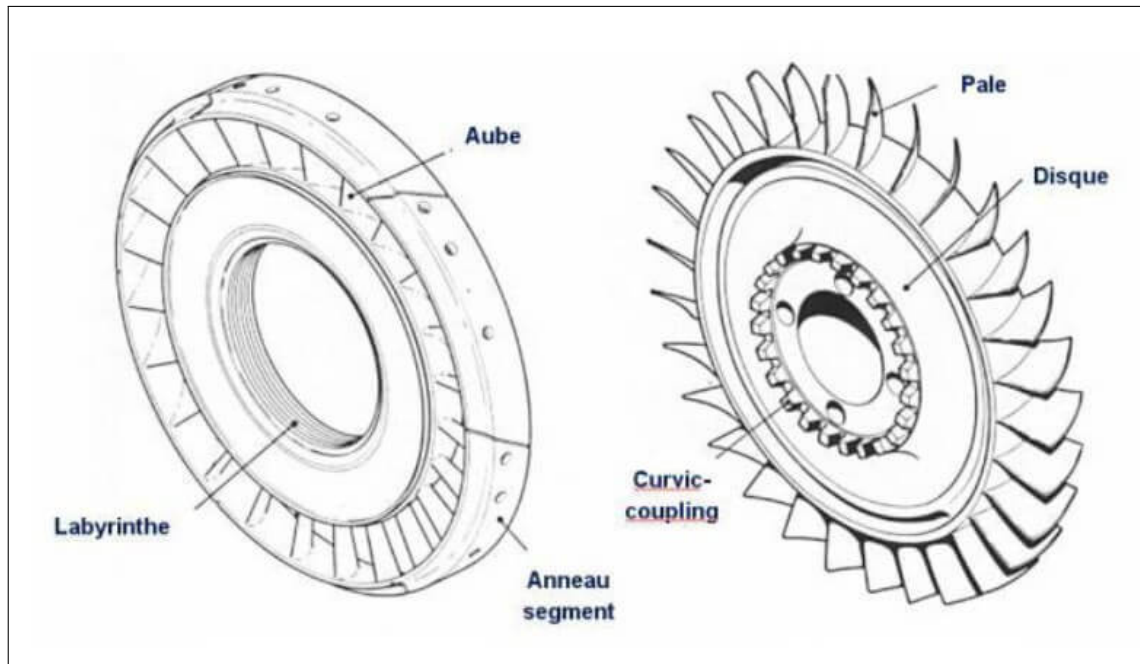


Fig. I.12 : Schéma représente la directrice et la roue de turbine [19].

D- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne en suivant ces étapes [19] :

- **Admission** : elle extrait de l'air du milieu environnant
- **Compression** : elle le comprime à une pression plus élevée.
- **Combustion** : elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- **Détente** : elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine.
- **Échappement** : elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température.

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu en tant que le cycle de Brayton, la figure au-dessous (figure I.13) montre le diagramme T-S d'une turbine à gaz à cycle simple.

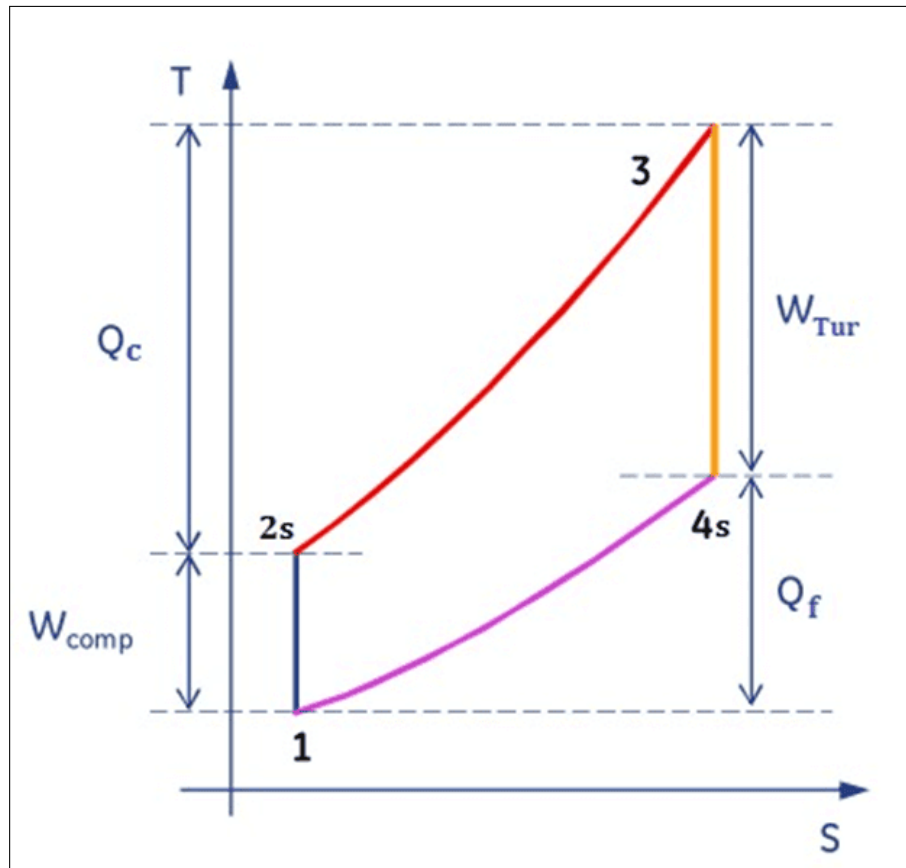


Fig. I.13 : Diagramme de fonctionnement d'une turbine à gaz [16]

L'air entre dans le compresseur au point (1) à des conditions atmosphériques (à une température ambiante et une pression atmosphérique), les conditions de conception standard sont par convention classifiées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence suivantes :

- Température ambiante : 15 (°C).
- Pression ambiante : 1013 (mbar)
- Humidité relative : 60 (%)

L'air est comprimé à l'intérieur du compresseur et sort au point (2s) à une température et une pression élevées. Le combustible est injecté dans la chambre de combustion et la combustion se produit pratiquement à une pression constante. La transformation de (2s) à (3) est isobare avec une haute augmentation de température due à la combustion. Les gaz sortent de la chambre de combustion et traversent la section de la turbine pour convertir l'énergie thermique et la pression en énergie cinétique et en travail. Les gaz sont évacués dans l'atmosphère en aval de la section (4s).[14]

I.3.7 Applications des turbines à gaz

On peut utiliser les turbines à gaz TAG dans le domaine aéronautique civil et militaire pour la propulsion des avions, et la propulsion ferroviaire ; dans la marine pour la propulsion des navires, et aussi dans le domaine des armes .

elles sont actuellement et de façon croissante, utilisées dans des applications industrielles, ce dernier domaine est en pleine évolution.

Les principales applications industrielles sont :

- Production d'électricité.
- Applications mécaniques de pompage.
- Compression pour l'industrie du gaz ou du pétrole.
- Utilisation des gaz chauds en cycles combinés.

I.3.8 Cycle thermodynamique des turbines à gaz

A- Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique de base dans lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. La figure ci-dessous (figure 1.15) montre le diagramme classique (T – S) dans le cas idéal et réel.

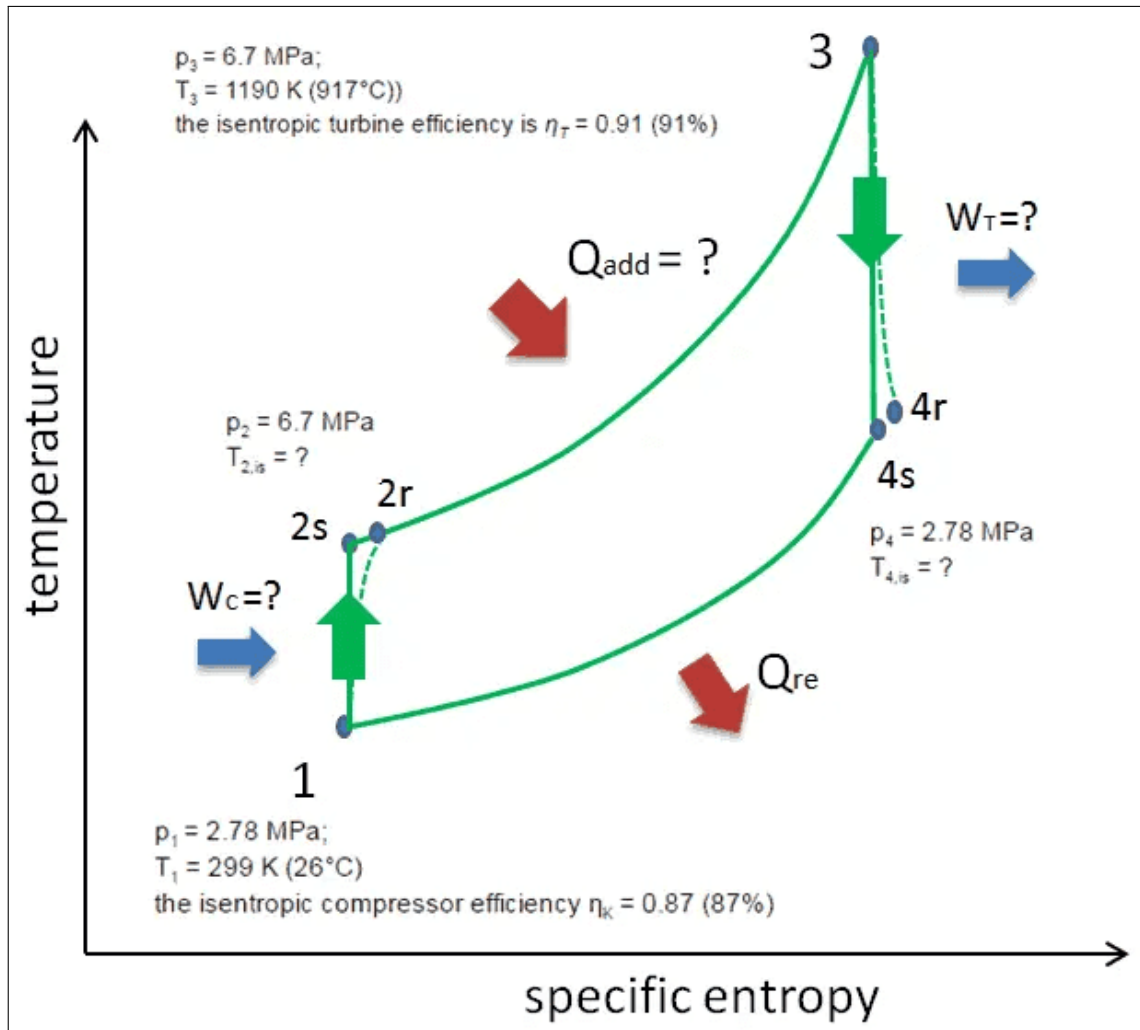


Fig. I.14 : Diagramme T-S du cycle thermodynamique de Brayton [16]

B- Cycle de Brayton idéal (réversible)

La figure I.15 représente le cycle théorique de la turbine à gaz qu'est illustré dans des diagrammes T – S et (P – V) qui montrent les quatre transformations de cycle.

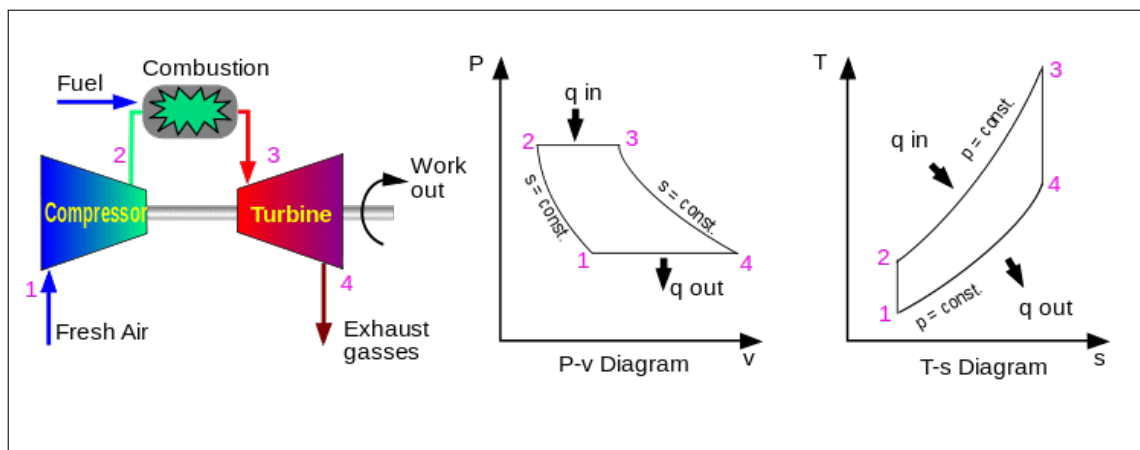


Fig. I.15 : Cycle idéal (réversible) de Brayton [4]

Les transformations thermodynamique de ce cycle sont :[18]

- De 1 à 2 : Compression isentropique (Compresseur)
- De 2 à 3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).
- De 3 à 4 : détente isentropique (Turbine).
- De 4 à 1 : Échappement isobare.

Le bilan énergétique du cycle s'établit comme suit :

- ❖ le travail théorique fourni pour entrainer le compresseur peut être calculé par la formule suivante :

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (I.1)$$

- ❖ Combustion La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$Q_{ch} = h_3 - h_1 \quad (I.2)$$

- ❖ le travail obtenu par la détente de la turbine peut être calculé par la formule suivante :

$$W_T = h_4 - h_3 \quad (I.3)$$

Bilan global du cycle :

- ❖ Le travail net du cycle W_{net} est estimé par :

$$W_{net} = |W_t| - |W_c| = W_t + W_c \quad (I.4)$$

- ❖ Le rendement énergétique global de cycle de Brayton est donné par :

$$\eta_{en} = \frac{|W_{net}|}{Q_{ch}} \quad (I.5)$$

C- Cycle de Brayton réel (irréversible)

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se

manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brulés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. Figure I.16, montre le diagramme (T – S) du cycle de Brayton.[9]

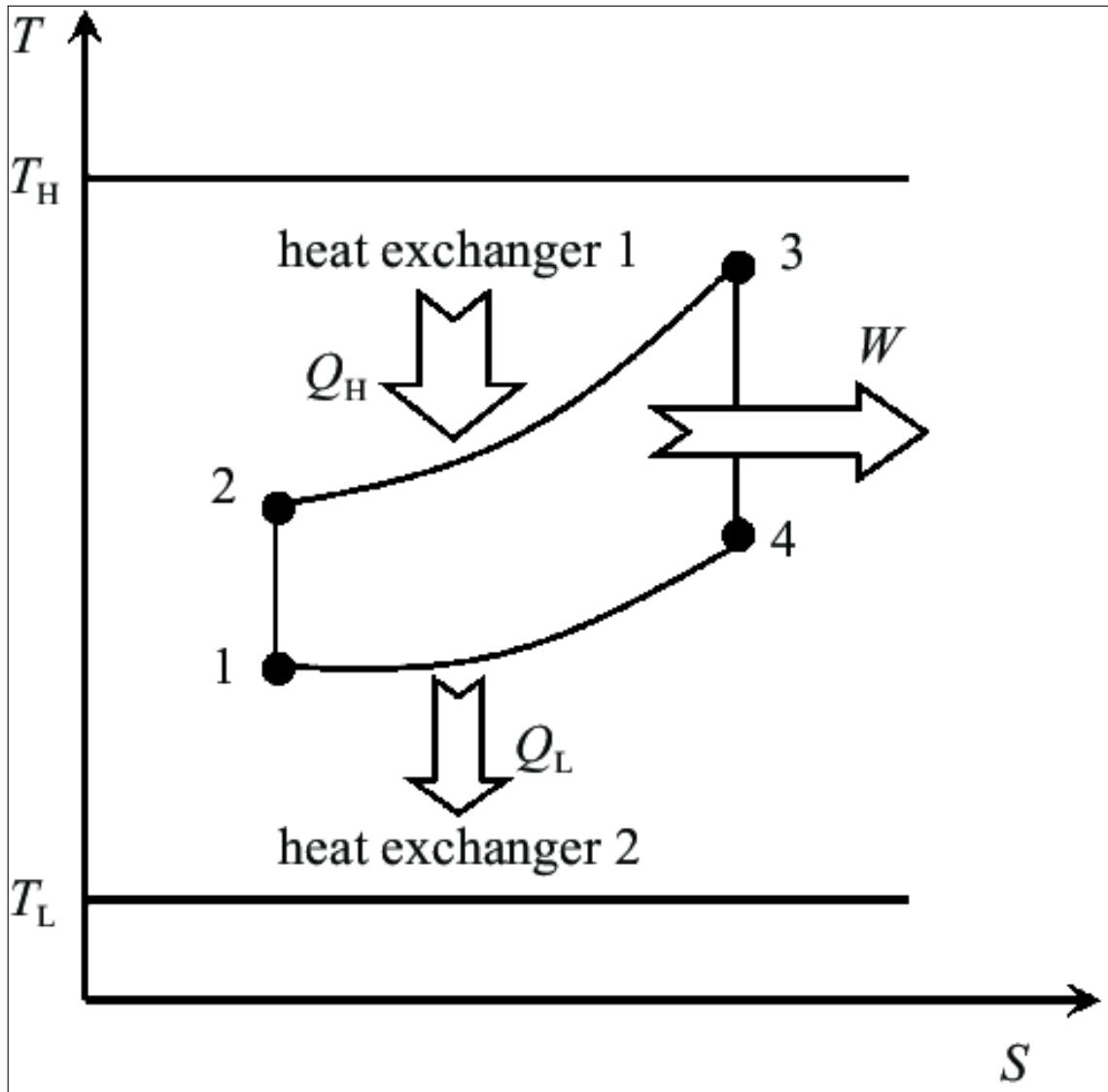


Fig. I.16 : Cycle de Brayton réel (irréversible) [13]

I.3.9 Installation industrielle TAG

Caractéristique de la turbine a gaz MS5001 :

- Marque.....Général Electric
- Série du modelMS5001
- Application de la turbine à gazEntraînement mécanique
- Cycle.....Simple

- type de fonctionnement.....Continue
- Vitesse de l'arbre.....5100 tr/min
- Commande.....SPEEDTRONICTM Mark VI TMR
- Température à l'échappement.....450°C
- Rendement thermique.....≈ 28%
- Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO) :
- Puissance.....26,300 MW
- Température d'aspiration.....15°C
- Pression de sortie.....1,013 bar
- Section du compresseur :
- Nombre d'étages du compresseur axial.....17
- Rapport de compression.....10,5
- Type du compresseur.....Écoulement à flux axial
- Type d'aubes directrices d'entrée.....Variable
- Section de la turbine :
- Nombre des étages de la turbine.....02
- Directrice du premier étage.....Fixe
- Directrice du deuxième étage.....Fixe
- Section de combustion :
- Type.....10 multiples foyers, types à flux inverses
- Configuration des chambres.....Concentrique autour du compresseur
- Combustible.....fuel Gaz
- Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort, auto rétractile

- Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet
- Ensemble paliers :
 - Quantité.....02
 - Lubrification.....Sous pression
 - Palie N°1Actif et inactif, de butée et lisse, tous dans seul ensemble
 - Coussinet lisse.....Elliptique
 - Butée active.....Patins oscillants
 - Butée inactive.....Patins oscillants
 - Palier N°2.....Coussin lisse, elliptique
- Système de lancement :
 - Dispositif de lancement.....Moteur électrique asynchrone (450 KW, 2981tr/min)
 - Type de réducteur A Chevrons (31500 KW)
- Système du combustible :
 - Type.....fuel Gaz
 - Vanne de commande, arrêt, détente gaz.....Servocommande, électro hydraulique
- Système de graissage :
 - Lubrifiant.....Huile minérale
 - Capacité totale.....9420 litres
 - Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar)

A- Généralités

La MS5001 est une turbine à gaz à cycle unique, arbre unique et chambre de combustion à flux inversé. La MS5001 comprend six sections principales :

- L'entrée d'air

- Le compresseur
- Le système de combustion
- La turbine
- L'échappement

Les descriptions de ce manuel s'appliquent directement aux turbines de modèle N, P et R.

Les turbines de modèle N et P ont un compresseur de plus grande taille qui fournit un débit d'air plus important.

La turbine de modèle R produit un débit d'air moins important et n'utilise en général pas d'aubage directeur d'entrée bien qu'un petit nombre de turbines de modèle R possèdent un aubage directeur d'entrée afin de pouvoir régler le débit d'air pendant la marche en charge.

Il sera présenté ici une description fonctionnelle de chaque grande section de la turbine au cours du passage d'air et de gaz de combustion le long du chemin des gaz, commençant par l'entrée d'aspiration et finissant par l'échappement.

La position et les relations fonctionnelle de ces grandes sections sont représentées dans Figure I.17 et Figure I.18 .

B- Orientaion de repérage

Dans ce manuel, il est fait référence aux extrémités avant et arrière, et aux côtés droit et gauche de la turbine à gaz et de ses composants. Par définition, l'extrémité entrée d'air de la turbine est située à l'extrémité avant, tandis que le conduit d'échappement est située à l'extrémité arrière. Les extrémités avant et arrière de chaque composant font référence à leur orientation dans la turbine entière. Les côtés droit et gauche de la turbine ou d'un composant donné sont établis en se tenant devant le compresseur et en regardant vers l'arrière ou en aval de l'ensemble.[17]

C- Description du chemin des gaz

Le chemin des gaz est celui qui est parcouru par les gaz en s'écoulant à travers de la turbine, depuis l'aspiration, à travers le compresseur et la turbine, et vers l'échappement (voir Figure I.17 et Figure I.18).

Lorsque le système de démarrage est actionné et que l'embrayage du démarreur est en prise, l'air ambiant est aspiré à travers le plénum d'aspiration, filtré, puis comprimé dans le compresseur axial.

Pour assurer une protection anti-pompage pendant le lancement, les vannes de soutirage des 4e et 10e étages sont ouvertes et l'aubage directeur d'entrée est à la position faible débit pour démarrage.

Lorsque le démarreur a accéléré le rotor au régime d'allumage, les bougies sont mises sous tension et l'admission du combustible est activée. Dans le cas d'un combustible liquide, des quantités égales sont distribuées aux chambres de combustion au moyen d'un répartiteur de débit. Dans le cas d'un combustible gazeux, les trous de dosage des buses de combustible assurent la répartition.

Le mélange combustible/air obtenu est allumé dans les chambres de combustion dotées de bougies d'allumage, et se propage le long des tubes de raccordement vers le reste des chambres. Lorsque toutes les chambres sont allumées, ce qui est indiqué par les détecteurs de flamme, la séquence de lancement est reprise.

Le relais de haut régime ayant commuté après que le régime aura atteint 95 de sa valeur de marche normale, la vanne de soutirage du 10e étage se ferme automatiquement et l'actionneur d'aubage directeur d'entrée est excité pour amener l'aubage à sa position de marche normale.

L'air refoulé par le compresseur s'écoule dans les espaces annulaires situés entre les carters extérieurs et les chemises des chambres de combustion, et pénètre dans la zone de combustion à travers la chemise de chaque chambre de combustion.

Les gaz chauds provenant des chambres de combustion s'écoulent ensuite à travers sept éléments de transition. Puis ces gaz pénètrent alors dans la section turbine à deux étages de la machine. Chaque étape se compose d'une rangée d'aubes fixes suivie d'une rangée d'ailettes tournantes.

En passant par chaque série d'aubes fixes, le jet de gaz subit une augmentation de son énergie cinétique et une diminution associée de sa pression. Dans la rangée d'ailettes tournantes suivante, une partie de l'énergie cinétique du jet est absorbée par le rotor de la turbine comme travail utile.

Après avoir traversé la rangée d'ailettes tournantes du 2e étage, les gaz sont dirigés vers la bêche d'échappement et vers le diffuseur, lequel contient une série de volets de changement de direction réorientant le gaz d'une trajectoire axiale vers une trajectoire radiale afin de minimiser les pertes au niveau de la bêche. Les gaz traversent alors le plénum d'échappement et sont envoyés à l'atmosphère par la cheminée.

La rotation de l'arbre ainsi produite est utilisée soit pour entraîner un alternateur pour la production d'électricité, soit pour entraîner un compresseur centrifuge dans un procédé industriel.

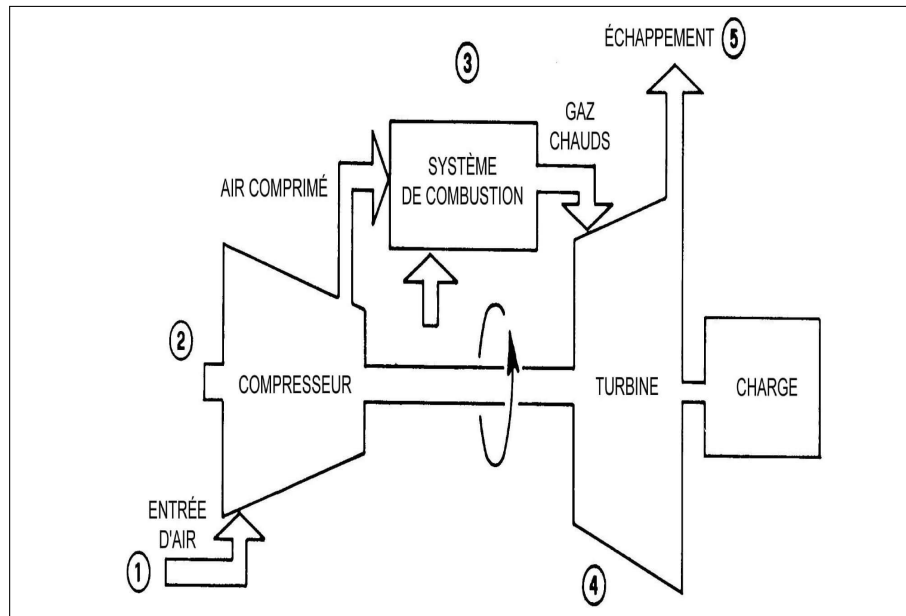


Fig. I.17 : Schéma de principe d'une turbine à gaz) [17]

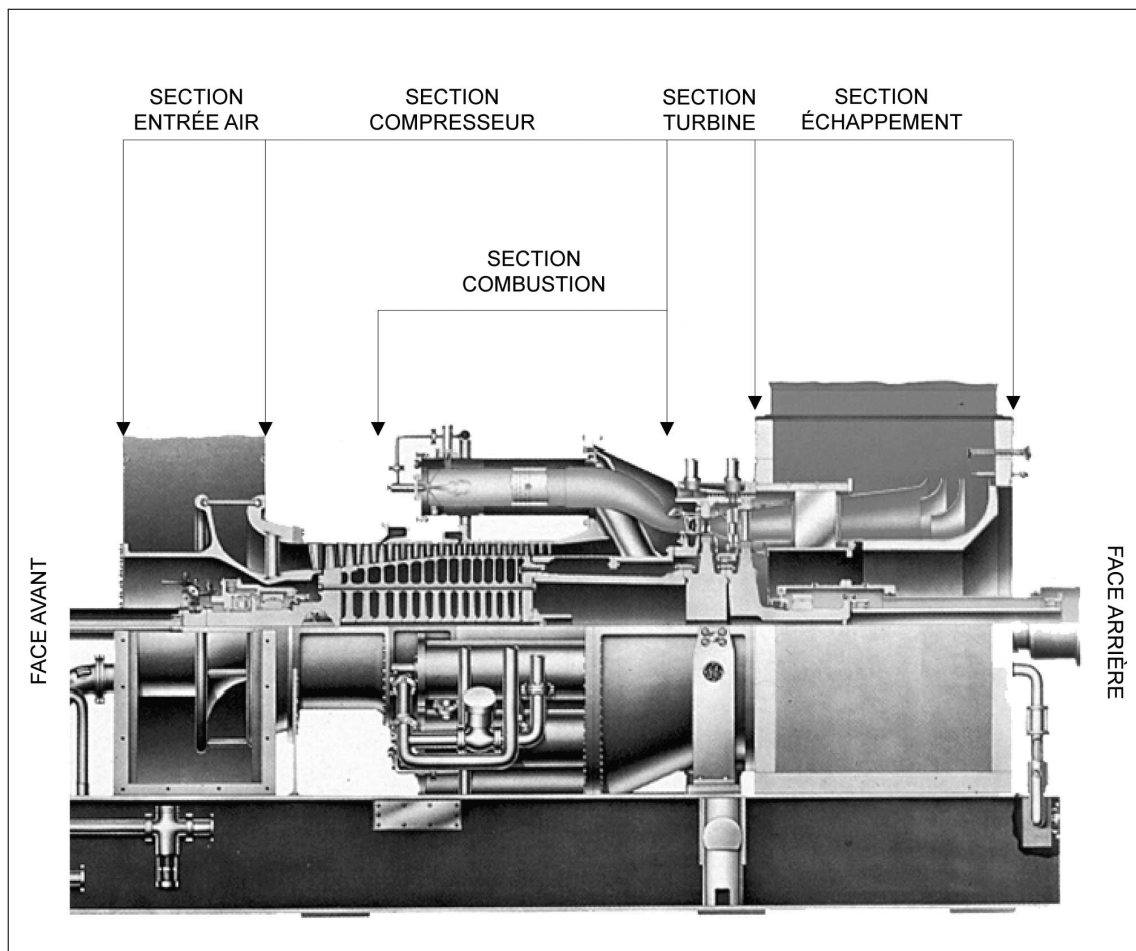


Fig. I.18 : Section principales de la turbine (MS5001) [17]

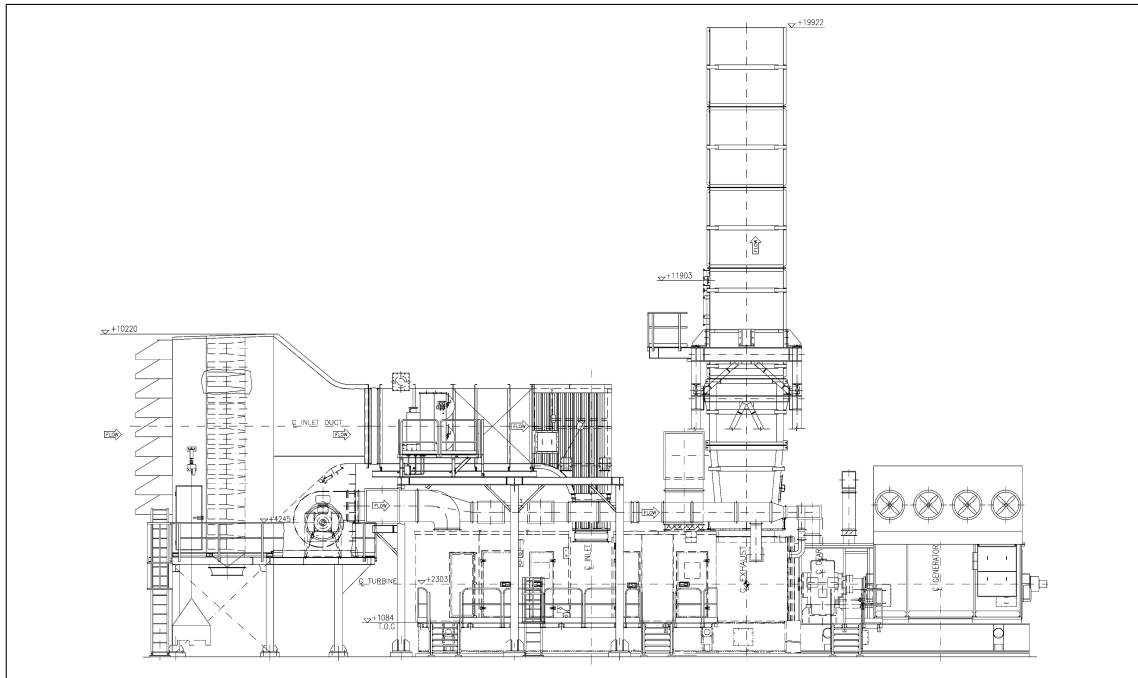


Fig. I.19 : Plan d'implantation du turboalternateur (SOM6622814)[17]

D- Section Compresseur

Le compresseur axial comprend le rotor et le carter (Figure 4) de compresseur, l'aubage directeur d'entrée, et deux aubages directeur de sortie. Dans le compresseur, l'air introduit est confiné dans l'espace entre le rotor et le stator, étant comprimé d'un étage à l'autre au moyen d'une série alternée d'ailettes tournantes (rotor) et d'ailettes stationnaires (stator) à profil aérodynamique. Les ailettes du rotor fournissent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage, et les ailettes du stator orientent le flux d'air afin qu'il pénètre dans l'étage stationnaire suivant sous un angle approprié.

L'air comprimé sort par le carter de refoulement du compresseur pour être introduit dans les chambres de combustion. De l'air est également extrait du compresseur pour assurer le refroidissement de la turbine et l'étanchéité de joint d'huile de palier.

E- Rotor du compresseur

Le rotor du rotor d'une turbine à gaz est constitué d'un assemblage de roues, d'un faux-arbre à l'avant, de tirants d'assemblage et des ailettes du rotor de compresseur. (I.20).

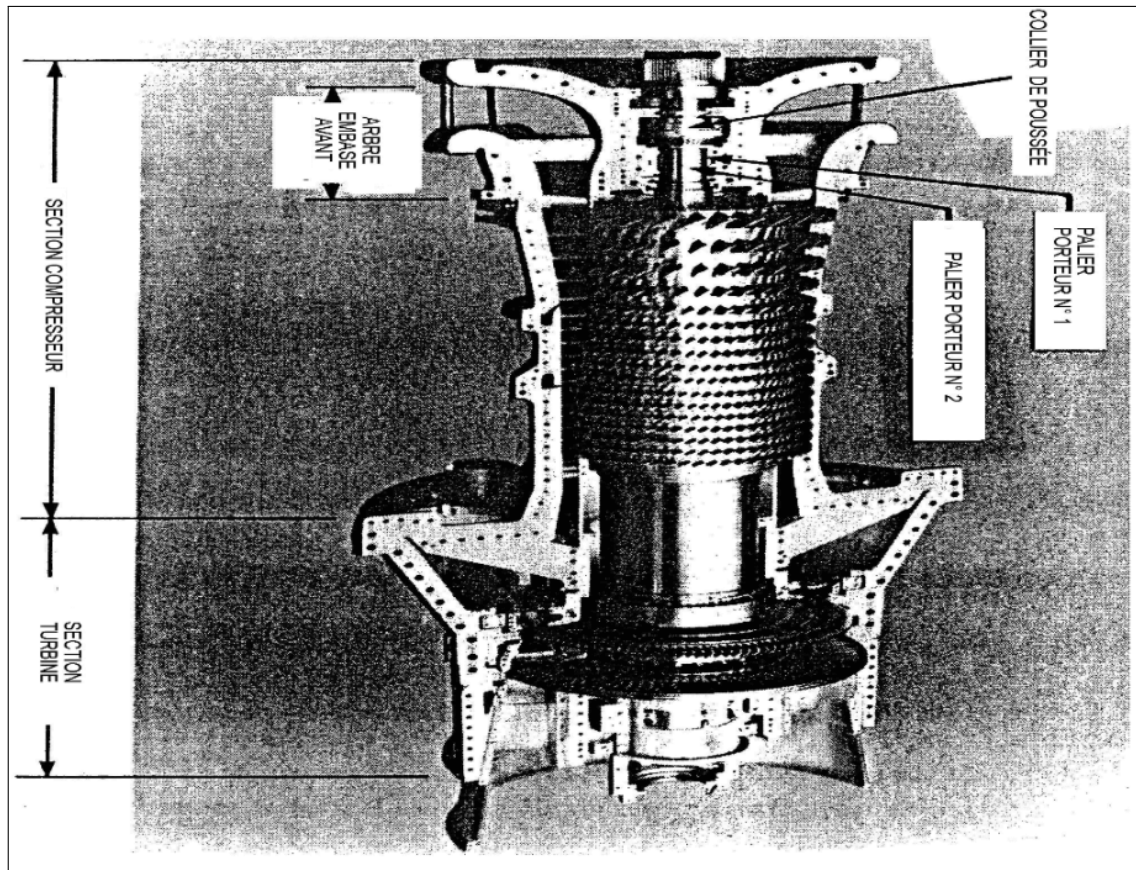


Fig. I.20 : Plan d'implantation du turboalternateur (SOM6622814)[17]

I.4 Turbine a vapeur :

Diverses sources primaires d'énergie peuvent contribuer à couvrir nos besoins énergétiques. Le tableau (I.1) présente la situation actuelle et l'évolution prévisible de la consommation d'énergie au niveau mondial en énergie en 2020. [5]

Ainsi, les combustibles fossiles continueront à couvrir la plupart de la demande mondiale d'énergie (90 % en 2020). De plus, même si en valeur absolue, la part des combustibles nucléaires et

Source d'énergie primaire	1997		2020	
	(Mtep)	(%)	(Mtep)	(%)
Charbon	2239	26	3247	24
Petrole	3444	40	5412	40
Gaz naturel	1894	22	3517	26
Combustibles nucléaires	603	7	676	5
Energie hydraulique	258	3	271	2
Sources renouvelables	172	2	406	3
Total	8610	100	13529	100

tep : tonne d'équivalent pétrole ; 1 tep = 42 Gj/Kg

Tab. I.1 : Couverture des besoins énergétiques mondiaux

de l'énergie hydraulique augmentera légèrement, leur contribution restera modeste (environ 7 % en 2020).

Enfin, en dépit de l'intérêt manifesté pour les sources renouvelables (énergie éolienne, solaire, etc.), celles-ci ne devraient pas couvrir plus de 3 % de la demande mondiale en énergie en 2020.

Ces constatations restent valables pour la production de l'énergie électrique seule. De plus, les centrales thermiques basées sur l'utilisation des combustibles fossiles représentent le principal moyen de produire l'énergie électrique.

I.4.1 Caractéristiques des centrales thermiques :

Des années 1950 aux années 1980, la centrale conventionnelle à vapeur à cycle de Hirn représentait la première option pour utiliser les combustibles fossiles dans le but de produire de l'électricité. Les centrales thermiques utilisaient déjà des turbines à vapeur avec réchauffage et paramètres élevés de la vapeur (170 bar, 540°C). Le perfectionnement de la qualité des matériaux a même permis d'atteindre 180 bar et 570°C.[5]

La construction des centrales thermiques visait alors comme principal objectif de production d'électricité à des coûts d'investissement minimales. La réduction de l'impact sur l'environnement et la maximisation des rendements n'étaient pas des priorités. Ainsi, les rendements de ces centrales électriques étaient voisins de 40 %. Soulignons que les centrales conventionnelles à vapeur à paramètres initiaux surcritiques, avec des rendements nets supérieurs à 45 %, ont été développées jusqu'à la phase commerciale seulement après 1990.

La durée de vie moyenne d'une centrale conventionnelle à vapeur est de 30 à 40 ans. Dans le cas d'une exploitation correcte, même après cette durée, certains éléments de la centrale peuvent être dans un état de fonctionnement excellent.[5]

En conséquence, un nombre significatif de centrales électriques à cycle conventionnel de la vapeur (mises en service dans les années 1970 à 1980) sont actuellement dans un état technique qui leur permet de fonctionner dans des conditions acceptables pendant encore 15 à 20 ans. Pourtant, ces centrales ne peuvent pas répondre aux exigences actuelles en termes d'efficacité et d'impact sur l'environnement. Leur réhabilitation s'impose.

Pour cela, l'utilisation des turbines à gaz s'est montrée l'une des solutions les plus attractives. Mais le choix de la technique la plus adaptée dépend de plusieurs facteurs [5] :

- l'état technique et la durée de vie des principaux équipements : la chaudière à vapeur, la turbine à vapeur, etc. .
- la possibilité technique de coupler les installations existantes à une turbine à gaz. En effet, il n'existe pas de modèle unique pour la réhabilitation. Les conditions topologiques réelles de chaque installation et les particularités constructives vont décider du mode opératoire.

Il convient de préciser que, bien souvent, réhabiliter une centrale conventionnelle à vapeur existante au moyen d'une turbine à gaz est plus intéressant que construire une nouvelle centrale :

- La licence pour la production de l'énergie électrique est acquise.
- l'infrastructure (voies d'accès, lignes d'évacuation de la puissance électrique, eau de refroidissement, etc.) existe déjà .
- Une partie des équipements et des utilités présents sur le site peut être réutilisée.

I.4.2 Moteurs à combustion externe (Chaudière plus turbine à vapeur) :

De manière simplifiée, ils comprennent une ou plusieurs chaudières brûlant un combustible quelconque et produisant de la vapeur haute pression (HP). La vapeur est envoyée dans une turbine où sa détente est transformée en énergie mécanique. Celle-ci est recueillie sur l'arbre de la turbine qui entraîne un alternateur.[12]

La vapeur qui sort à basse pression (BP) ou au niveau d'un soutirage moyenne pression (MP) est utilisée pour les besoins de chauffages industriels ou de locaux soit directement, soit après passage dans un échangeur.

Celui-ci réchauffe un fluide caloporteur : en général de l'eau chaude ou surchauffée.[12]

L'eau condensée est renvoyée en chaudière pour recommencer un cycle. L'installation comprend de très nombreux auxiliaires : traitement des eaux, service alimentaire, etc., qui conduisent à un ensemble complexe et délicat à conduire.

L'avantage essentiel de ce principe est de pouvoir utiliser n'importe quel combustible ou source de chaleur à un potentiel suffisant élevé. C'est le seul système capable de s'adapter :

- au charbon, utilisé pour les grandes puissances vu son faible prix ;
- aux ordures ménagères et aux déchets divers brûlés en usines d'incinération ;
- aux chaleurs diverses récupérables sur des processus industriels.

I.4.3 Cycles des installations motrices à vapeur :

A-Schéma de base d'une installation motrice à vapeur :

Les installations motrices à vapeur sont des moteurs à apport externe de chaleur qui fonctionnent de manière cyclique, le fluide échangeant de la chaleur avec une source froide, en général le 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.

Ce sont des machines à flux continu dont le fluide, très généralement de l'eau qui est un fluide idéal car bien adapté sur le plan thermodynamique et intéressant sur le plan économique, subit une évolution thermodynamique cyclique en traversant un minimum de quatre composants figure (??) :

- **Un générateur de vapeur** dans lequel, le fluide (eau) est vaporisé en recevant de la chaleur. Il passe de l'état (4 – 1). La vapeur est dirigée vers une turbine .
- **Une turbine** une dans laquelle la vapeur se détend, de la haute pression à la basse pression (1-2), en fournissant le travail moteur sur l'arbre qui entraîne, dans la plupart des cas, un alternateur. Après détente, la vapeur rejoint un condenseur .
- **Un condenseur** où elle se condense (2-3), par échange thermique avec un fluide froid, de l'eau en provenance d'un fleuve, d'une rivière ou d'un aérorefrigérant (cas de la figure (I.21)). Elle atteint ensuite une pompe .
- **Une pompe** chargée de remettre l'eau sous forte pression (3-4).

Ce composant consomme de la puissance pour communiquer le fluide. L'eau sous pression rejoint le ballon où elle se mélange avec le fluide diphasique issu du générateur de vapeur.[8]

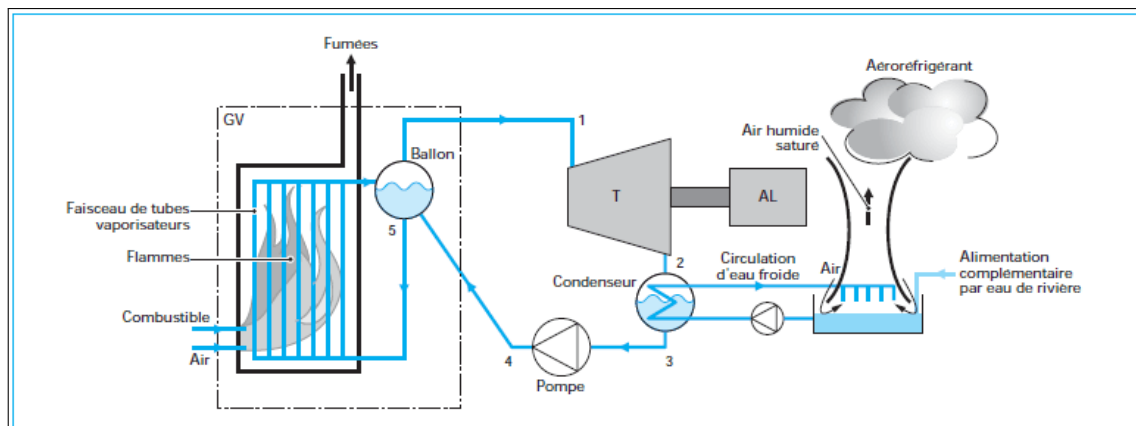


Fig. I.21 : Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur

- Une pompe envoi l'eau sous pression vers la chaudière.
- En passant par la chaudière l'eau se vaporise.
- La vapeur d'eau est acheminée vers la turbine où elle se détend. Fournissant, ainsi, de l'énergie cinétique que la turbine convertit en énergie mécanique.
- La vapeur détendue, issue de la turbine, se condense au contact d'une source froide.

B- Cycle de Carnot :

Dans l'étude des générateurs thermodynamiques, on a pu mettre en évidence 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 chaude et froide à la fois isobares et isothermes. Or, l'isothermie des échanges avec les sources est une condition nécessaire au fonctionnement d'une machine de Carnot dont l'efficacité est maximale.

La figure (??) met en évidence un tel cycle dans le domaine diphasique du fluide thermodynamique qui, dans la quasi-totalité des applications, est de l'eau.[8]

Le cycle de Carnot est composé de deux isothermes 4-1 et 2-3 qui correspondent respectivement aux échanges thermiques avec les sources chaude (générateur de vapeur) et froide (condenseur) et deux isentropes, l'une pour la compression adiabatique réversible dans la pompe 3-4, l'autre pour la détente adiabatique réversible dans la turbine 1-2. Le rendement d'une machine fonctionnant selon ce cycle est le rendement de Carnot donné par :

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c} \quad (I.6)$$

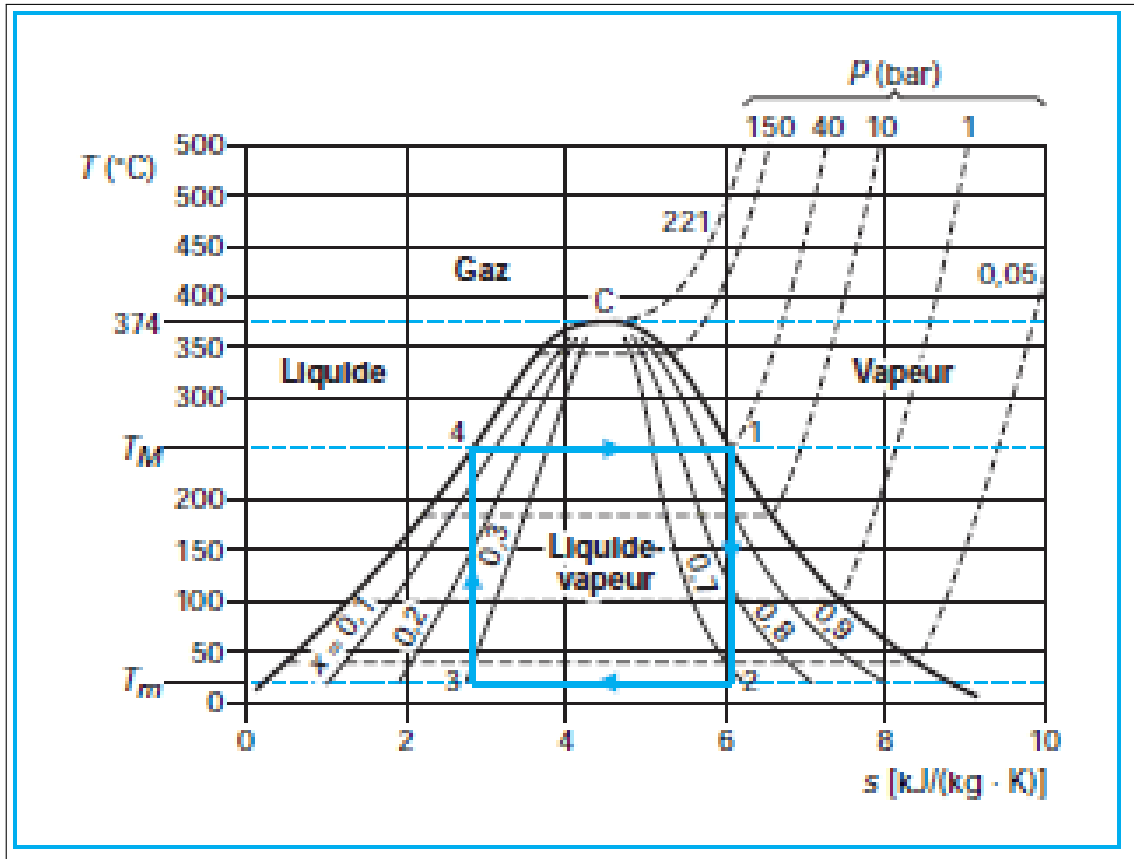


Fig. I.22 : Diagramme entropique de l'eau et cycle de Carnot dans le domaine diphasique liquide-vapeur.

C- Cycle de Rankine Et cycle de Hirn :

Si, au niveau des échangeurs de chaleur, la réalisation des évolutions correspondantes du cycle de Carnot ne pose pas de problème technique, il n'en va pas de même pour les deux autres transformations.

En particulier, il n'est pas envisageable de pratiquer une compression sur un fluide diphasique, c'est-à-dire sur un mélange liquide-vapeur, dans une pompe. Sur la figure I.23, on note que le début du pompage se ferait sur un fluide contenant 30 % de vapeur et 70 % de liquide.

Pour éviter cette situation, on est conduit à prolonger la condensation 2-3 (figure (I.28)) jusqu'à obtenir le liquide seul.

Le pompage a lieu alors dans la zone du liquide sous-refroidi selon l'évolution 3-4 et le liquide est envoyé dans le ballon (figure (I.23)).

Il y est chauffé par condensation partielle de la vapeur jusqu'à atteindre son état d'équilibre 5 avec la vapeur. Le cycle ainsi obtenu est le **cycle de Rankine**, utilisé couramment dans les petites installations, de l'ordre de quelques centaines de kilowatts à quelques mégawatts et pour des pressions

maximales inférieures à 50 bar environ.

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

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide a lieu dans la zone diphasique : la vapeur est saturante sèche en 1 ; elle est nettement humide, c'est-à-dire chargée de gouttelettes d'eau de taille plus ou moins importante, en fin de détente, en 2 (titre en vapeur inférieur à 70 % dans l'exemple de la figure (I.28)).

Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine, notamment à cause du glissement des deux phases l'une par rapport à l'autre, ce qui, en général et du fait d'une mauvaise orientation de la vitesse des gouttes, entraîne des impacts relativement forts de ces gouttelettes sur les aubages de la turbine et une érosion rapide.

Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (6-1) de la vapeur à la sortie du ballon, dans le générateur de vapeur, avant qu'elle ne pénètre dans la turbine (figure (I.28)).

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 dans l'installation (en pratique de l'ordre de 500 à 600 °C dans les installations classiques, ce qui permet d'utiliser des matériaux peu onéreux). Ce fonctionnement, utilisé dans les installations motrices à vapeur de puissance moyenne (entre 5 et 20 mégawatts environ), correspond au cycle de Hirn (figure (I.28)).

En procédant comme précédemment avec le cycle de Rankine, on constate que le **cycle de Hirn** a un rendement nettement plus faible que celui d'un moteur de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. L'écart est d'ailleurs plus important que dans le cas d'un cycle de Rankine.[8]

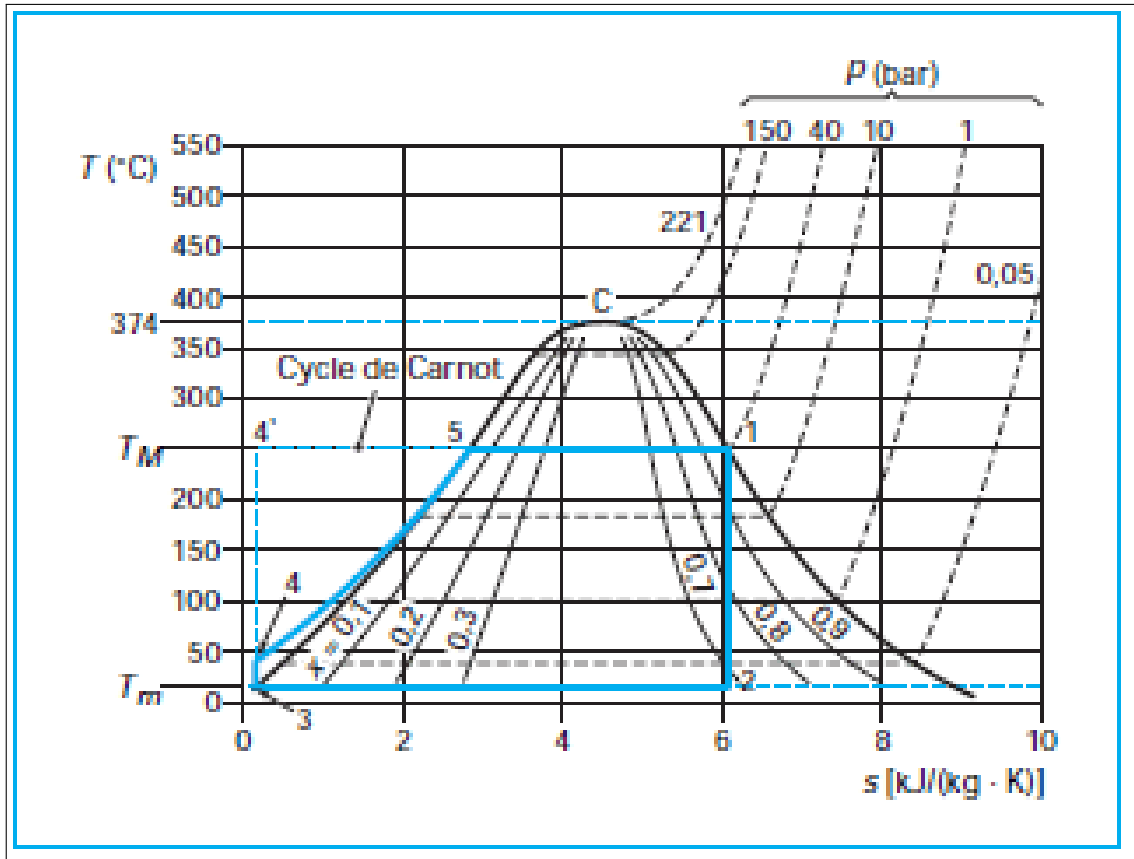


Fig. I.23 : Cycle de Rankine d'une installation motrice à vapeur et cycle de Carnot associé pour l'eau.[8]

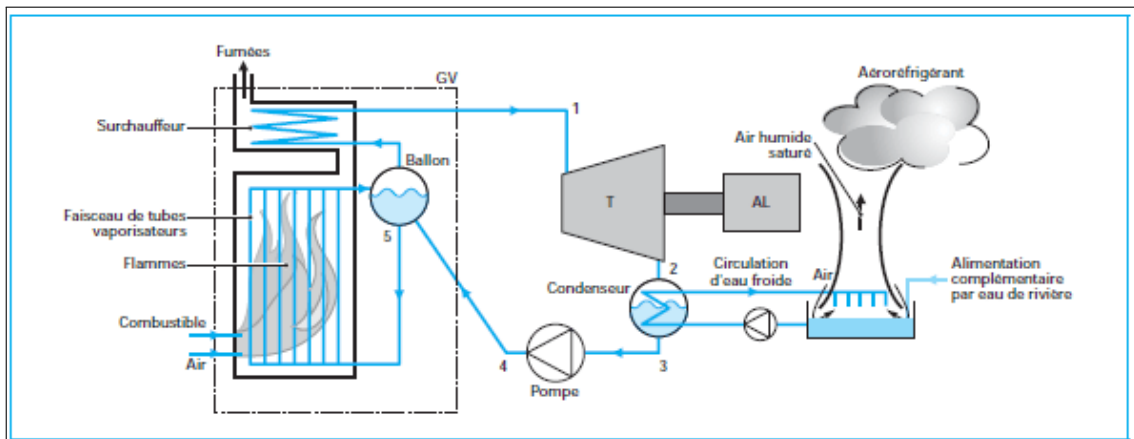


Fig. I.24 : Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle deHirn, avec surchauffe

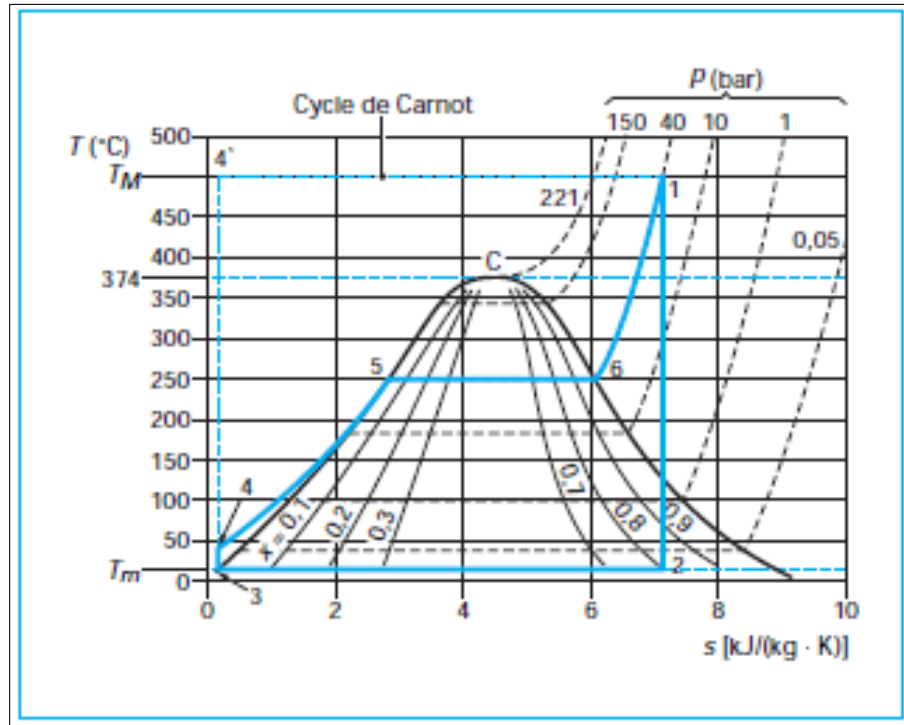


Fig. I.25 : Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau

I.4.4 Cycle de Hirn à resurchauffe :

Dans les grosses installations (plusieurs dizaines ou centaines de mégawatts), on cherche à travailler à la température maximale (de l'ordre de 500, voire 550 °) et à une pression maximale de l'ordre de la pression optimale (160 bar à l'amont de la turbine pour beaucoup d'installations motrices à vapeur de centrales électrogènes). Pour ces conditions la détente réversible jusqu'à la température ambiante (du condenseur) conduirait à obtenir de la vapeur humide contenant près de 30 % de liquide (I.33 – en bleu), ce qui n'est pas acceptable. La détente est alors faite en deux temps (?? – en noir – et I.33 : une première détente 1-2 est réalisée dans le domaine de la vapeur surchauffée ; la deuxième partie de la détente 3-4 a lieu après une nouvelle surchauffe 2-3 de la vapeur. la deuxième partie de la détente 3-4 a lieu après une nouvelle surchauffe 2-3 de la vapeur.

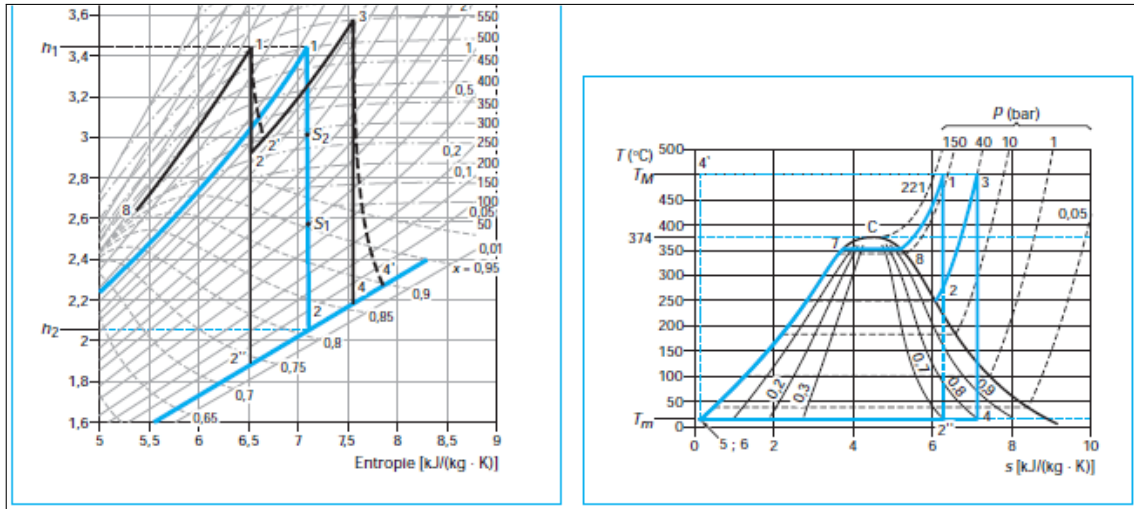


Fig. I.26 : Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]

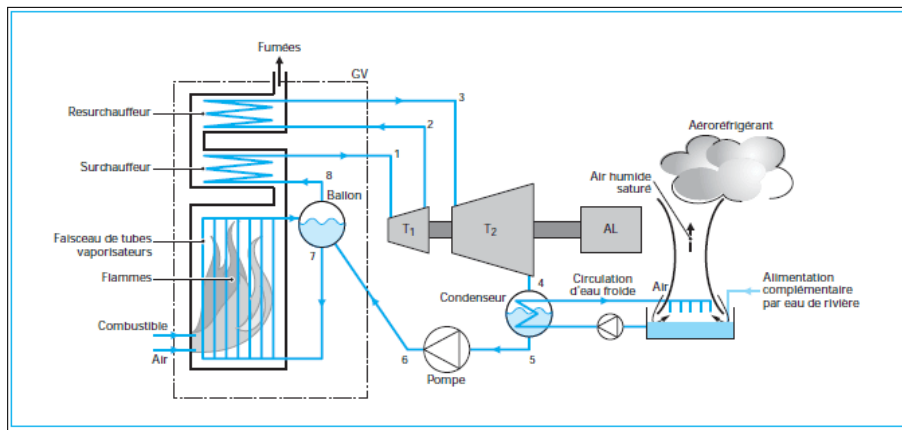


Fig. I.27 : Schéma d'une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe

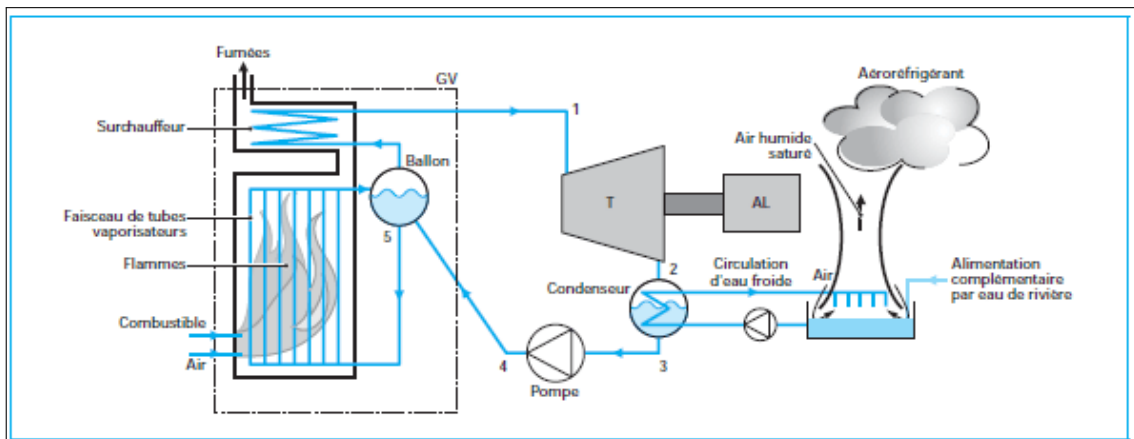


Fig. I.28 : Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]

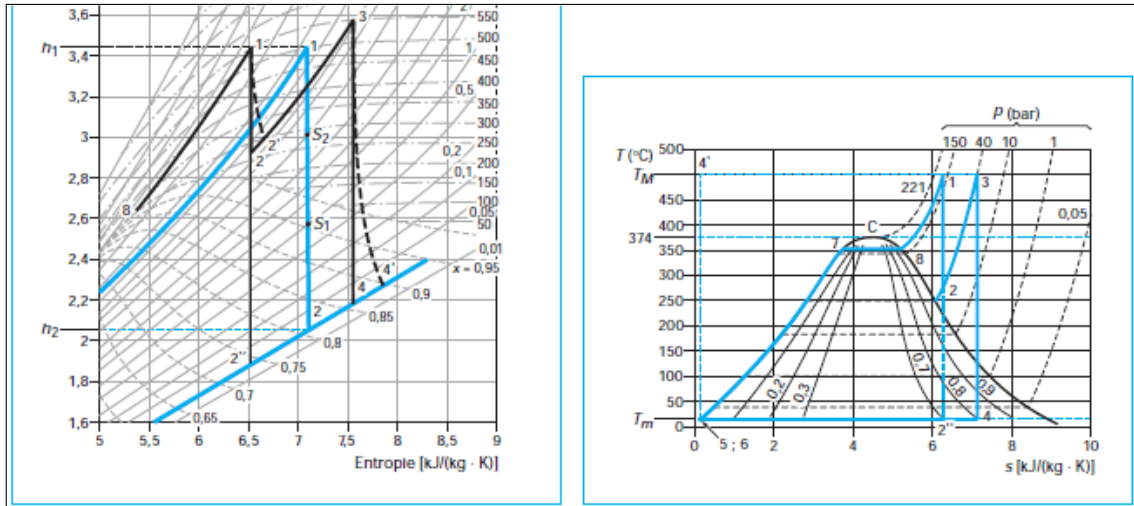


Fig. I.29 : Cycle de Hirn à resurchauffe.[8]

La figure I.34 donne un schéma d'une installation fonctionnant selon un tel cycle.

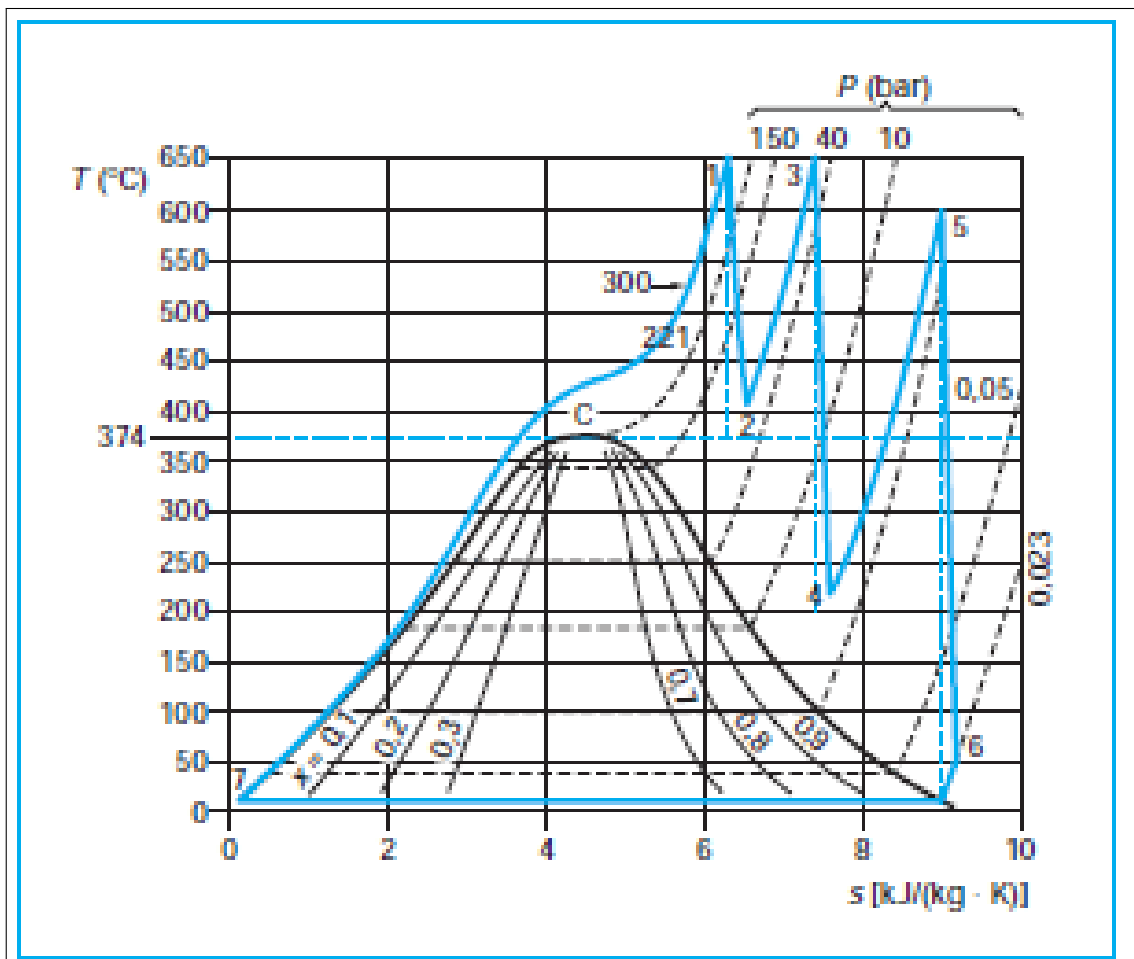


Fig. I.30 : Schéma d'une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe.

A-Cycles à soutirages de vapeur :

Le rendement d'un cycle pouvait être amélioré en utilisant la chaleur contenue dans le fluide au cours de son refroidissement ou de sa détente pour réchauffer le fluide lors d'une autre étape de

son évolution.

Sans remettre en cause les cycles de Hirn, il est possible de les modifier pour mettre en oeuvre, au moins partiellement, ce principe et donc améliorer le rendement des installations motrices à vapeur.

C'est la pratique des soutirages de vapeur réalisés sur la ligne de détente du fluide dans la turbine pour préchauffer l'eau liquide avant son entrée dans le générateur de vapeur. La figure I.33 représente un tel cycle de Hirn avec des soutirages en S1, S2, S3 et S4 .

Les soutirages S4 et S3 correspondent à de la vapeur surchauffée alors que les deux autres soutirages ont lieu avec de la vapeur humide. La figure (I-10) schématise une installation répondant à cette situation.[8]

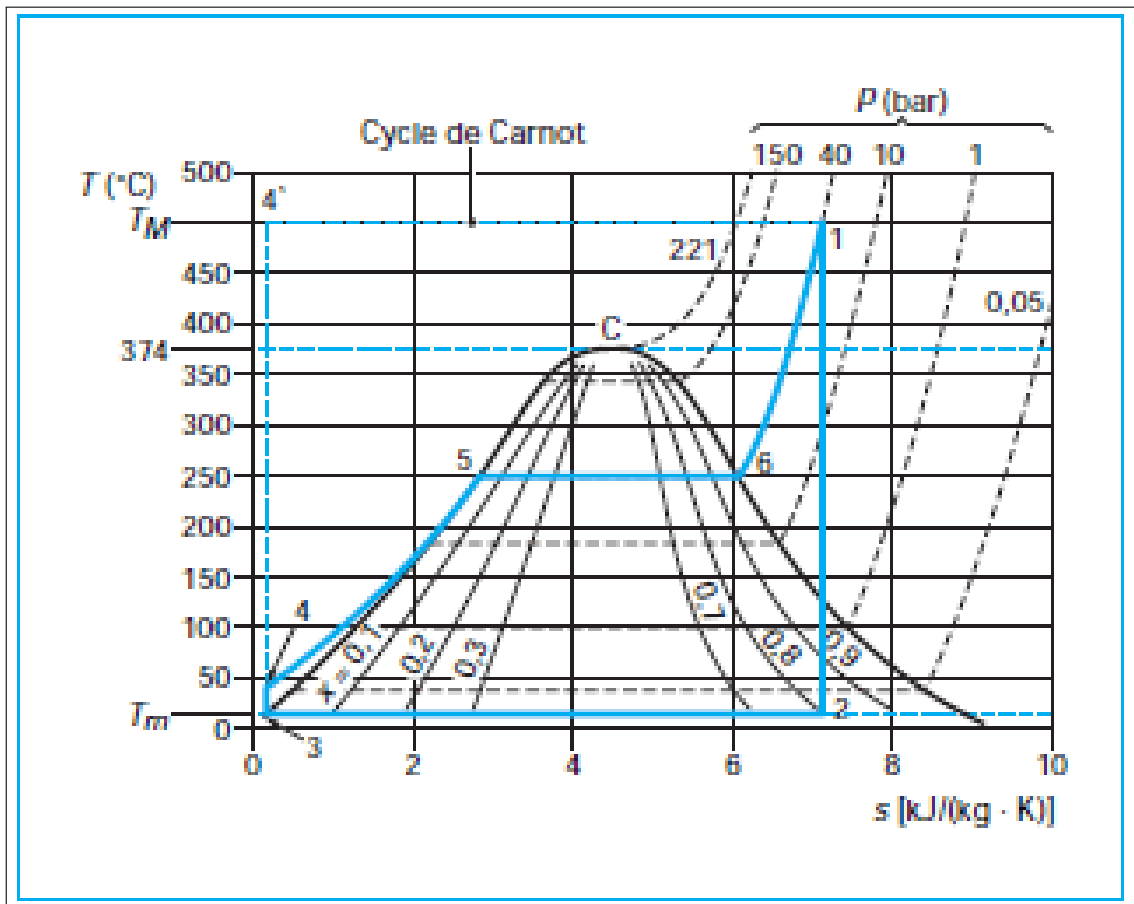


Fig. I.31 : Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur

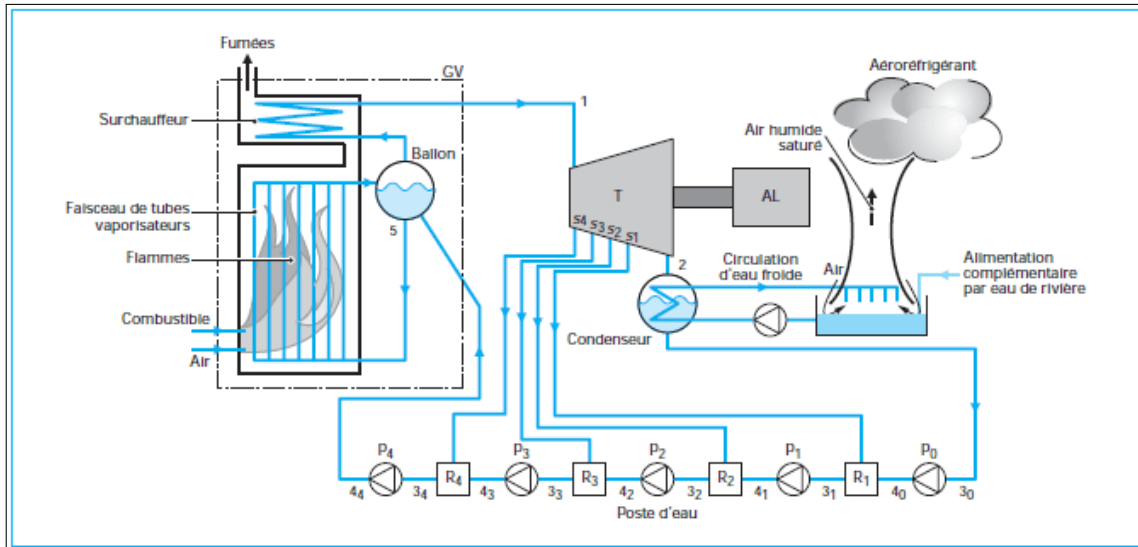


Fig. I.32 : IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.[8]

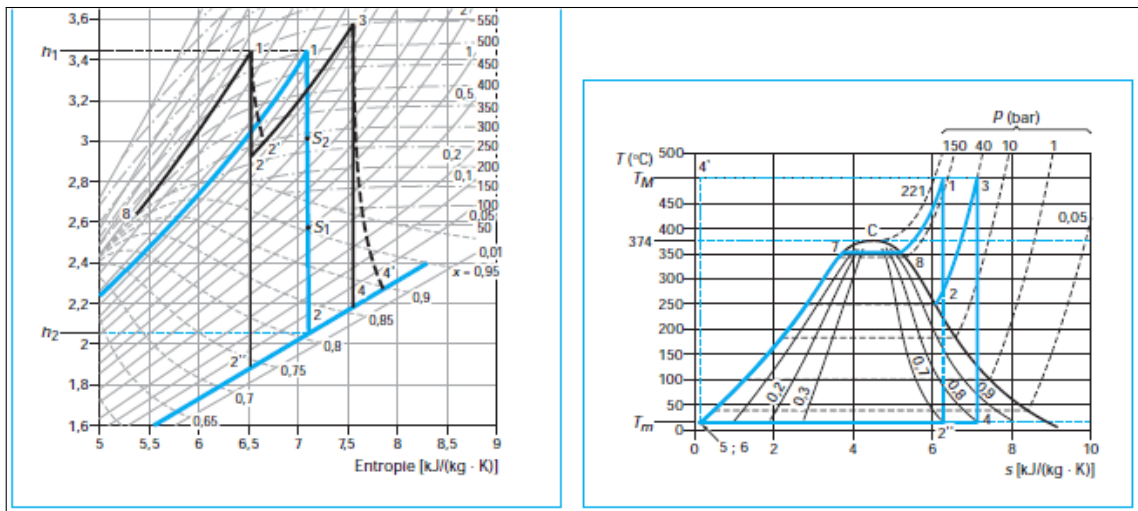


Fig. I.33 : Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe .[8]

I.4.5 Cycles supercritiques

Pour améliorer le rendement des centrales électrogènes, on tend à utiliser 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 bar.

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 figure (I-11).

Dans ces installations, la chaudière est très différente puisqu'il n'y a plus de vaporisation. Le générateur de vapeur est remplacé par des échangeurs gaz chauds (source chaude) – eau liquide et gaz chauds – eau sous forme gazeuse. Les températures maximales tendent actuellement vers 650 °C et les pressions avoisinent 300 bar.

De tels cycles, d'applications encore peu nombreuses, peuvent avoir trois surchauffes avec deux réchauffages intermédiaires figure I.32. L'augmentation des températures et pression maximales ainsi que la pratique de trois surchauffes améliorent sensiblement le rendement d'un tel cycle par rapport à celui de Hirn à resurchauffe.

On note d'ailleurs sur la figure I.32 que les détentes réelles de ce cycle se font entièrement en phase gazeuse ou vapeur.[8]

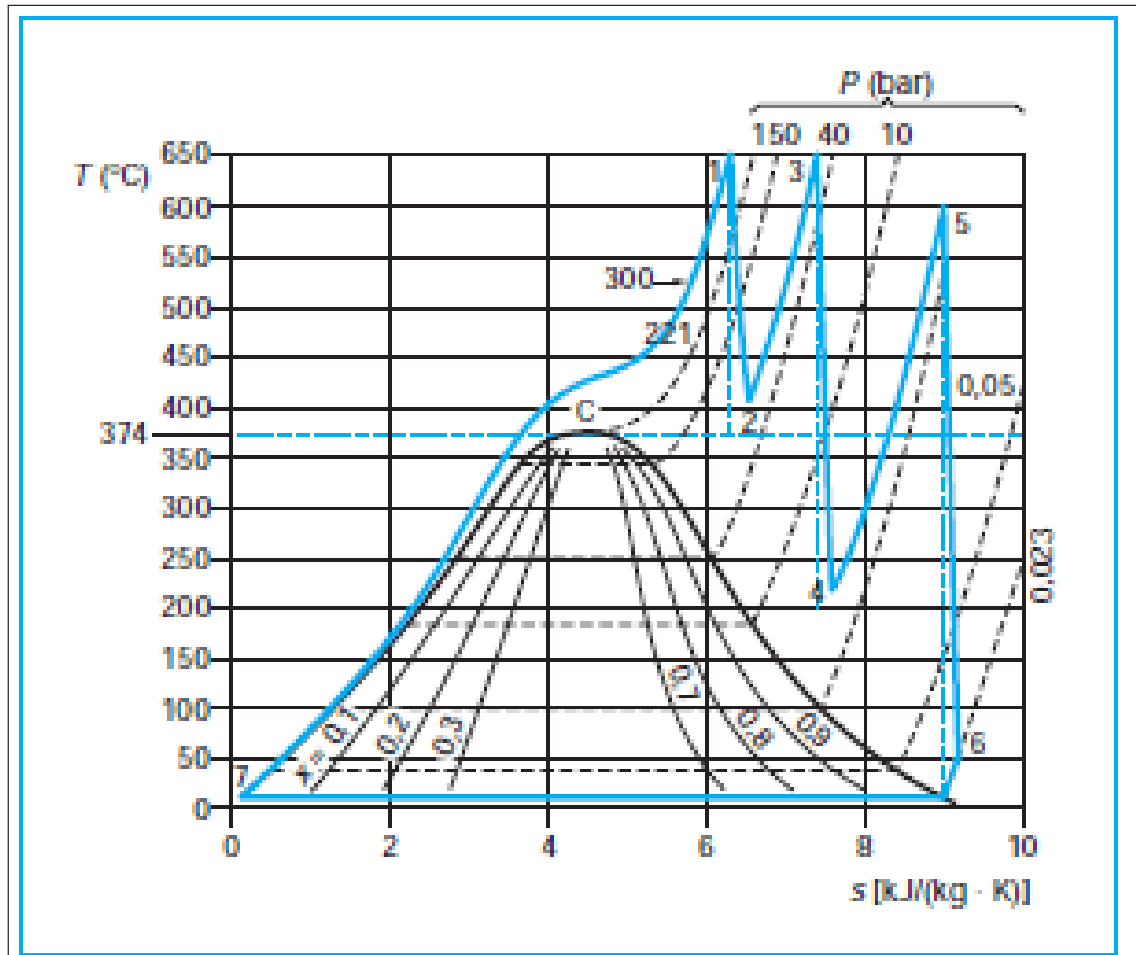


Fig. I.34 : Installation motrice à vapeur à cycle supercritique à deux resurchauffes.[8]

Bien évidemment, les cycles supercritiques peuvent bénéficier de soutirages afin, comme pour le cycle de Hirn à resurchauffe, d'améliorer encore leur rendement.

Conclusion

En conclusion, ce chapitre souligne les différences entre les turbines à gaz et les turbines à vapeur. Les turbines à gaz offrent flexibilité, réactivité et efficacité en charge partielle, adaptées aux centrales électriques au gaz et aux industries. Les turbines à vapeur se distinguent par leur efficacité énergétique, leur capacité de production et leur fiabilité, idéales pour les grandes centrales électriques à vapeur. Comprendre ces différences est crucial pour choisir la technologie adaptée aux besoins

énergétiques. Les deux types de turbines jouent un rôle essentiel dans la production d'énergie fiable et efficace dans divers secteurs industriels.

Chapitre II

Cycle Combiné (TAG/TAV)

Introduction

Ce chapitre se concentre sur l'étude du cycle combiné, un processus énergétique essentiel dans le domaine de la production d'électricité. Le cycle combiné est une méthode efficace qui combine la production d'énergie à partir d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur.

II.1 Récupération de chaleur fatale

Tout d'abord, la chaleur de récupération, ou chaleur fatale, est de la chaleur générée lors d'un processus mais qui ne constitue pas la finalité première. La récupération de la chaleur fatale consiste en la réutilisation de cette énergie qui serait autrement dissipée dans l'atmosphère. En récupérant cette chaleur, il est possible de réduire les coûts énergétiques et les émissions de CO_2 des usines.[11]

II.2 Générateur de vapeur à récupération de chaleur

Les installations industrielles à haut rendement utilisent souvent des systèmes de cogénération ou à cycle combiné avec turbine à gaz pour produire de l'électricité et de la vapeur à partir de la chaleur fatale en utilisant une chaudière de récupération. [11]

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont injectés dans une chaudière de récupération pour générer de la vapeur surchauffée qui entraîne une turbine à vapeur.

La vapeur surchauffée étant sèche, elle peut être utilisée dans une turbine.[11]

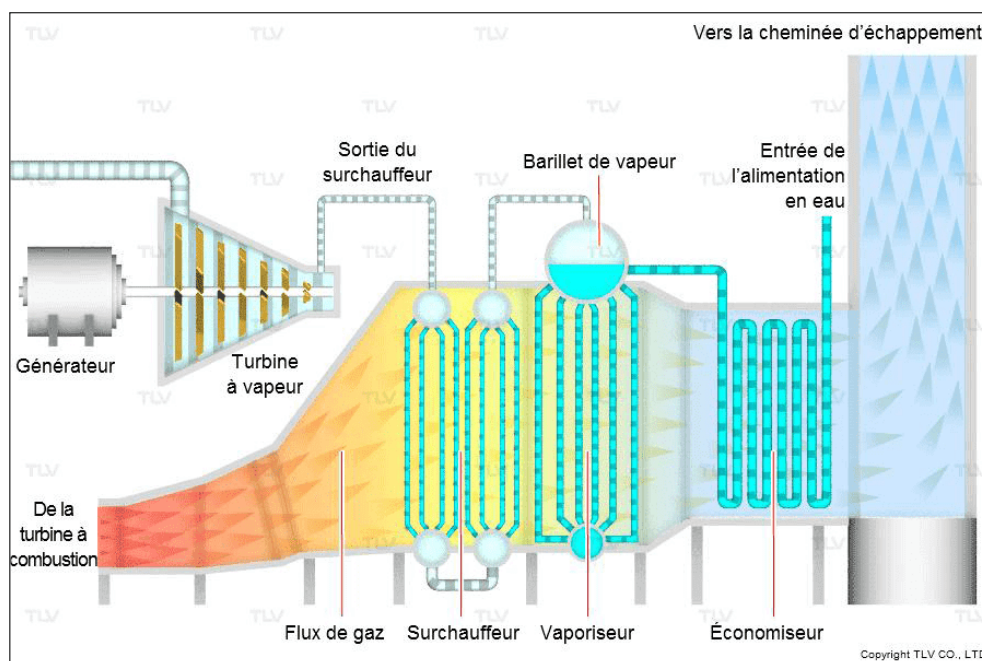


Fig. II.1 : Générateur de vapeur à récupération de chaleur.[11]

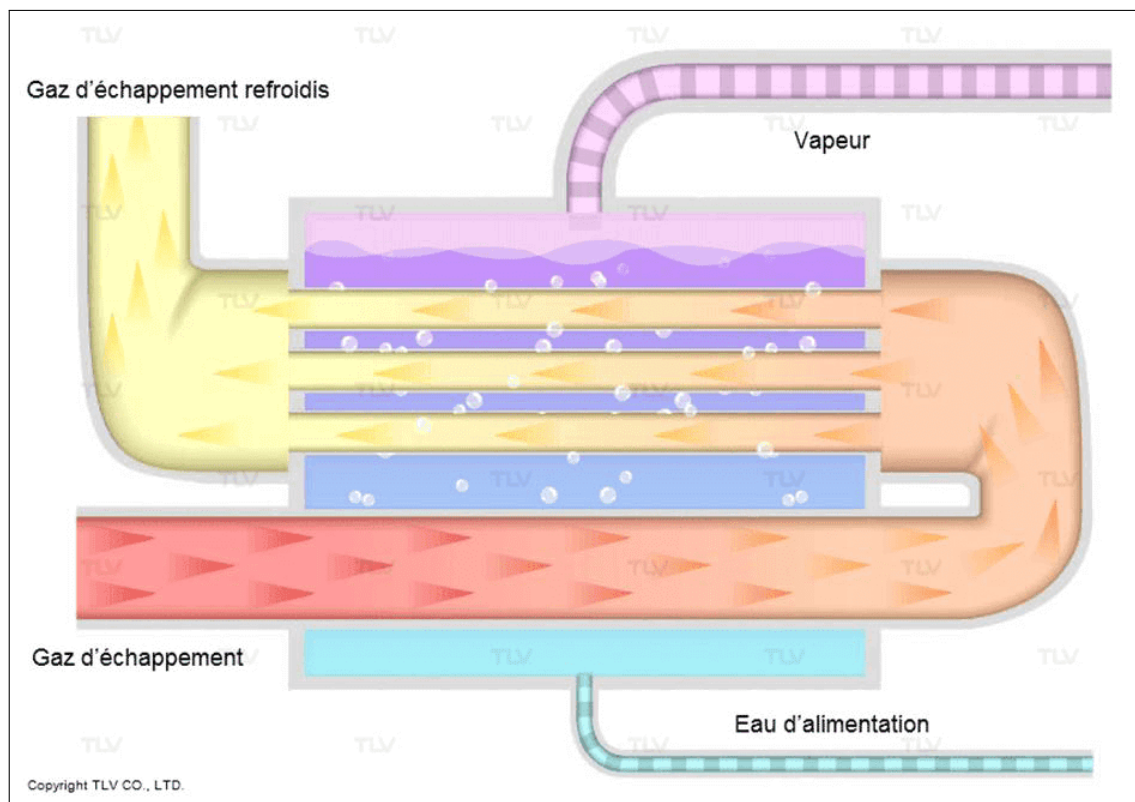


Fig. II.2 : Chaudière de récupération.[11]

II.3 Echangeur de chaleur tubulaire

Il existe différentes catégories d'échangeurs tubulaires en fonction de l'application recherchée : [10]

1. **condenseur** : le est un type d'échangeur de chaleur utilisé pour transformer un gaz en liquide. Le rôle du condenseur est de condenser de la vapeur en la faisant passer sur une surface froide, afin de permettre un échange de chaleur entre un fluide réfrigérant et un milieu extérieur. Ce processus permet de changer l'état du fluide à pression constante, ce qui entraîne sa désurchauffe et son sous-refroidissement. En fin de compte, le fluide sort du condenseur à l'état liquide plutôt que gazeux.

2. **Le refroidisseur** : c'est un procédé notamment utilisé dans les unités de distillation car l'objectif principal est d'effectuer une vaporisation partielle des fonds de colonnes de distillation. On vaporise un mélange de liquides ou bien un mélange de liquides et de solides. Ce procédé est également utilisé pour le chauffage.

3. **L'évaporateur** : son but est de concentrer une solution grâce à un apport d'énergie pour réaliser

un changement d'état de la phase liquide à la phase gazeuse.

4. **Le cristalliseur** : dans cette dernière configuration l'échangeur va permettre d'isoler un produit pour pouvoir le récupérer sous une forme solide.[10]

II.3.1 Présentation d'un cycle combiné

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

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut obtenir avec une turbine à gaz seul. [6]

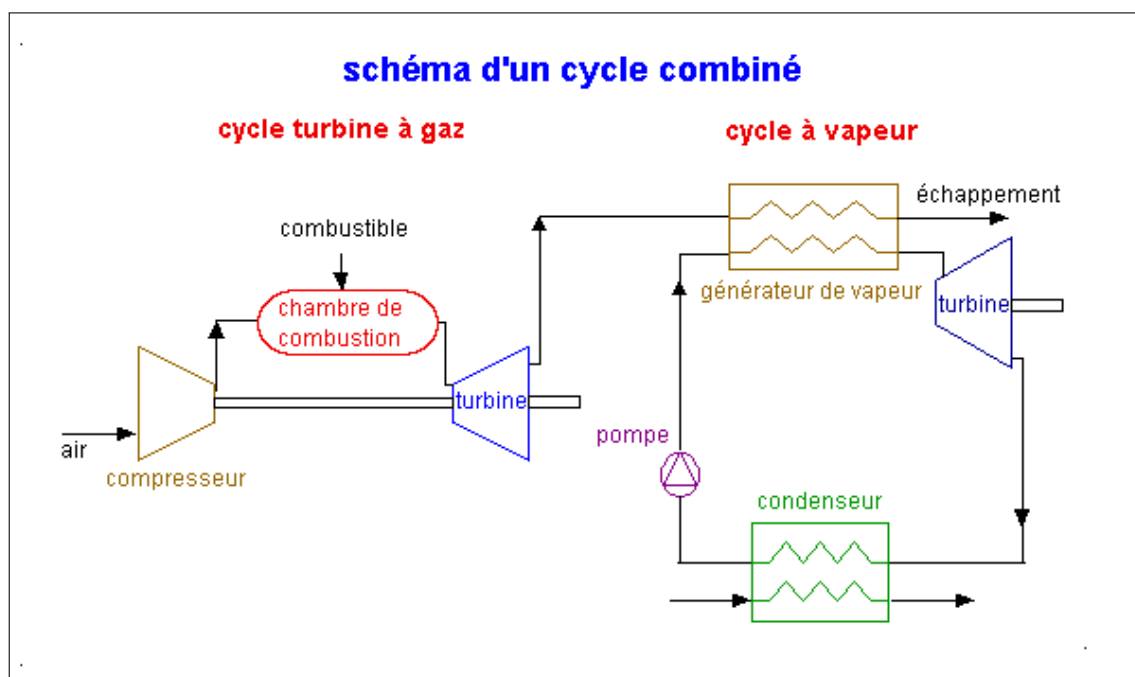


Fig. II.3 : Schéma d'un cycle combiné.[11]

II.3.2 Définition d'une centrale à cycle combiné :

Une centrale à cycle combiné est une centrale thermique qui associe deux types de turbines : turbine à gaz et turbine à vapeur. Chacune de ces turbines entraîne une génératrice qui produit de l'électricité ou les deux types de turbines sont couplés à la même génératrice.[20]

II.3.3 Fonctionnement d'une centrale thermique classique

Dans ces centrales, une turbine à combustion classique utilise le pouvoir calorifique de ressources fossiles pour transformer de la chaleur en électricité au moyen d'un turbo-alternateur. Le combustible, mélangé à de l'air sous pression est brûlé dans la chambre de combustion, provoquant ainsi une brusque augmentation de la température et de la pression des gaz brûlés.

Ces gaz se détendent ensuite dans les aubes d'une turbine, en rotation autour du même arbre que l'alternateur, qui va générer de l'électricité. En sortie de turbine, les gaz encore chauds sont évacués dans l'atmosphère.[3]

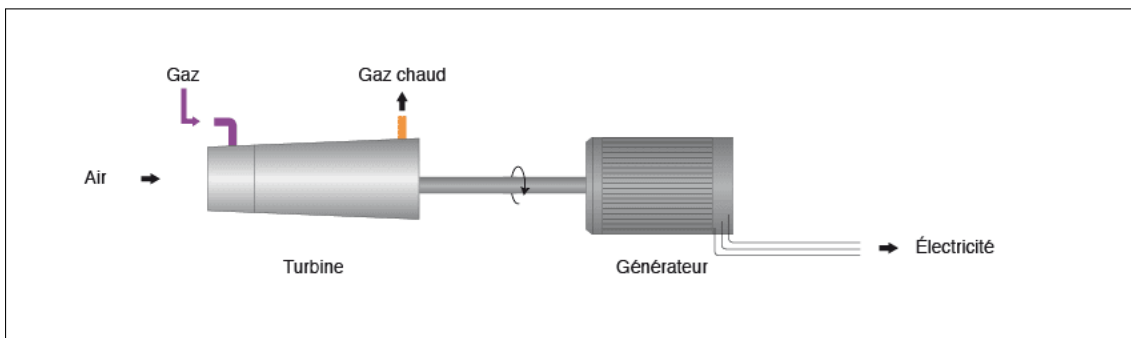


Fig. II.4 : fonctionnement d'une centrale classique.[3]

II.3.4 Fonctionnement d'une centrale à gaz à cycle combiné

Les centrales à cycle combiné permettent de mettre à profit l'énergie résiduelle de ces gaz chauds qui vont céder leur chaleur dans un échangeur pour faire bouillir le fluide d'un second cycle thermodynamique.

La vapeur ainsi obtenue entrainera à son tour une deuxième turbine génératrice d'électricité.[3]

Dans ces centrales, une turbine à combustion classique utilise le pouvoir calorifique de ressources fossiles pour transformer de la chaleur en électricité au moyen d'un turbo-alternateur. Le combustible, mélangé à de l'air sous pression est brûlé dans la chambre de combustion, provoquant ainsi une brusque augmentation de la température et de la pression des gaz brûlés. Ces gaz se détendent ensuite dans les aubes d'une turbine, en rotation autour du même arbre que l'alternateur, qui va générer de l'électricité. En sortie de turbine, les gaz encore chauds sont évacués dans l'atmosphère.

Les centrales à cycle combiné permettent de mettre à profit l'énergie résiduelle de ces gaz chauds qui vont céder leur chaleur dans un échangeur pour faire bouillir le fluide d'un second cycle thermodynamique. La vapeur ainsi obtenue entrainera à son tour une deuxième turbine génératrice d'électricité.[3]

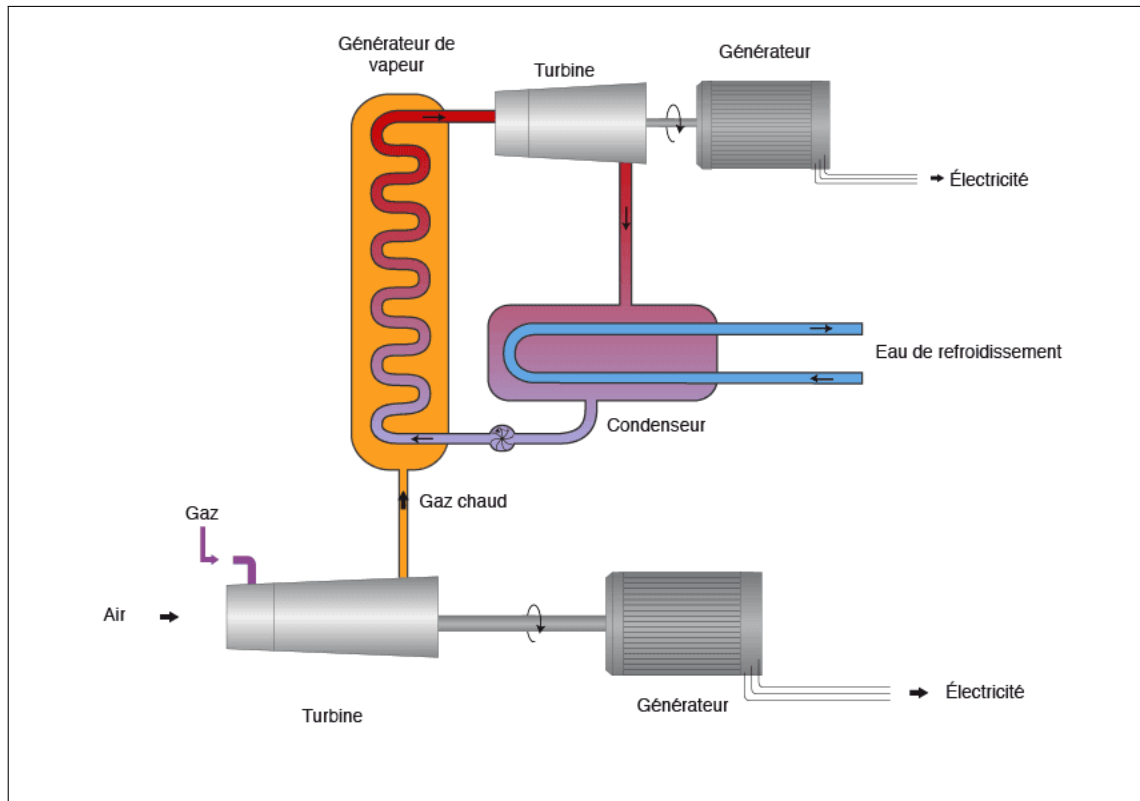


Fig. II.5 : Principe de fonctionnement d'un cycle combiné.[3]

II.3.5 Cycles combinés gaz et environnement

Les centrales à cycle combinée permettent de réduire de 50 les émissions de CO_2 , de diviser par trois les oxydes d'azote (NO_x) et de supprimer les émissions d'oxydes de soufre (SO_2) par rapport aux moyens de production thermique à flamme « classiques ». En outre, la combustion de gaz naturel ne produit ni particules de poussière ni odeurs. Concernant le processus de refroidissement, la technologie du refroidissement du circuit par air, si elle est choisie, permet de limiter les consommations d'eau de manière significative par rapport aux centrales du même type utilisant le refroidissement par eau, et permet également d'éviter d'influer sur la température des cours d'eau ou étendues d'eau concernés.[20]

II.3.6 Rendement du cycle combiné

Les échanges enthalpiques au sein d'un cycle combiné peuvent être résumés par le schéma de cette figure :[6]

1. la turbine à gaz reçoit la chaleur Q_g de la source chaude. Il en sort d'une part un travail utile g , et d'autre part une chaleur ($Q_v + Q_p$). Le premier terme correspond à la chaleur fournie au cycle à vapeur, le second à des pertes.
2. le cycle à vapeur produit un travail utile, et rejette au condenseur la chaleur Q_c .

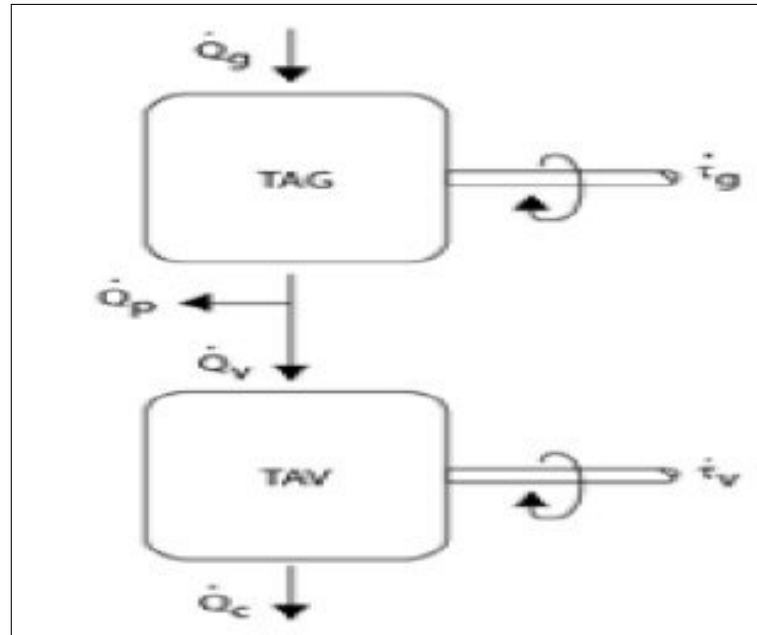


Fig. II.6 : Échanges d'énergie dans un cycle combiné.[6]

Appelons η_g l'efficacité de la turbine à gaz, η_v l'efficacité du cycle à vapeur, η_{cc} l'efficacité du cycle combiné, et ϵ le rapport de chaleur de Q_v à $Q_p + Q_v$:

$$\xi = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{Q_g}{Q_p + Q_v} \frac{Q_v}{Q_g} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g} \quad (\text{II.1})$$

$$\eta_{cc} = \frac{\tau_g + \tau_v}{Q_g} = \tau_g + \tau_g \frac{Q_v}{Q_g} \frac{Q_v}{Q_g} = \tau_g \xi (1 - \eta_g) \eta_v \quad (\text{II.2})$$

$$\eta_{cc} = \tau_g \epsilon (1 - \eta_g) \eta_v \quad (\text{II.3})$$

II.4 Présentation de la zone 3 « utilités »/Raffinerie d'Arziw RZ1A

II.4.1 Introduction de la zone 03 (utilités)

Pour le bon fonctionnement d'une raffinerie de pétrole, les installations de production ont besoin de vapeur, électricité, eau de refroidissement, eau distillée, air instrument et air service ainsi de gaz inerte. L'eau utilisée au niveau de la zone d'utilités est une eau brute qui provient de la station de dessalement KAHRAMA où cette eau sera stockée dans le bac T602 d'une capacité de 12000 m³, en cas de coupure de cette dernière une réserve est assurée par le bac T603. La zone 03 comporte 7 majeures unités :

1. **Unité 31:** Production de la vapeur et de l'électricité

2. **unité 32**: Production de l'eau distillée.
3. **Unité 34**: Circuit d'eau de refroidissement
4. **Unité 35** : Station de pompage
5. **Unité 36** : Réception et distribution du gaz combustible.
6. **Unité 37** : Production de l'air instrument et de l'air service



Fig. II.7 : zone 3.[RAZ1]

II.4.2 Unité 31 (production de vapeur et d'électricité)

C'est l'unité de production des utilités motrices pour l'ensemble des installations des zones de production de la raffinerie (P1), elle comporte trois chaudières pour la production de la vapeur 50 kg/cm², une génératrice turbine à gaz d'une puissance 25MW, et un circuit de récupération des condensats vers le bac d'eau distillée.

L'unité 31 comporte 3 chaudières H1, H2, H3 dont deux sont identiques H1 et H2, elles produisent chacune 62t/h max de vapeur à une pression de 50 Kg/cm² à une température de 430°C, la troisième Chaudière H3 produit une capacité maximale de 124t/h, elle est prévue pour remplacer les deux anciennes chaudières.

Les chaudières utilisent le fioul gaz comme combustible.

Une des principales propriétés de l'eau à l'état liquide, c'est son pouvoir solvant élevé vis-à-vis des éléments minéraux et organiques et des gaz, ainsi elle se charge de toutes sortes de substances au cours de son cycle dans la nature.

Le problème de l'alimentation en eau d'appoint des chaudières consiste à étudier deux éléments essentiels pour déterminer le mode de traitement envisagé :

1. L'alcalinité : elle conditionne le phénomène de primage qui se traduit par un entraînement des gouttelettes d'eau avec la vapeur au-delà de la chaudière.
2. La salinité : elle est liée aux conséquences du primage, elle doit être limitée pour diminuer au maximum les risques d'entraînement des sels dans la vapeur.

En conclusion un mauvais traitement d'eau d'alimentation de chaudière crée des perturbations causées par les phénomènes de l'entartrage, le primage et la corrosion suivant la composition des impuretés. Actuellement la raffinerie utilise de l'eau distillée qui est obtenue par condensation de la vapeur produite par ébullition d'eau brute dans les évaporateurs.

Bien que l'eau distillée ne contienne pas d'impuretés dans la plupart des cas, elle contient des gaz dissous.

Afin d'éliminer ses gaz dissous cause majeurs de la corrosion dans la chaudière, l'eau distillée doit être conditionnée avant d'alimenter cette dernière.

Le conditionnement se fait suivant les étapes suivantes :

1. Traitement thermique : consiste en un dégazage thermique pour éliminer CO_2 et O_2 en présence de la vapeur à basse pression.
2. Traitement chimique : c'est un complément du dégazage thermique, il consiste à injecter un réducteur d' O_2 le (Na_2SO_3)

dans le but d'éliminer les traces d'oxygène qui en reste après le traitement thermique.

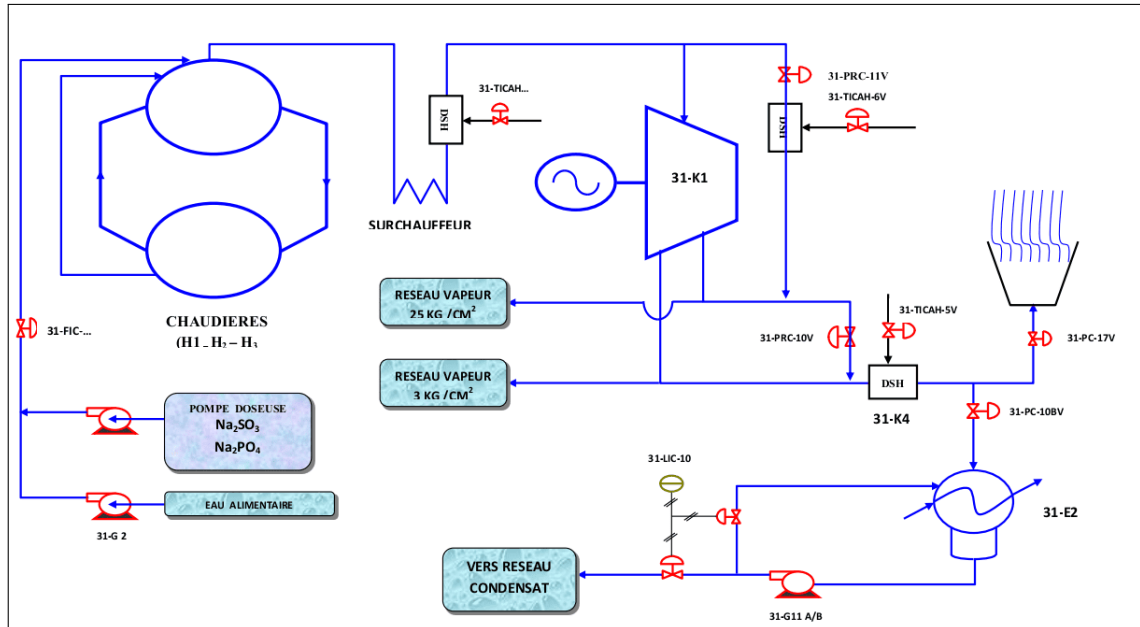


Fig. II.8 : Unité 31 (production de vapeur et d'électricité).[RA1Z]

II.4.3 Unité 32 (production de l'eau distillée)

Elle est constituée de deux évaporateurs de différente technologie, le 32B101 de type MSF (Multi Stage Flash) à 5 cellules et le 32B102 de type MED-TVC (Multi Effet Distillation- Thermal Vapour Compression) à 4 cellules. La capacité totale de production de ses deux évaporateurs est de 80 T/h.

Comme l'eau est l'élément le plus important commettant la source de la zone d'utilité donc il faut traiter cet élément avant d'aborder aux unités.

La raffinerie d'ARZEW utilise dans la zone 03 un nouveau procédé de conditionnement des eaux (amélioration du PH et de la conductivité), qui consiste a alimente un évaporateur qui a pour rôle de produire de L'eau distillée a partir de n'importe qu'elle eau, suivit d'un chaîne de déminéralisation, se qui assurera une eau de très bonne qualité. L'unité 32 de production de l'eau distillée, elle est constituée de deux évaporateurs 32B102 (thermo compression) et 32B101 de type MSF (Multi Stage Flash) et principe de conservation d'énergie à 4 et 5 cellules respectivement, en cas de fonctionnement des deux évaporateurs, l'unité 32 aliment en eau distillée l'ensemble des zones de production par un débit de 80m3/h.

Evaporateur 32B101 :

Est un évaporateur multicellulaire à multi flash sous vide(-600 mmHg), muni d'un réchauffeur, éjecteur, et un décarbonater qui a pour but d'éliminer les gaz CO_2 proviennent de la réaction d'eau d'alimentation avec l'acide sulfurique à 60°C, ce dernier ajuste par injection le pH de l'eau de saumure

jusqu'à neutralisation.

Description :

L'évaporateur 32B101 est constitué des éléments suivants :

1. Dispositif de mise sous vide :

La mise sous vide de l'évaporateur est assurée par une batterie d'éjecteurs à jet de vapeur

1. **Ejecteur de démarrage 32 G 103** PII assure la mise sous vide initial, il permet d'atteindre le vide en nécessaire 30mn.
2. **Ejecteur condenseur 32 E102**: Pour le maintien du vide au cours de fonctionnement, un groupe de deux éjecteurs condenseur est relié à la cellule froide.
3. **Réchauffeur 32E101** :un préchauffage pour l'eau d'alimentation des cellules pour avoir un meilleur flash
4. **Mélangeur (filtre d'acide)** :pour l'injection de l'acide sulfurique afin d'ajuster le pH de l'eau de saumure jusqu'à neutralisation.
5. **Dégazeur 32 D 101** :le dégazage de l'eau d'appoint se fait dans une tour sous vide, l'eau est pulvérisée par une rampe à la partie supérieure, elle est ensuite dispersée sur une charge en anneaux puis est récupérée en fond et dirigée vers la cellule froide pour but d'éliminer les gaz dessous (CO_2 O_2) proviennent de la réaction d'eau d'alimentation avec l'acide sulfurique

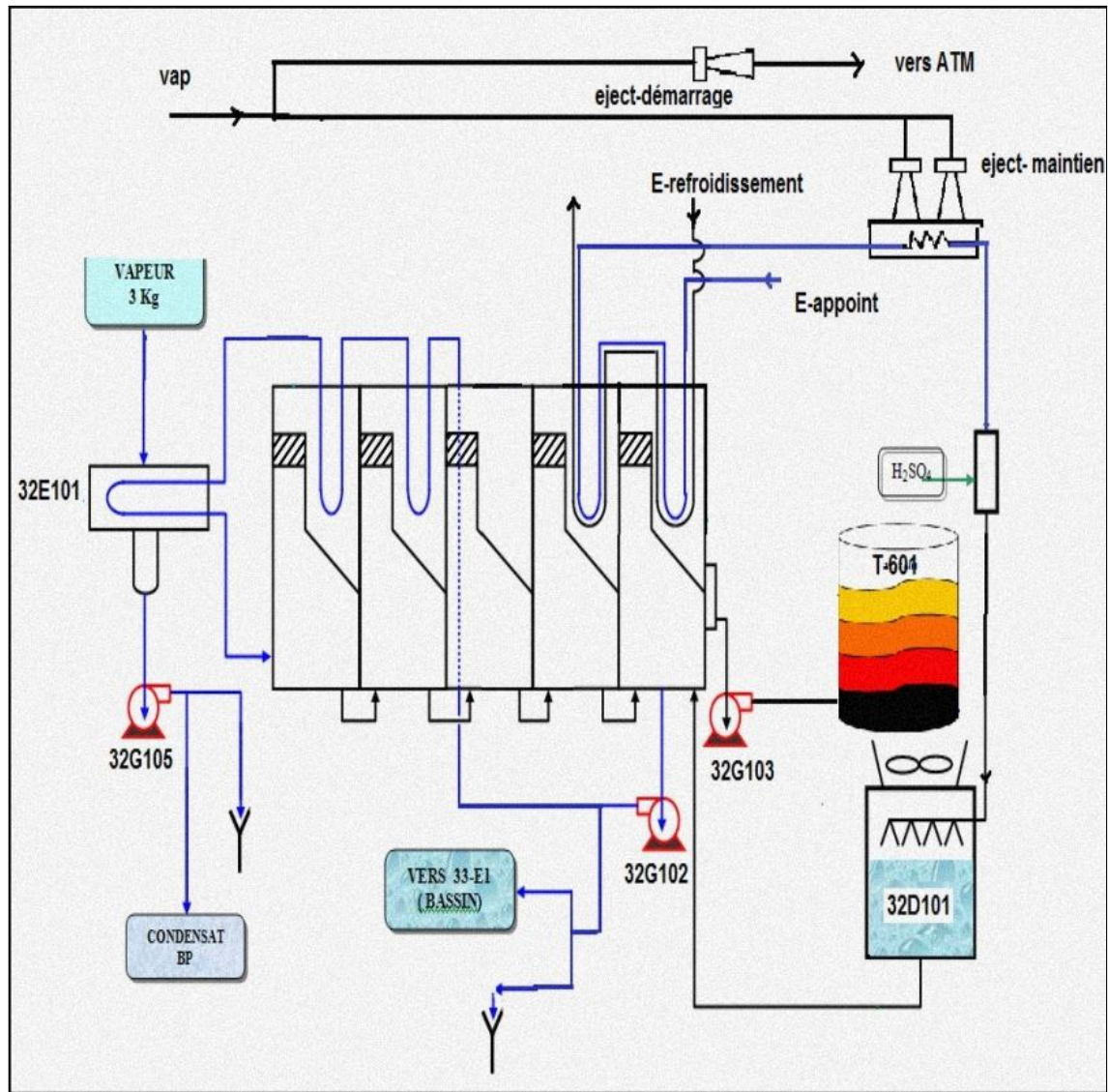


Fig. II.9 : Evaporateur 32-B101.[RA1Z]

Il se présente sous forme d'un équipement thermo compresseur de 4 cellules d'évaporation
L'évaporateur 32B102 est constitué des éléments suivants :

1. **Ejecteur de démarrage** : Il assure la mise sous vide initial, il permet d'atteindre le vide en nécessaire 30mn.
2. **Ejecteur de maintien** : Pour le maintien du vide au cours de fonctionnement.
3. **Réchauffeur 32E101** : un préchauffage pour l'eau d'alimentation des cellules pour avoir un meilleur flash
4. **Ejecteur thermo-compresseur** : pour chauffer l'eau d'appoint.
5. **Echangeur** : pour chauffer l'eau d'appoint.

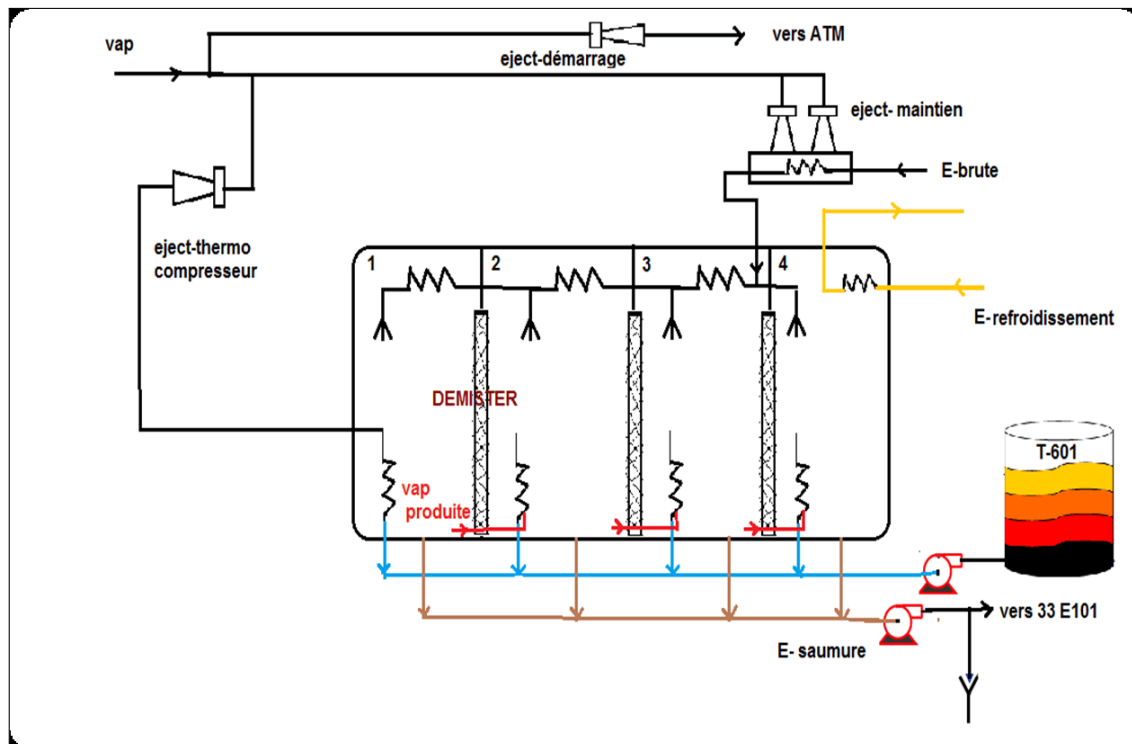


Fig. II.10 : Evaporateur 32_B102.[RA1Z]

II.4.4 Unité 33 (tour de refroidissement)

Le circuit d'eau de refroidissement de la raffinerie d'ARZEW est de type semi-ouvert. L'eau de refroidissement sert à extraire la chaleur du procédé (échange thermique), à refroidir les équipements. L'air atmosphérique sert de fluide de refroidissement aspiré par cinq grands ventilateurs dans une tour de refroidissement à assure en béton armé. L'eau refroidie par l'air est aspirée dans un grand bassin pour être envoyée vers les unités de production. Le retour se fait dans les cinq cellules de la tour.



Fig. II.11 : Tour de refroidissement 33E101.[RA1Z]

L'unité 33 de la raffinerie d'Arzew dispose d'une tour de refroidissement 33E101 d'une capacité de circulation de 5200m³/h ou l'eau chaude arrive à une température de 42°C et part à une température de 27°C. Cette dernière comporte les éléments suivants :

1. 5 cellules à 5 ventilateurs aspirants fonctionnement selon le principe à contre-courant.
2. Un bassin qui recueille l'eau froide.
3. Un garnissage qui comprend un système de distribution d'eau.

Le débit de circulation est assuré par deux pompes, cette eau rencontre en tombant le garnissage, ce qui augmente la surface de contact entre l'eau et l'air aspiré cela permet un meilleur échange thermique, ensuite l'eau refroidit est refoulée à l'aide de la pompe 33G102 vers un ensemble de trois filtres (33k102 A/B/C) à sable ou seulement deux filtres sont en fonctionnement. Ce filtrage concerne 10% du volume de bassin et il permet d'éliminer la boue au fond, l'eau qui retourne au bassin subit une injection des produits suivants :

1. Hypochlorite de sodium (eau de javel) en injection-choc : ce type de traitement oxydant est très efficace contre la totalité des constituants organique (algues et bactérie).
2. Traitement avec un biocide de synthèse non oxydant : les traitements biocide de synthèse sont utilisés en complément du traitement oxydant. Ils permettent de maîtriser le développement bactérien.
3. Traitement biodétergent : le biodétergent utilisé dans ce traitement est un tensioactif non ionique qui a pour but d'éliminer les dépôts de surfaces encrassées et ainsi renforcer l'action du biocide.
4. Inhibiteur de corrosion : le principe global du traitement repose sur la combinaison d'inhibiteurs de corrosion cathodique et anodique, d'une action antitartre et de la dispersion des autres minéraux qui pourraient se former.

II.4.5 Système de contrôle du niveau de la tour de refroidissement :

Dans le but de compensé les pertes en eau rencontrer dans le système de refroidissement, un appoint d'eau est assurée soit du bac d'eau brute le T602 ou on utilisons les eaux saumâtres qui proviennent des deux évaporateurs 32B101 et le 32B102.

II.4.6 Données techniques de circuit de réfrigération

La construction de la tour de refroidissement a été assurée par la compagnie française (**HAMON**). L'air est aspiré par les 5 ventilateurs à tirage induit. L'eau est distribuée à partir d'un système de distribution en propylène. Le tableau ci-dessous, montre les caractéristiques de la tour de refroidissement 33E101 :

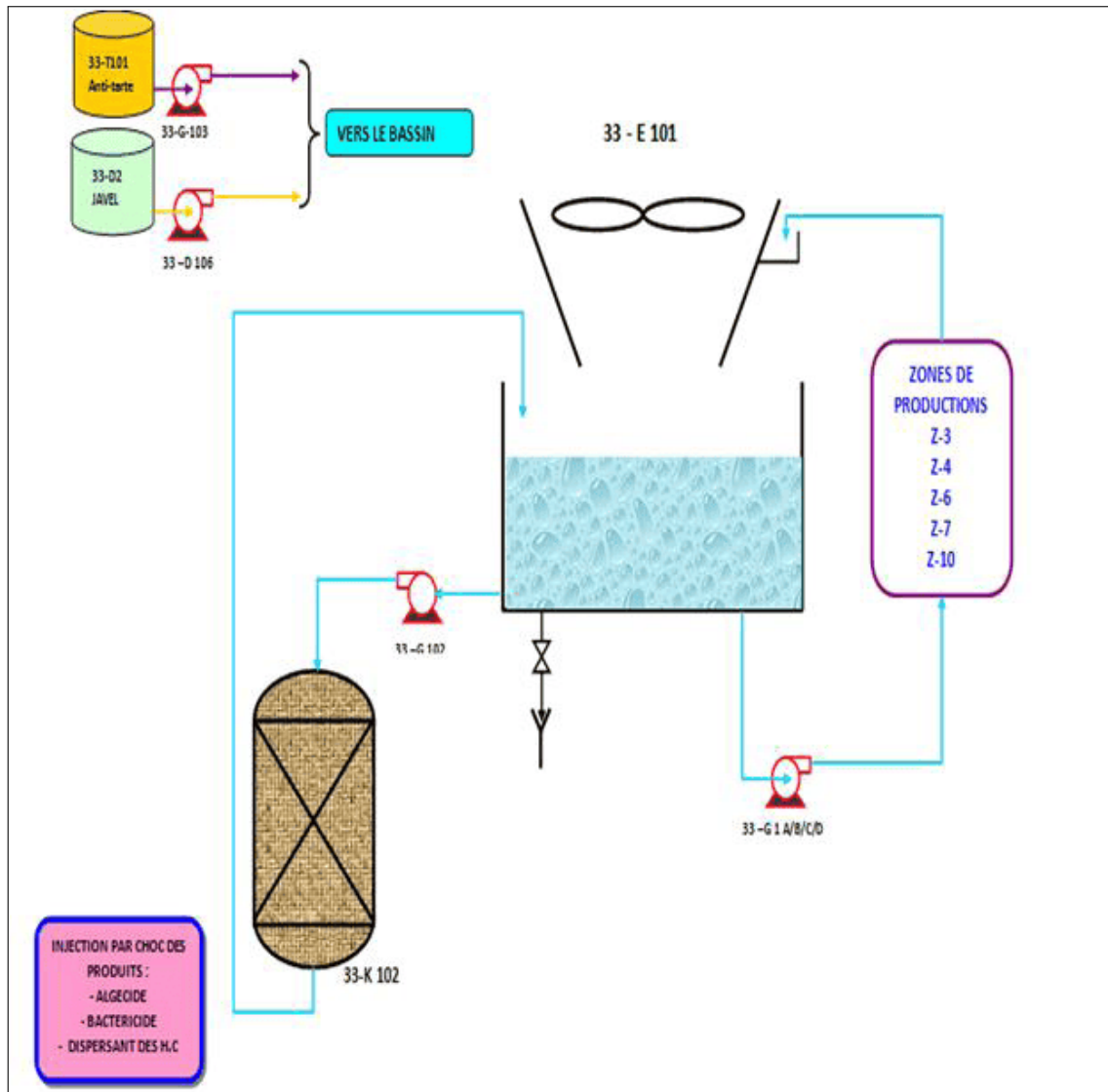


Fig. II.12 : Unité 35(réception et distribution de fuel gaz).[RA1Z]

II.4.7 Unité 35 (réception et distribution du fuel gaz)

L'unité 35 est destinée à réceptionner le gaz naturel en provenance de R.T.O riche en méthane et l'excédent du gaz de la raffinerie en provenance de la Zone 4. Les deux gaz sont mélangés dans un ballon à 4 bars pour les distribués à la fin dans les zones de production comme combustibles des fours et des chaudières. Le gaz naturel arrive à la raffinerie à une pression d'environ 28 bars après avoir subi une détente de 40 bars à 30 au niveau de skid de gaz. Avant son introduction dans le ballon

35D1 le gaz est porté à une température 40°C dans un réchauffeur à vapeur le 35E1 afin d'éviter son givrage lors de sa détente jusqu'à une pression de 4 bars. Le gaz en provenance de la zone4 riche en hydrogène est introduit directement dans le ballon. La pression dans le ballon 35D1 est maintenue à 4 bars par les 35PIC 1-2, l'excédent de gaz est envoyé vers torche. Un autre ballon 35D2 a été installé afin d'alimenter les besoins de la 31GTG01 en gaz naturel après avoir subi une détente de 30 bars à 25 bars.

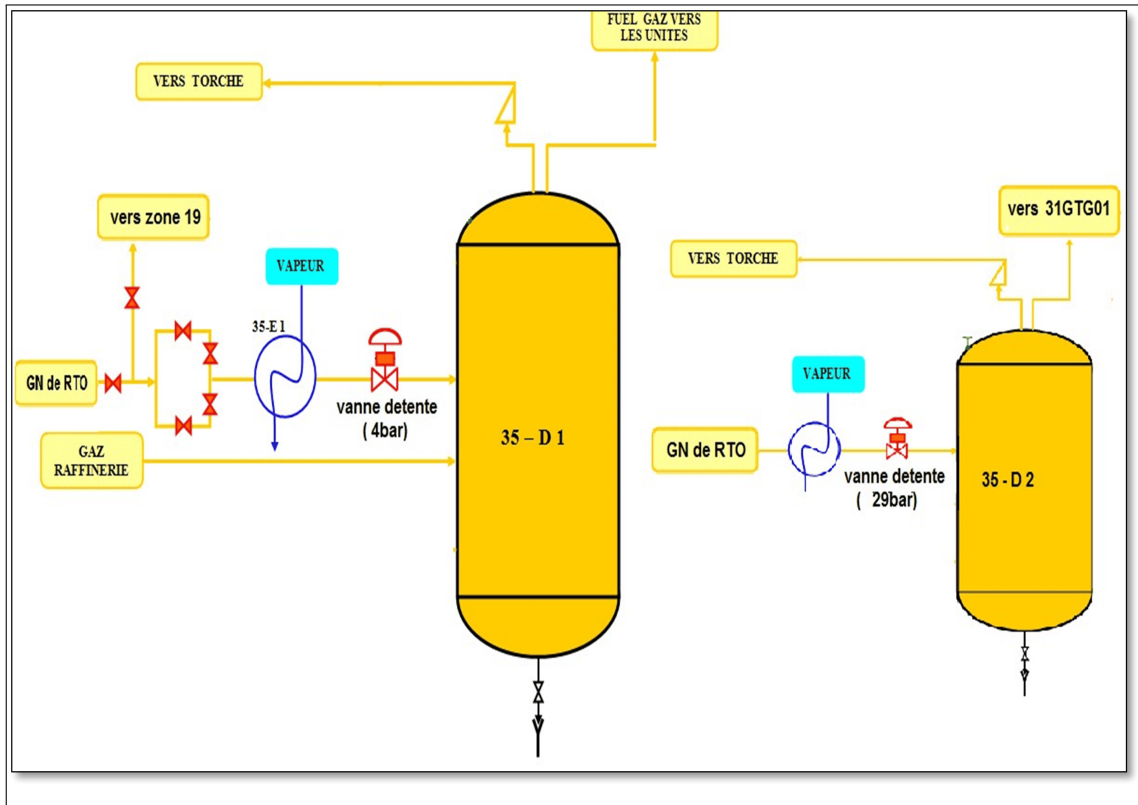


Fig. II.13 : Unité 35(réception et distribution de fuel gaz).[RAZ1]

II.4.8 Unité 36 (production d'air service et d'air instrument)

La production de l'air se fait à l'aide d'un ensemble des compresseurs à différents types (centrifuges, à piston, à vis).

1. L'air service est fourni directement à partir du ballon tampon 36D1.
2. L'air instrument pour les organes de contrôles passe à travers un sécheur à base de silicate d'aluminium Al_2SiO_3 dans le but d'éliminer l'humidité qui se trouve dans ce dernier afin d'éviter une condensation dans les instruments à toute température.

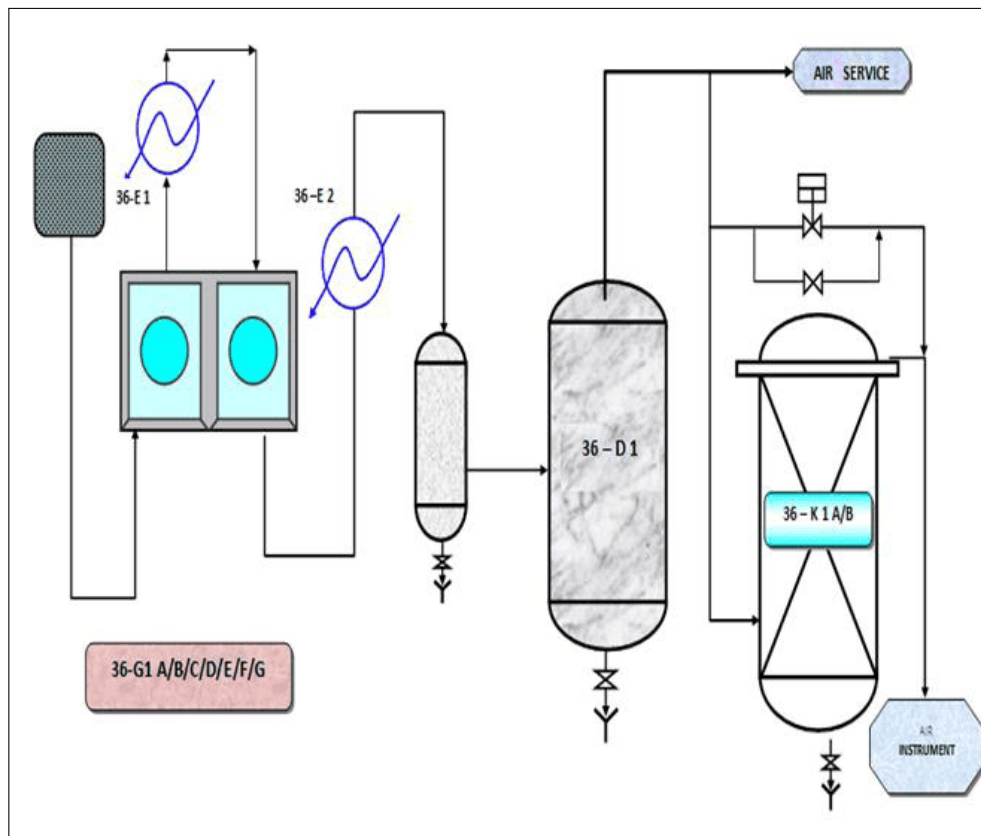


Fig. II.14 : Unité 36 (production d'air service et d'air instrument.[RA1Z]

II.5 Présentation de la zone 19 « utilités »/Raffinerie d'Arziw RZ1A

Cette unité entre dans le plan de l'extension de la raffinerie , elle a les mêmes taches que la zone 3 du département P1 donc son objectif est de fournir les besoins des unités de P2 en Vapeur ,Electricité ,Air, (service et instrument) , Eau (distillée et de refroidissement) . Comprend les unités suivantes :

-U1100 : Production de la vapeur

La production de la vapeur haute pression (50 bars) est assurée par trois chaudières de vapeur (SG1101, SG1102, SG1103) qui produise chacune 45 T/h de vapeur HP à partir de l'eau distillée.

U1200 : Production de l'électricité

Dans cette unité, il existe deux sources de l'électricité :

1. Réseau sonelgaz 60 kv.
2. Turbo générateur 5,5 kv avec une production de 8 MW.

Actuellement l'alimentation des installations de production P2 en électricité et autonome par le turbo générateur AT 1201. réseau sonal gaz et utilisé dans deux cas :

1. En cas où il y a des travaux dans les chaudières.
2. En cas de l'arrêt de turbo générateur AT 1201.

Dans le cas où l'alimentation par réseau sonal gaz ou par le turbo générateur est à l'arrêt, le moteur diesel alimente en 380 V les moteurs prioritaires pour procéder à un arrêt correcte, et l'éclairage de secours.

II.5.1 U1300 : Tour de refroidissement

Cette unité a pour rôle de refroidir et traiter l'eau de réfrigération venant des unités. Ce refroidissement s'effectue dans une tour de refroidissement de quatre cellules avec un débit de 2500 m³/h.

II.5.2 U1400 : Fuel gaz

Cette unité est destinée à réceptionner le gaz naturel de Hassi R'mel et le gaz de la raffinerie provenant de la zone 4 les deux gaz sont mélangées dans le ballon D501 à une pression de 3.5 bars est utilisé comme combustible dans des fours et chaudières.

U1500 : Unité d'air comprimé

L'air service est nécessaire pour les installations et l'air instrument pour les appareils de contrôle pneumatiques est assuré par deux compresseurs de 2363 Nm³/h L'air service passe à travers un sécheur pour la production de l'air instrument.

U1600 : Production de l'eau distillée

Cette unité assure le traitement de l'eau brute de barrage. Car telle qu'elle est, elle peut être admise comme eau alimentaire des chaudières. La raffinerie RA1Z utilise dans la zone 19 un nouveau procédé de conditionnement des eaux (amélioration du pH et de la conductivité), qui consiste à alimenter un évaporateur qui a pour rôle de produire de l'eau distillée (65T/h) à partir de n'importe quelle eau, suivi d'une chaîne de déminéralisation, se qui assurera une eau de très bonne qualité.

-U1700: La torche

-U1800 : Traitement des eaux usées de P2

Cette unité a pour but de traiter toutes les effluents des unités de production du P2

-U280 : Production de gaz inerte (azote)

Le but du générateur A281, est de produire du gaz inerte (par combustion de propane ou gaz naturel de Hassi R'mel) HP sec et du gaz inerte BP humide provenant du gaz inerte HP sec ayant servi à la régénération des sécheurs.

Conclusion

En conclusion, le chapitre sur le cycle combiné met en évidence son importance en tant que technologie de production d'électricité efficace. Le cycle combiné combine les avantages des turbines à gaz et des turbines à vapeur pour obtenir des rendements élevés et réduire les émissions de gaz à effet de serre. Cette approche permet une utilisation optimale des ressources énergétiques et offre une flexibilité opérationnelle précieuse.

En adoptant le cycle combiné, il est possible de répondre efficacement aux besoins croissants en électricité tout en favorisant une transition vers une production d'énergie plus propre et durable.

Chapitre III

Bilan énergétique d'une installation combinée TAG/TAV

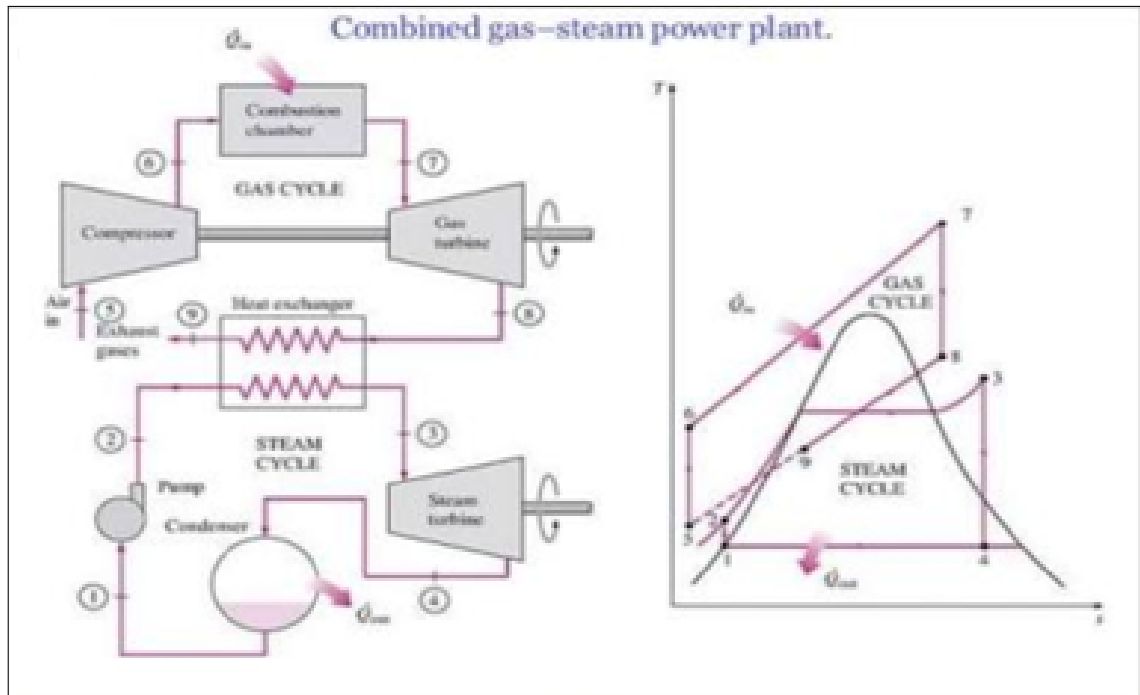


Fig. III.2 : Schéma et cycle thermodynamique d'un cycle combiné.

Afin de réaliser une étude thermodynamique du cycle combiné on a étudié en premier lieu les des deux cycles qui le composent séparément

1. Cycle de Brayton.
2. Cycle de Rankine .
3. La combinaison entre les deux.

III.2 Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu.[7]

III.2.1 Cycle théorique

Le cycle théorique est basé sur la simplification suivant :

- Le fluide est considéré comme parfait.
- Le débit est constant durant le cycle.
- Les éléments constituant l'installation sont parfaits.

Ce cycle est représentée dans un diagramme T-S est appelée cycle de Brayton Le cycle thermodynamique du turbine à gaz comprend quatre stades où l'air subit des modifications physiques ou chimiques :

- 1-2 : Compression isentropique. 2-3 : Combustion isobare .
- 3-4 : Détente isentropique . 4-1 : Échappement isobare.

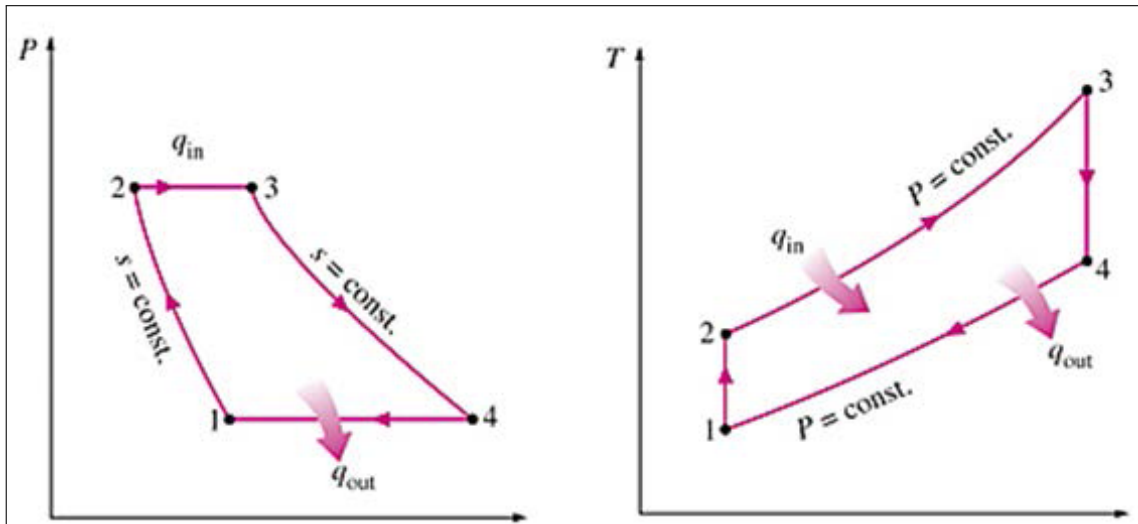


Fig. III.3 : Cycle idéal de Brayton dans le diagramme de P-V et dans le diagramme de T-S .

Cette machine est constituée d'un compresseur (1-2), d'une chambre de combustion (2-3) qui apporte une quantité de chaleur Q_C , d'une turbine (3-4) qui recueille le travail fourni, et d'un dispositif d'échappement refroidissant Q_f .

III.2.2 Cycle réel de la turbine à gaz

A cause des frottements entre le fluide et les parois, les transformations dans le compresseur et la turbine ne sont pas isentropiques.

III.2.3 Cycle réel simple de la turbine à gaz :

En réalité, le processus 1-2 et 3-4 ne sont pas isentropique (adiabatiques et réversibles) à 100 % .il ne sont pas adiabatiques puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur; puis pas réversible puisque la compression, comme la détente, se font de façon brusque. Ainsi la correction à apporter est que durant ces deux processus, d'ailleurs durant tous les processus thermodynamiques pour un système isolé, l'entropie augment. Par conséquent, un décalage vers les entropies croissantes fait passer 2' en 2 et 4' en 4. La compression réelle et la détente réelle se font de façon irréversible, la combustion se fait de façon quasi-isobare; le rejet des gaz brûlés reste isobare à la pression atmosphérique.[7]

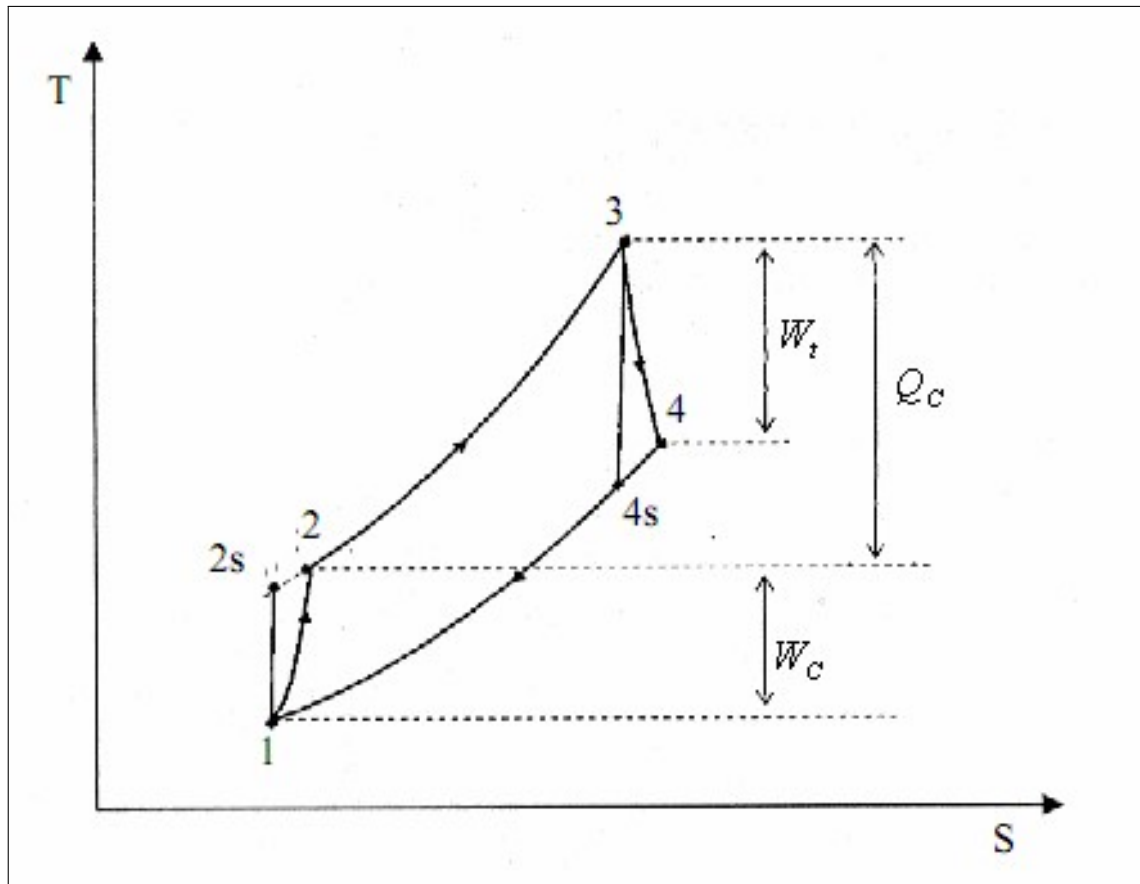


Fig. III.4 : Cycle réel détaillé de Brayton dans le diagramme de T-S .

III.3 Méthode de calcul

III.3.1 Pour le cycle de Brayton

Transformation 1-2

Le compresseur comprime l'air à une pression élevée avec un rapport $\pi = \frac{P_1}{P_2}$, et puis il l'envoie vers la chambre de combustion.

Compression isentropique : $\implies T^\gamma \cdot P^{1-\gamma} = C_{st}$

D'où on tire

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III.3})$$

Puis on calcule le travail isentropique du compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 = C_p \cdot (T_{2s} - T_1) \quad (\text{III.4})$$

Pour le calcul du travail réel du compresseur W_{rc} d'après le rendement isentropique η_{sc} :

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s}-T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = \frac{T_{2s}-T_1}{\eta_{sc}} + T_1 \quad (\text{III.5})$$

$$W_{rc} = h_2 - h_1 = C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{III.6})$$

W_{rc} : Le travail réel nécessaire pour la compression de 1 kg d'air.

Transformation 2-3 :

La puissance calorifique mise en jeu dans une chambre de combustion et la l'élévation de température qui s'en suit sont données par l'expression $Q_{2-3} = \overline{C}_p \cdot (T_3 - T_{2s})$

Combustion isobare : $P_2 = P_3$ $\overline{C}_p = 1,1 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$ $\gamma = 1,3$

Tant qu'on a les deux températures on peut calculer la quantité de chaleur :

$$Q_{2-3} = \overline{C}_p \cdot (T_3 - T_{2s}) \quad (\text{III.7})$$

Transformation 2-3 :

Dans la turbine les gazes bruler détente de pression P_3 jusqu'a la pression P_4 alors la température diminuer $T_3 > T_{4s}$.

$$W_{st} = h_3 - h_{4s} = \overline{C}_p \cdot (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III.8})$$

Pour le calcul du travail réel de la turbine d'après le rendement isentropique η_{st} :

$$\eta_{st} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \Rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{st} \cdot (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III.9})$$

$$W_{rt} = h_3 - h_4 = \overline{C}_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{III.10})$$

W_{rt} : Travail réel nécessaire fourni par la détente de 1kg de gaz :

Transformation 4-1 :

échappement ($w=0$), et on aura donc :

$$Q_{4-1} = h_1 - h_4 = \overline{C}_p \cdot (T_1 - T_4) \quad (\text{III.11})$$

Le débit de combustible Q_{mc} :

$$Q_{mc} \cdot h_2 + Q_{mc} \cdot PCI = (Q_{mc} + Q_{ma}) \cdot h_3$$

$$Q_{mc} \cdot (PCI - h_3) = Q_{ma} \cdot (h_3 - h_2)$$

$$Q_{mc} \cdot (PCI - \overline{C_p} \cdot T_3) = Q_{ma} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$Q_{mc} \cdot \left(\frac{PCI}{\overline{C_p}} - T_3 \right) = Q_{ma} \cdot (T_3 - T_2)$$

$$\Rightarrow Q_{mc} = Q_{ma} \cdot \frac{T_3 - T_2}{\frac{PCI}{\overline{C_p}} - T_3} \quad (\text{III.12})$$

Le débit de combustible W_u :

$$W_u = W_{rt} - W_{rc} = \overline{C_p} \cdot (T_3 - T_{4s}) - C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$= \eta_{st} \cdot \overline{C_p} \cdot (T_3 - T_{4s}) - \frac{C_p}{\eta_{st}} \cdot (T_{2s} - T_1)$$

$$= \eta_{st} \cdot \overline{C_p} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3}\right) - \frac{C_p}{\eta_{sc}} \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right)$$

Avec :

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1}{\lambda} \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1}{\lambda}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow (\pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \lambda$$

L'expression du travail utile sera donc comme suit :

$$W_u = \eta_{st} \cdot \overline{C_p} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) - C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{\lambda-1}{\eta_{sc}}\right)$$

Rendement thermique :

On a défini le rendement thermique par le rapport du travail utile fournie par la machine et de la quantité de chaleur dépensée.

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{\eta_{st} \cdot \overline{C_p} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) - C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{\lambda-1}{\eta_{sc}}\right)}{C_p \cdot (T_3 - T_2)} \quad (\text{III.13})$$

Si $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ on trouve l'expression qui relie le rendement thermique avec $\eta_{st}, \eta_{sc}, \lambda, \tau$

:

$$\eta_{th} = \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \frac{\eta_{st} \cdot \tau - \frac{\lambda}{\eta_{sc}}}{\tau - 1 - \frac{\lambda-1}{\eta_{sc}}} \quad (\text{III.14})$$

III.4 Solution pour l'amélioration du Rendement :

Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1 200 °C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière

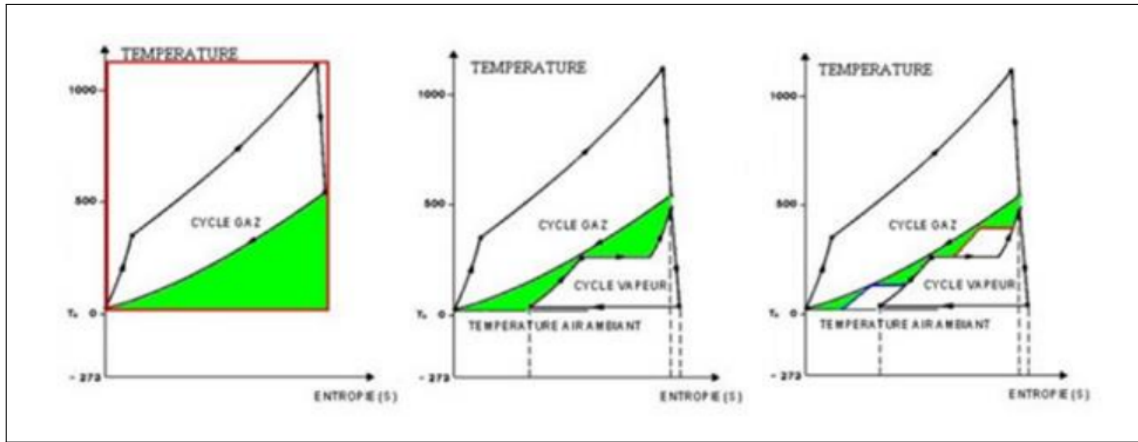


Fig. III.5 : La combinaison thermodynamique théorique des cycles de Brayton et de Rankine dans un diagramme de T-S

Le passage énergétique dans la chaudière de récupération :

Concernant le rendement du cycle combiné pour la pression d'échappement à la sortie de la turbine à gaz, est la même que celle à l'entrée de la Chaudière de Récupération (HRSG). La vitesse du gaz d'échappement à travers les faisceaux tubulaires de la Chaudière de Récupération augmente en même temps que la pression d'échappement.

Le transfert de chaleur dans la Chaudière de Récupération se fait essentiellement par convection. L'efficacité de la convection de chaleur dépend en partie de la vitesse. Le transfert de chaleur croît quand la vitesse des gaz d'échappement augmente. Donc, le rendement de la Chaudière de Récupération s'améliore quand la pression d'échappement de la turbine à gaz augmente. Ceci, cependant, n'est pas souhaitable pour le rendement de la turbine à gaz.

Il est possible d'accroître le transfert de chaleur sans augmenter la pression d'échappement de la turbine à gaz en ajoutant des tubes dans la Chaudière de Récupération (HRSG) pour augmenter la surface d'échange. Le coût supplémentaire de cette plus grande surface d'échange peut, cependant, l'emporter sur l'avantage d'un plus grand rendement.

III.4.1 Méthode de calcul

Pour le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur on va faire les calculs pour un cycle de Rankine avec resurchauffe tel que La vapeur qui sort du corps HP va avoir une enthalpie faible, avant de la faire passer au second corps, elle doit subir une resurchauffe, dont sa température va augmenter la valeur proche de la précédente. L'enthalpie de la vapeur de resurchauffe est bien suffisante pour faire fonctionner un autre corps, mais dans ce cas la pression est plus faible, ce qui nécessite un volume plus grand du corps MP ou BP qui dépend de la pression de service elle-même.

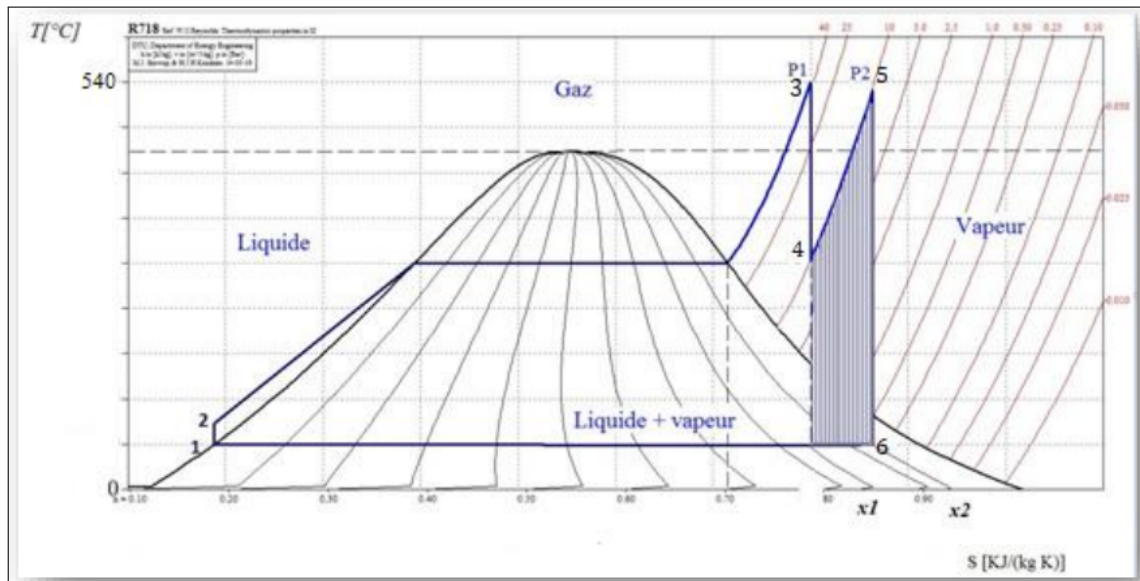


Fig. III.6 : Cycle de Rankine avec resurchauffe dans le diagramme de T-S

1-2 la pompe

4-5 l'économiseur

2-3 la chaudière de récupération

5-6 la turbine MP-BP

3-4 la turbine HP

6-1 le condenseur

1-2 la pompe :

Le travail de la pompe $W_p = \nu_m(P_1 - P_2)$

L'enthalpie h_2 : $W_p = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = W_p + h_1$

2-3 La chaudière de récupération :

La quantité de chaleur cédée dans la chaudière de récupération :

$$Q_{ch} = h_3 - h_2 \quad (III.15)$$

3-4 La turbine HP :

Travail isentropique de la turbine HP : $W_{s3-4s} = h_3 - h_{4s}$ Travail réel de la turbine HP :

$$\eta_{st} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\Rightarrow h_4 = h_3 - [\eta_{st} \cdot (h_3 - h_{4s})]$$

$$W_{r3-4} = h_3 - h_4 \quad (III.16)$$

4-5 La turbine MP-BP :

Travail isentropique de la turbine MP-BP : $W_{s5-6s} = h_5 - h_{6s}$

$$\text{Travail réel de la turbine MP-BP : } \eta_{st} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

$$\Rightarrow h_6 = h_5 - [\eta_{st} \cdot (h_5 - h_{6s})]$$

$$W_{r_{5-6}} = h_5 - h_6 \tag{III.17}$$

III.5 Cycle Combinée :

Le cycle combiné fonctionne selon des conditions essentielles telles que pour le cycle de Rankine concernant les conditions initiales de la vapeur ; ainsi que la température du gaz d'échappement de la turbine détermine les limites supérieures des conditions initiales du cycle de Rankine ,et plus la température est élevée, plus la pression et la température du cycle de Rankine peut l'être aussi il sera plus efficace en parallèle , en outre la chaudière de récupération dispose plus d'énergie thermique (chaleur).

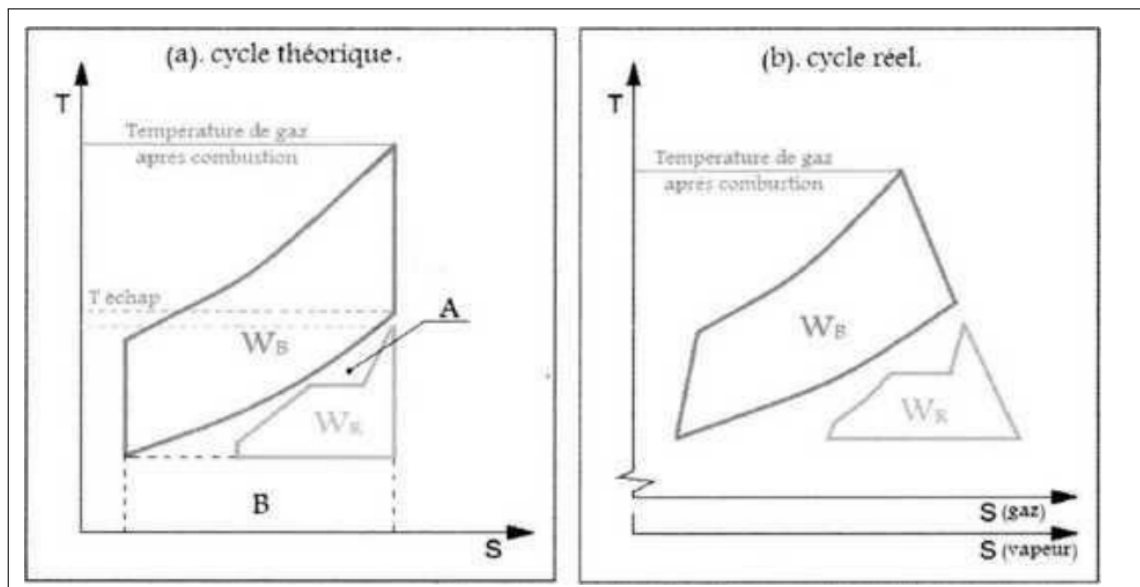


Fig. III.7 : Combinaison théorique des cycles thermodynamique dans le diagramme T-S

III.6 Rendement :

Nous disons généralement que le rendement est le rapport de la grandeur de sortie (l'énergie recherchée) à la grandeur d'entrée (l'énergie payante), mais cela doit être explicité. Nous pouvons dire que, dans une machine thermique l'énergie recherchée est le travail et que l'énergie payante est la chaleur puisée à la source à haute température.

Le rendement thermique est défini comme :

$$\eta_{thermique} = \frac{W(\text{energie recherche})}{Q(\text{energie payante})} \tag{III.18}$$

III.6.1 Rendement Turbine à gaz :

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35 %) est dû au fait que, comme dans un moteur à pistons, une partie de l'énergie fournie par le combustible est nécessaire pour entraîner le compresseur et une autre perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

III.6.2 Rendement Turbine à vapeur :

Par définition, on appelle rendement d'une turbine le rapport de l'énergie disponible sur l'arbre à l'énergie correspondante à la chute isentropique de la vapeur.

III.6.3 Rendement cycle combinée :

La liaison de la turbine à gaz et du cycle de Rankine dans la centrale à cycle combiné, exige certains compromis du point de vue du rendement des composants afin d'assurer le rendement d'ensemble maximal de la centrale. Par exemple, si le rendement de la turbine à gaz est maximum sans tenir compte du rendement de la centrale dans son ensemble, le cycle de Rankine peut en être affecté.

Le fait de maximiser le rendement de la turbine à gaz pourrait causer une réduction d'ensemble du rendement du cycle combiné. De la même façon, si le cycle de Rankine était modifié sans tenir compte de la turbine à gaz, le rendement de cette dernière pourrait diminuer et abaisser le rendement d'ensemble de la centrale.

III.7 Calcul Thermodynamique

III.7.1 Cycle turbine à gaz :

Les calculs de notre étude seront basés sur des données pour chaque étape :

Compresseur 1-2 :

Compression isentropique avec un rapport de pression π

1. Rendement isentropique du compresseur $\eta_{sc} = 0,80$
2. Pression à l'entrée du compresseur $p_1 = 1\text{ bar}$
3. Taux de compression $\pi = \frac{P_2}{P_1} = 4,9$
4. Pression de refoulement $p_2 = 4,9\text{ bar}$
5. Température à l'entrée du compresseur $T_1 = 25,2^\circ\text{C}$, $T_1 = 298,2\text{ K}$
6. Coefficient de chaleur massique $C_p = 1\text{ kJ/kg.deg}$

7. Débit massique d'air $Q_{ma} = 40kg/s$

8. Coefficient isentropique :

$$\gamma = \left[\frac{1}{1 - \frac{R_{air}}{C_{p_{air}}}} \right] \quad (III.19)$$

Calcul de coefficient isentropique :

$$\gamma = \left[\frac{1}{1 - \frac{R_{air}}{C_{p_{air}}}} \right] = \left[\frac{1}{1 - \frac{287}{1000}} \right] = 1.4 \quad (III.20)$$

La température isentropique (T_{2s}) à la sortie du compresseur :

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 298,2 \cdot (4,9)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 469,57 \quad T_{2s} = 469,57^\circ K \quad (III.21)$$

La température réelle à la sortie du compresseur :

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} + T_1 \quad (III.22)$$

$$T_2 = \frac{469,57 - 298,2}{0,8} + 298,2 \quad T_2 = 512,3625^\circ K \quad (III.23)$$

Le travail isentropique :

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 = C_p \cdot (T_{2s} - T_1) = 1 \cdot (469,57 - 298,2) = 171,37 \quad (III.24)$$

$$W_{sc} = 171,37 KJ/Kg \quad (III.25)$$

Le travail réel :

$$W_{sc} = h_2 - h_1 = C_p \cdot (T_2 - T_1) = 1 \cdot (512,36 - 298,2) = 214,16 \quad (III.26)$$

$$W_{sc} = 214,16 KJ/Kg \quad (III.27)$$

Puissance absorbée par le compresseur :

$$P_c = C_p \cdot Q_{ma} \cdot (T_2 - T_1) \Rightarrow P_c = 1.40(512,36 - 298,2) = 8566.4 \quad (\text{III.28})$$

$$P_c = 8566,44 \quad KW \quad (\text{III.29})$$

Chambre de combustion 2-3:

Combustion isobare à pression constant :

1. Le pouvoir calorifique $PCI = 41000Kj/Kg$
2. Rendement isentropique de la chambre de combustion $\eta_{sb} = 1$.
3. La température de sortie de la chambre de combustion $T_3 = 1323^\circ K$
4. Coefficient de chaleur massique $\overline{C_p} = 1,1kj/kg.deg$
5. Le coefficient isentropique :

$$\overline{\gamma} = \left[\frac{1}{1 - \frac{R_{gaz}}{C_p}} \right] = \left[\frac{1}{1 - \frac{288}{1100}} \right] = 1.3 \quad (\text{III.30})$$

$$(\text{III.31})$$

Calcul du débit de combustible Q_{mc} :

$$Q_{mc} = Q_{ma} \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{\frac{PCI}{C_p} - T_3} = 40 \left(\frac{(1323 - 521,36)}{\frac{41000}{1,1} - 1323} \right) = 0,570 \quad (\text{III.32})$$

$$Q_{mc} = 0,570Kg/sf \quad (\text{III.33})$$

Calcul de quantité de chaleur dépensée :

$$Q_{2-3} = h_3 - h_2 = \overline{C_p} \cdot (T_3 - T_2) = 1,1(1323 - 512,36) = 891,704 \quad (\text{III.34})$$

$$Q_{2-3} = 891,704Kj/Kg \quad (\text{III.35})$$

La turbine 3-4

une détente isentropique

1. Rendement isentropique de la turbine $\eta_{st} = 0,80$
2. La température de l'entrée de la turbine $T_3 = 1323^\circ K$
3. $P_4 = P_1$ et $P_3 = P_2$
4. $\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = 4,9$

Calcul de température T_{4s} isentropique :

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{4s} = 1323 \left(\frac{1}{4,9}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 840,16 \quad (\text{III.36})$$

$$T_{4s} = 840,16^\circ K \quad (\text{III.37})$$

Calcul de température T_4 réel :

$$\eta_{st} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \Rightarrow T_4 = 1323 - [0,8 \cdot (1323 - 840,16)] = 936,72 \quad (\text{III.38})$$

$$T_4 = 936,72^\circ K = 663,72^\circ C \quad (\text{III.39})$$

Calcul de travail isentropique :

$$W_{st} = h_3 - h_{4s} = \overline{C_p} \cdot (T_3 - T_{4s}) = 1,1 \cdot (1323 - 840,16) = 531,124 \quad (\text{III.40})$$

$$W_{st} = 531,124 KJ/Kg \quad (\text{III.41})$$

Calcul du travail réel :

$$W_{rt} = h_3 - h_4 = \overline{C_p} \cdot (T_3 - T_4) = 1,1 \cdot (1323 - 936,72) = 424,90 \quad (\text{III.42})$$

$$W_{rt} = 424,90 KJ/kg \quad (\text{III.43})$$

Calcul de puissance :

$$\mathcal{P}_t = (Q_{mc} + Q_{ma}) \cdot W_{rt} = (40 + 0,570) \cdot 424,90 = 17238,193 \quad (\text{III.44})$$

$$\mathcal{P}_t = 17238,193 KW \quad (\text{III.45})$$

Calcul de quantité de chaleur cédée :

$$Q_{4-1} = h_1 - h_4 = \overline{C_p} \cdot (T_1 - T_4) = 1.1(298.2 - 830) = -585.2 \quad (\text{III.46})$$

$$Q_{4-1} = -585,2 \text{Kj/Kg} \quad (\text{III.47})$$

Calcul de travail utile :

$$W_u = W_{rt} - W_{rc} = 424.90 - 214.16 = 210.74 \quad (\text{III.48})$$

$$W_u = 210,74 \text{Kj/Kg} \quad (\text{III.49})$$

Calcul de puissance utile :

$$\mathcal{P}_u = \mathcal{P}_t - \mathcal{P}_c = 17238,193 - 8566,44 = 8671,75 \quad (\text{III.50})$$

$$\mathcal{P}_u = 8671,753 \text{KW} \quad (\text{III.51})$$

III.7.2 Calcul du rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{2-3}} = \frac{210,74}{891.704} = 0,2363 \quad (\text{III.52})$$

$$\eta_{th} = 23,63\% \quad (\text{III.53})$$

Calcul de rendement thermique en fonction de : $\lambda, \eta_{st}, \eta_{th}$

$$\lambda = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = \sqrt{\frac{1323}{298,2}} = 2,10 \quad (\text{III.54})$$

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{\eta_{st} \cdot \overline{C_p} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) - C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{\lambda-1}{\eta_{sc}}\right)}{C_p \cdot (T_3 - T_2)} \quad (\text{III.55})$$

$$\eta_{th} = \frac{0,801,1323 \left(1 - \frac{1}{2,125}\right) - 1,298 \left(\frac{2,125-1}{0,8}\right)}{1,1(1323-512,36)} = 0,2209 \quad (\text{III.56})$$

$$\eta_{th} = 22,09\% \quad (\text{III.57})$$

Paramètre	1	2	2s	3	4	4s
P[bar]	1	4,9	4.9	4.9	1	1
T [°K]	298,2	512,36	469,57	512,36	936,72	840,16

Tab. III.1 : Les résultats de calculs thermique

III.8 Cycle turbine à vapeur

Sur un diagramme entropique de la vapeur d'eau en se fixe les valeurs données suivants :

$$P_1 = 0,05Bar, P_2 = 100Bar, v_m = 10^{-3}m^{-3} \quad (III.58)$$

Température de saturation $T_3 = 540^\circ C$

III.8.1 Rendement de cycle combiné :

III.8.2 Calcul des paramètres pour chaque étage :

1-2 : La pompe

Calcul du travail de la pompe :

$$W_p = v_m \cdot (P_1 - P_2) = 10^{-3} \cdot (100 - 0,05) \cdot 10^5$$

$$W_p = 9,995kj/kg$$

Calcul du travail de la pompe :

$$W_p = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = W_p + h_1$$

On tire h_1 du diagramme : $h_1 = 120kj/kg$ $h_2 = 9,995 + 120$

$$h_2 = 130kj/kg$$

2-3 : La chaudière de récupération :

Sachant que la température de la saturation $T_3 = 540^\circ C$ = et $P_3 = 100$ Bar on tire h_3 du diagramme :

$$h_3 = 3485kj/kg$$

Calcul de la quantité de chaleur cédée dans la chaudière de récupération :

$$Q_{HRSG} = h_3 - h_2 = 3485 - 130$$

$$Q_{ch} = 3355kj/kg \quad (III.59)$$

3-6 : La turbine HP / MP-BP :

Après la détente isentropique des deux turbine HP et MP-BP jusqu'à la pression 50 bar et 0,04 bar; en tire les enthalpies des points 4s et 6s pour calculer ces travaux isentropiques :

3-6 : La turbine HP / MP-BP :

Après la détente isentropique des deux turbine HP et MP-BP jusqu'à la pression 50 bar et 0.04 bar; en tire les enthalpies des points 4s et 6s pour calculer ces travaux isentropiques :

$$h_{4s} = 3260 \text{ kJ/kg} \quad h_{6s} = 2120 \text{ kJ/kg}$$

- 3-4s Calcul du travail isentropique de la turbine HP :

$$W_{s_{3-4s}} = h_3 - h_{4s} = 3485 - 3260$$

$$W_{s_{3-4s}} = h_3 - h_{4s} = 3485 - 3260 \quad \text{(III.60)}$$

(III.61)

- 5-6s Calcul du travail isentropique de la turbine MP-BP :

Du diagramme $h_5 = 3540 \text{ kJ/kg}$

$$W_{s_{3-6s}} = h_5 - h_{6s} = 3540 - 2120$$

$$W_{s_{5-6s}} = 1420 \text{ kJ/kg} \quad \text{(III.62)}$$

- 3-4 Calcul du travail réel de la turbine HP :

$$\eta_{st} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \Rightarrow h_4 = 3485 - [0,88 \times (3485 - 3260)]$$

$$h_4 = 3285 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{r_{3-4}} = h_3 - h_4 = 3485 - 3285$$

$$W_{r_{3-4}} = 198 \text{ kJ/kg}$$

- 5-6 Calcul du travail réel de la turbine MP-BP :

$$\eta_{st} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \Rightarrow h_6 = 3540 - [0,88 \times (3540 - 2120)]$$

$$h_6 = 2290,4 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{r_{5-6}} = h_5 - h_6 = 3540 - 2290,4$$

$$W_{r_{5-6}} = 1249,6 \text{ kJ/kg}$$

Calcul du rendement de cycle de Rankine :

$$\eta_{rt} = \frac{W_{r_{3-4}} + W_{r_{5-6}}}{Q_{HRSG}} \quad \eta_{rt} = \frac{198 + 1249,6}{3355}$$

$$\eta_{rt} = 43,15\% \quad \text{(III.63)}$$

III.8.3 Rendement de cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle combinée est défini par la relation suivante :

$$\eta_{cc} = \frac{W_{GT} + W_{TV}}{Q_{GT}} \quad \text{(III.64)}$$

Pour avoir une relation simple il s'agit de développer cette dernière tel que :

$$Q_{ST} = Q_{GT} - W_{GT} \Rightarrow Q_{ST} = Q_{GT} - (\eta_{GT} \cdot Q_{GT}) \quad \text{(III.65)}$$

$$W_{TV} = \eta_{TV} \cdot Q_{ST} \Rightarrow W_{TV} = \eta_{TV} \cdot [Q_{GT} - (\eta_{GT} \cdot Q_{GT})] \cdot \varepsilon_{HRSG} \quad \text{(III.66)}$$

$$\eta_{cc} = \eta_{GT} + \varepsilon_{HRSG} \cdot \eta_{TV} \cdot (1 - \eta_{GT}) \quad \text{(III.67)}$$

Sachant que :

Le rendement de la turbine à gaz $\eta_{GT} = 22,09\%$

Le rendement de la turbine à vapeur $\eta_{TV} = 43,15\%$

On calcule le rendement du cycle combiné $\varepsilon_{GT} = 85\%$

On calcule le rendement du cycle combiné $\eta_{cc} : 54,52$

$$\eta_{cc} = 0,2209 + 0,85 \cdot 0,4315 \cdot (1 - 0,2209) \quad \text{(III.68)}$$

$$\eta_{cc} = 57,95\% \quad \text{(III.69)}$$

Chapitre IV

Validation énergétique par THERMOPTIM

Introduction

Pour étudier les technologies énergétiques, l'accent peut ainsi être mis d'avantage sur les aspects systèmes et qualitatifs que sur l'analyse détaillée du comportement des composants et la quantification de leurs performances énergétiques. Pour cela le logiciel pédagogique THERMOPTIM fournit des atouts jusqu'ici inexistantes et permet de fortement motiver les ingénieurs à améliorer d'avantage les performances de l'installation et de satisfaire les besoins industriels. THERMOPTIM comporte ainsi un ensemble d'outils logiciels développés dans ce but.

IV.1 Présentation de THERMOPTIM

Le logiciel Thermoptim est avant tout un environnement de modélisation systémique des technologies énergétiques très original et sans équivalent, qui rend possible l'adoption de nouvelles méthodes particulièrement fécondes en matière de pédagogie, de modélisation et d'optimisation. Le même outil est aujourd'hui mis en œuvre par une soixantaine d'utilisateurs pour deux grandes catégories d'applications : soit pédagogiques, soit industrielles. Par assemblage de modèles de composants prédéfinis ou spécifiquement développés, il permet de représenter très facilement des systèmes énergétiques très variés, des plus simples aux plus complexes. Selon les cas, les modèles de ces composants peuvent être soit purement phénoménologiques, soit davantage technologiques, c'est-à-dire capables d'effectuer des dimensionnements ou de simuler le fonctionnement en régime non-nominal. Thermoptim se démarque d'autres logiciels orientés composants par l'accent qu'il met sur les couplages et interactions entre ces composants, c'est-à-dire sur les propriétés systémiques des installations étudiées. Il est ainsi complémentaire des outils spécialisés développés par les constructeurs pour la mise au point et la fabrication de leurs appareils.[7]

IV.2 Applications pédagogiques

Utilisé dans plus de 50 établissements d'enseignement supérieur(en France) depuis 1997, Thermoptim a prouvé qu'il permet d'améliorer sensiblement l'enseignement de l'énergétique, en quelque sorte de faire de la thermo sans peine. Considérée jusqu'ici comme particulièrement difficile par des générations d'étudiants et d'ingénieurs, la thermodynamique appliquée aux systèmes énergétiques dispose désormais d'une méthode d'apprentissage originale et extrêmement simplifiée basée sur l'utilisation de Thermoptim, dans laquelle, pour étudier les technologies énergétiques, l'accent est mis davantage sur les aspects systèmes et qualitatifs que sur l'analyse détaillée du comportement des composants et la quantification de leurs performances.[7]

IV.3 Utilisation de THERMOPTIM pour l'étude de cycles de turbines à gaz

Dans cette partie, nous commencerons par indiquer comment Thermoptim peut être concrètement utilisé pour montrer comment modéliser une turbine à gaz de manière réaliste. Les données qu'avons utilisées sont de la société SONATRACH.

IV.4 Schéma industriel (TAG/TAV) généré par logiciel THERMOPTIM

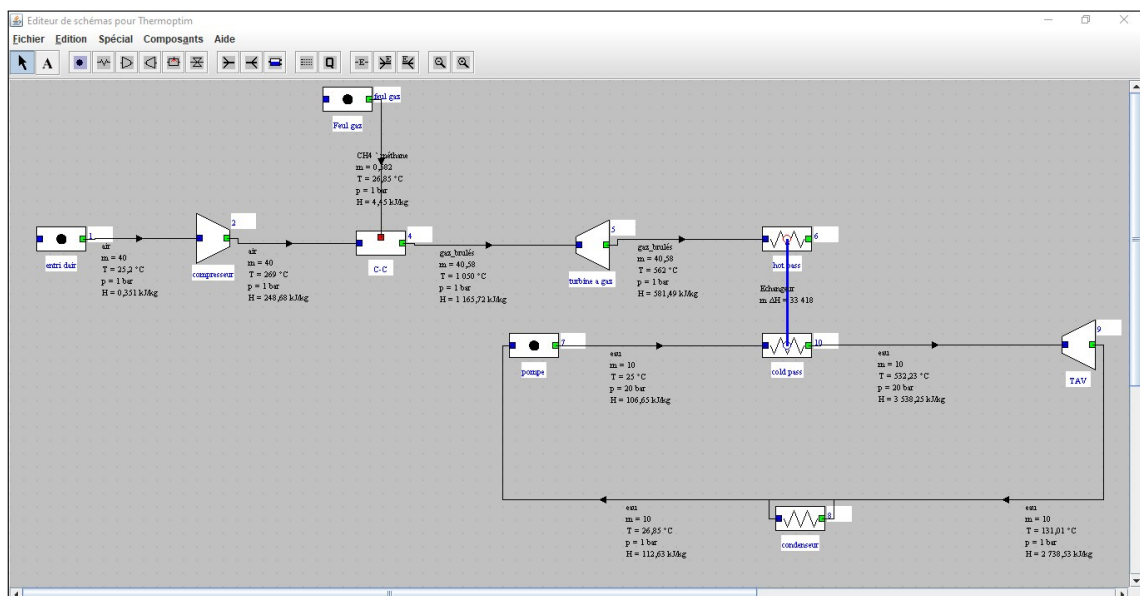


Fig. IV.1 : Schéma installation d'une turbine à gaz avec échangeur de récupération des gaz d'échappement.

Le schéma figure IV.1 d'installation combinée turbine à gaz et turbine à vapeur permet une intégration efficace des deux technologies pour maximiser la production d'électricité. La turbine à gaz est utilisée en premier lieu pour sa flexibilité, son démarrage rapide et son rendement élevé en charge partielle.

Les gaz d'échappement alimentent ensuite la chaudière de la turbine à vapeur, où la chaleur résiduelle est récupérée pour produire de la vapeur.

Cette vapeur alimente ensuite la turbine à vapeur, augmentant ainsi la production d'électricité avec une utilisation optimale de l'énergie. De plus, l'installation combinée peut être conçue avec des systèmes de cogénération, exploitant la chaleur résiduelle pour d'autres applications, améliorant ainsi l'efficacité globale du système et réduisant l'impact environnemental. En somme,

ce schéma offre une approche intégrée pour maximiser la production d'électricité, utiliser efficacement les ressources énergétiques disponibles et réduire l'impact environnemental.

IV.5 Étape de calcul par logiciel THERMOPTIM

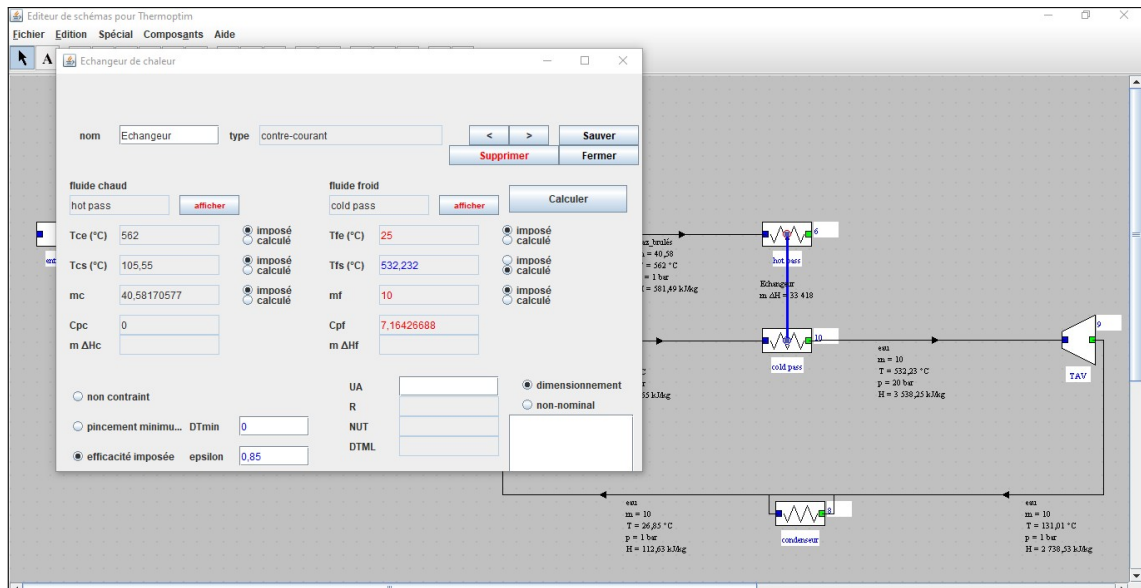


Fig. IV.2 : Récupérateur .

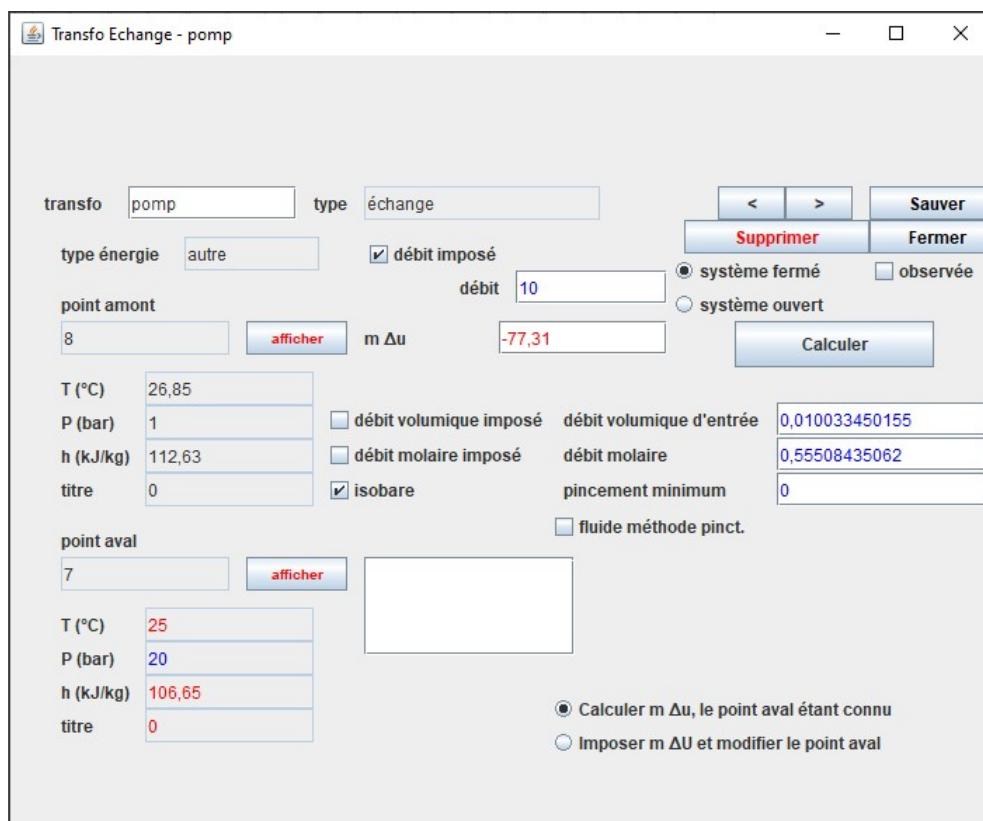


Fig. IV.3 : Pompe.

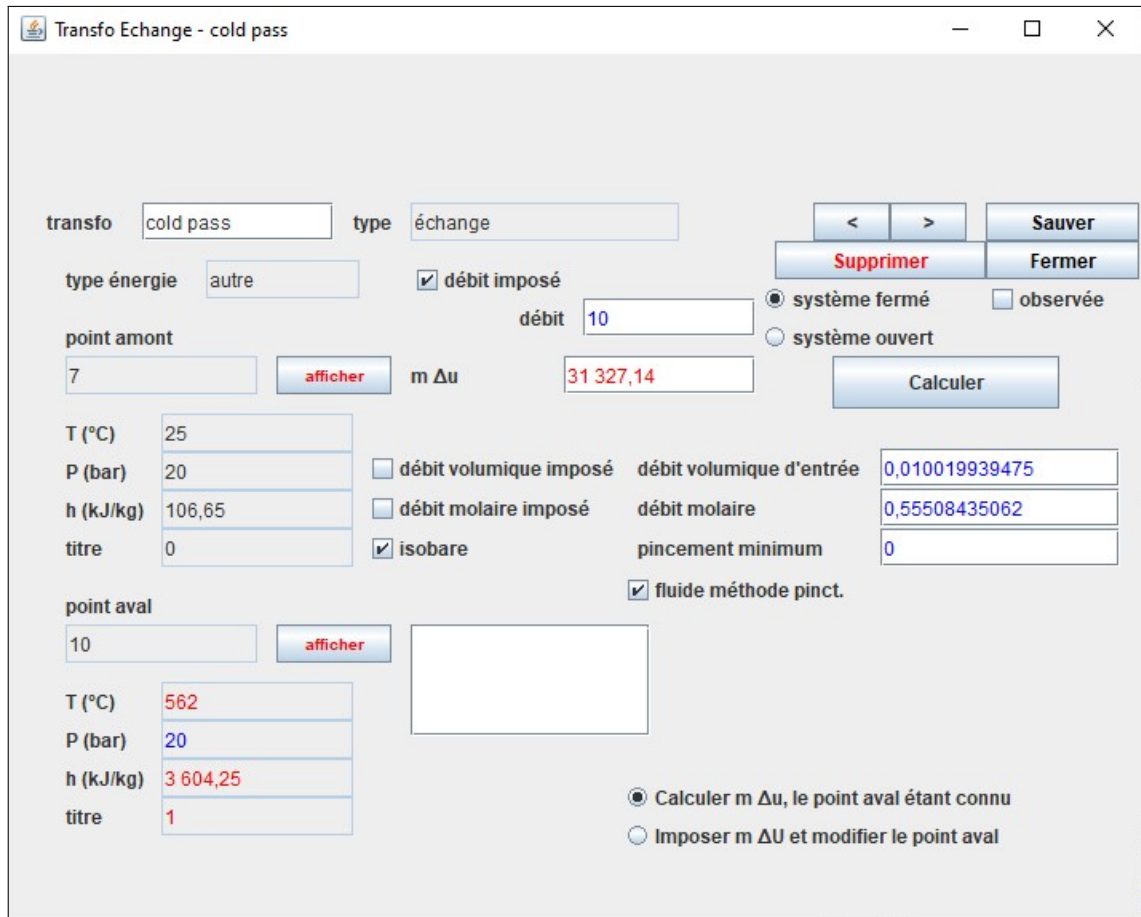


Fig. IV.4 : récupérateur.

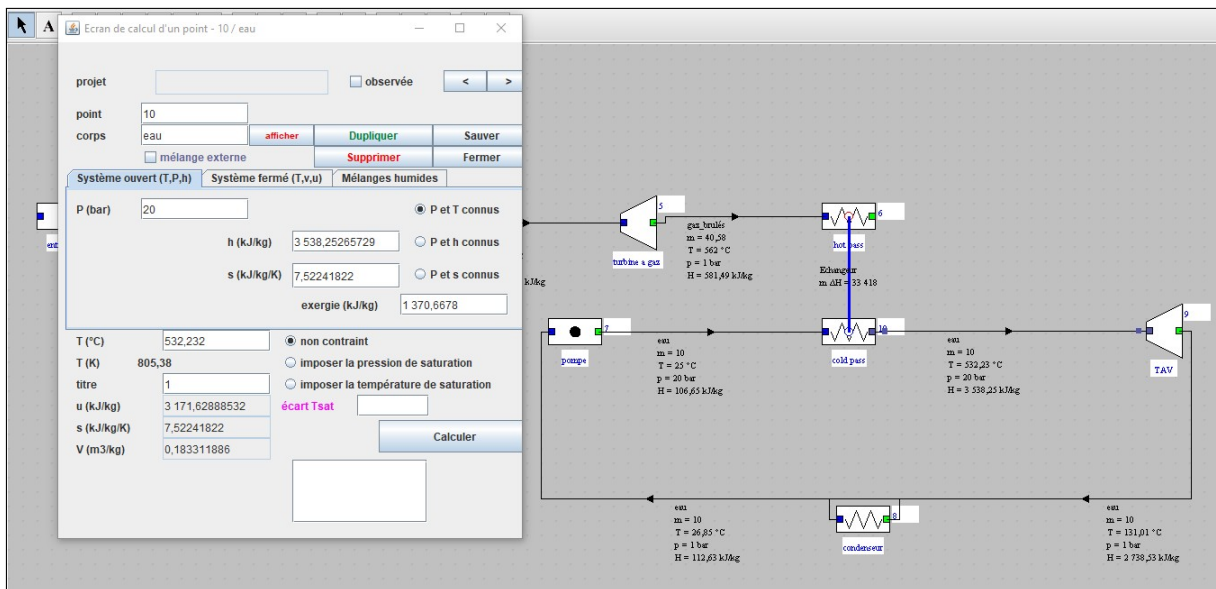


Fig. IV.5 : Turbine a vapeur amount.

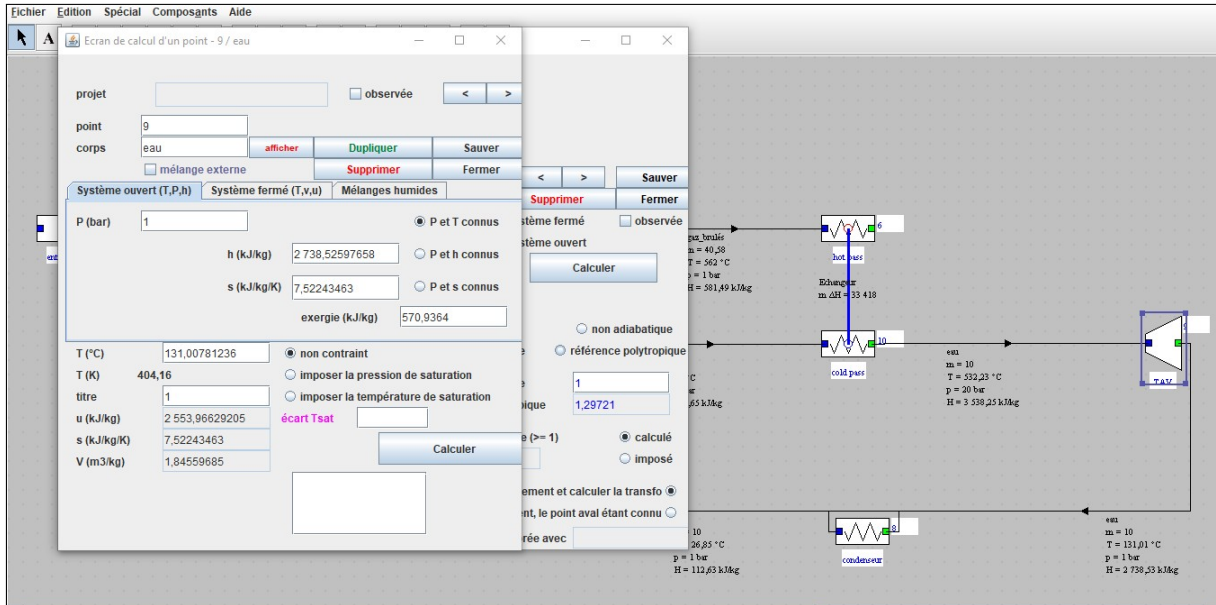


Fig. IV.6 : Turbine a vapeur aval.

IV.6 Travail recuperé par la turbine a vapeur TAV

La variation du travail de en fonction du temperature du gaz brulé

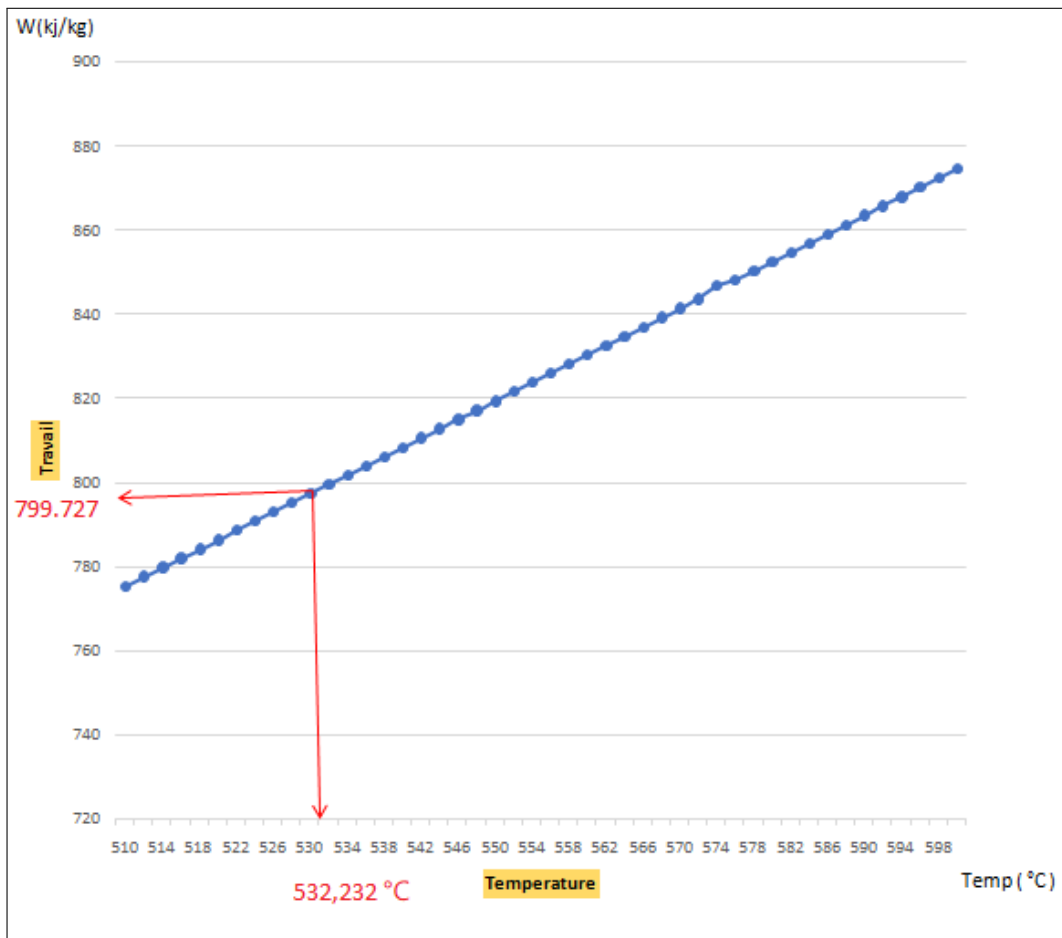


Fig. IV.7 : La variation du travail de en fonction du temperature du gaz brulé

IV.7 Estimation de la puissance électrique générée

A- Le travail réversible (théorique) de la turbine

$$W_{turbine-rev} = (h_3 - h_2) = 654,523 - 845,662 = -191,139 \text{ kcal/kg} \quad (\text{IV.1})$$

B- Le travail réversible (théorique) de la pompe

$$W_{turbine-rev} = (h_5 - h_4) = 26,918 - 25,490 = 1,428 \text{ kcal/kg} \quad (\text{IV.2})$$

c- La quantité totale de chaleur réversible (théorique) fournie au fluide moteur dans le générateur à vapeur

$$Q_{1-rev} = (h_2 - h_5) = 654,523 - 26,918 = 627,605 \text{ kcal/kg} \quad (\text{IV.3})$$

D- La quantité totale de chaleur réversible (théorique) cédée par le fluide moteur dans le condenseur

$$Q_{2-rev} = (h_4 - h_3) = 25,490 - 654,523 = -636,542 \text{ kcal/kg} \quad (\text{IV.4})$$

E- Le travail réversible (théorique) du cycle

$$W_{cycle-rev} = (W_{turbine-rev} - W_{pompe-rev}) = 198,845 + 1.426 = -197,419 \text{ kcal/kg} \quad (\text{IV.5})$$

F- Les rendements thermiques du cycle réversible (théorique) et irréversible (réel)

$$\eta_{th-rev} = |W_{cycle-rev}| / Q_{1-rev} = -197,419 / 635,115 = 0,310 \quad (\text{IV.6})$$

H- La consommation spécifique de la vapeur

$$CSV_{rev} = 3600 |W_{cycle-rev}| = 3600 / (197,4194 * 4,18) = 3,49 \text{ kg/kwh} \quad (\text{IV.7})$$

I- les puissances totales du cycle réversible et irréversible produite par la turbine si le débit de vapeur est de 50 Kg/s

$$P_{turb-rev} = D_{vap} |W_{turb-rev}| = 10.(198,845 * 4,18) = 8311,721kw \quad (IV.8)$$

Conclusion

Dans ce chapitre, un calcul numérique à l'aide du logiciel THERMOPTIM a été réalisé pour étudier les différentes transformations qui opèrent en chaque élément du cycle de Rankine et d'évaluer la fiabilité et les performances du cycle ainsi que chacun de ces composants. Bien que limitée, la confrontation des résultats obtenus par l'application de cette approche avec ceux issus de l'expérience est assez encourageante.

Conclusion Générale

Il est encourageant de constater que l'étude approfondie sur l'impact du cycle combiné sur le rendement énergétique de l'installation a confirmé les bons résultats de ce cycle. En effet, le cycle combiné, qui est une combinaison de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur, offre des performances supérieures aux technologies thermiques de production d'électricité actuellement disponibles.

Les centrales électriques à cycle combiné à turbines à gaz sont considérées comme la technologie privilégiée pour la production d'énergie. Elles surpassent les centrales à chaudières à vapeur traditionnelles en termes d'efficacité énergétique. De plus, ces centrales présentent plusieurs avantages importants, tels qu'un impact environnemental relativement faible, une grande flexibilité opérationnelle et des délais de mise en œuvre du projet plus courts. Elles ont également des coûts d'investissement plus bas par rapport à d'autres sources d'énergie, comme l'énergie nucléaire, par exemple, lorsque l'on considère le coût par MW installé.

Ces résultats positifs soulignent l'importance du cycle combiné dans le paysage énergétique actuel. Il offre une solution efficace pour la production d'électricité avec des avantages significatifs sur plusieurs aspects, ce qui en fait un choix attrayant pour répondre aux besoins énergétiques tout en minimisant l'impact environnemental. Perspectives Vu la limite opérationnelle du logiciel THERMOPTIM, le travail nécessite prochainement une estimation électrotechnique pluridisciplinaire des puissances électriques et alimentations.

Perspectives, Vu la limite opérationnelle du logiciel THERMOPTIM, le travail nécessite prochainement une estimation électrotechnique pluridisciplinaire des puissances électriques et alimentations.

Références bibliographiques

- [1] DRISSI Chafai. “Calcul énergétique de l’installation combinée de Borj-Chegua pour production d’électricité”. Mém. de mast. Université Mohamed Khider de Biskra, oct. 2020.
- [2] Cla.Vidal.Free. *LES COMPRESSEURS*. <http://cla.vidal.free.fr/compr.htm>.
- [3] Connaissancedesenergies.org. *Qu’est-ce qui différencie une centrale à gaz à cycle combiné d’une centrale classique ?* <https://www.connaissancedesenergies.org/questions-et-reponses-energies/quest-ce-qui-differencie-une-centrale-gaz-cycle-combine-dune-centrale-classique>.
- [4] Thermodynamics cycles. *Brayton cycle*. https://en.wikipedia.org/wiki/File:Brayton_cycle.svg.
- [5] Docteur George DARIÉ. *Réhabilitation des centrales thermiques*. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-thermiques-et-systemes-de-production-d-energie-electrique-42167210/rehabilitation-des-centrales-thermiques-bm4189/>.
- [6] Direns.mines. *Cycles combinés*. <https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycles-combines.html>.
- [7] Direns.mines-paristech. *Centrales à vapeur*. <https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/centrales-vapeur.html>.
- [8] André LALLEMAND Ingénieur. *Convertisseurs thermomécaniques Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération*. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/conversion-et-transport-d-energie-42206210/convertisseurs-thermomecaniques-be8053/>.
- [9] Otmane KHADRAOUI. “Etude Thermodynamique Et Maintenance De La Turbine À Gaz Ms5002c”. Mém. de mast. Université de kasdi merbah Ouargla, oct. 2021.

- [10] Frédéric Legrand. *Échangeurs de chaleur tubulaires : principes et applications*. <https://www.axxair.com/fr/blog/echangeurs-de-chaleur-tubulaires-principes-et-applications>.
- [11] Frédéric Legrand. *Waste Heat Recovery*. <https://www2.tlv.com/steam-info/steam-theory/energy-saving/waste-heat-recovery>.
- [12] Ingénieur Claude LÉVY. *Les techniques de cogénération*. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/conversion-et-transport-d-energie-42206210/les-techniques-de-cogeneration-b8910/>.
- [13] Laissaoui M. “Amélioration des performances d’une installation de turbine à gaz par refroidissement de l’air d’admission.” Mém. de mast. Université m’hamed bougara Boumerdes, oct. 2012.
- [14] SEREIR Boumediene-MERSALI Mohammed. “GE. Créer un modèle de calcul de la performance d’une turbine à gaz.” Mém. de mast. Institut Supérieur des Sciences et d Technologie de l’environnement Borj Cédria «I.S.S.T.E», oct. 2017.
- [15] Véronique PENINE. “étude de l’effet potentiel remontant”. Thèse de doct. Mécanique, Lyon, décembre 2011.
- [16] Nuovo Pignone. *GE oil gas - Heavy Duty Gas Turbine Operating Principles*. 1987.
- [17] Nuovo Pignone. *GE oil gas - Manuel de fonctionnement et de maintenance turbine de gaz*. 2010.
- [18] Aijaz A. Khan Rama S. R. Gorla. *Turbomachinery Design and Theory*. 2003.
- [19] NuovoPignone. Florence Report for Training Centre of HassiR’Mel. *GE Power System*, «manuel de formation pour la conduite et l’entretien MS 5002 C LHE», 1987.
- [20] techno-science. *Cycles combinés*. <https://www.techno-science.net/definition/3118.html>.
- [21] *Théorie de la vapeur | TLV - Spécialiste de la Vapeur (France)*. url : <https://www.tlv.com/global/FR/steam-theory/#1> (visité le 13/04/2023).
- [22] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. *turbines à gaz technologie et fonctionnement*. 2005.
- [23] *Turbine : définition et explications*. fr-FR. url : <https://www.techno-science.net/definition/258.html>.

Résumé :

L'objectif de cette étude est de faire l'optimisation énergétique d'un cycles combiné (TAG/TAV) basé Sur un modèle et calcul thermodynamique. On s'intéresse à la détermination des performances tels que le (travail, puissance et rendement) de chaque composant de l'installation pendant le fonctionnement. La simulation numérique à été accomplie, adapté et optimisée en exploitant logiciel THERMOPTIM Pour prédire les paramètres et les performances mises en jeu. Le modèle est validé en comparant les paramètres thermodynamique réel a celle de calculée en version TAG et TAV.

Mots clés : Optimisation énergétique, cycle combiné, THERMOPTIM ,modèle thermodynamique, simulation.

ملخص :

الهدف من هذه الدراسة هو تحسين طاقة الدورة المركبة (TAV/TAG) بناءً على نموذج وحساب ديناميكي حراري. نحن مهتمون بتحديد الأداء مثل (العمل والقوة والكفاءة) لكل مكون من مكونات التركيب أثناء التشغيل. تم إنجاز المحاكاة الرقمية وتكييفها وتحسينها باستخدام برنامج THERMOPTIM للتنبؤ بالمعلومات والأداء المتضمن. يتم التحقق من صحة النموذج من خلال مقارنة المعلومات الديناميكية الحرارية الحقيقية. مع تلك المحسوبة في إصدار TAG و TAV

كلمات مفتاحية: أ تحسين الطاقة ، الدورة المركبة ، THERMOPTIM النموذج الديناميكي الحراري ، المحاكاة .

Abstract :

The objective of this study is to optimize the energy of a combined cycle (TAG/TAV) based on a model and thermodynamic calculation. We are interested in determining performance such as the (work, power and efficiency) of each component of the installation during operation. The numerical simulation has been accomplished, adapted and optimized by using THERMOPTIM software to predict the parameters and the performances involved. The model is validated by comparing the real thermodynamic parameters with those calculated in TAG and TAV version.

Keywords : Energy optimization, combined cycle ,THERMOPTIM ,thermodynamic model, simulation.
