



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



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : ALLAOUI Faïçal

OUBBACI Abderazzak

BENGUIT Ahmed Zakaria

DOMAINE : TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

OPTION : ENERGETIQUE

Thème

**ETUDE THERMODYNAMIQUE
D'UN CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR
A L'AIDE DES LOGICIELS DE SIMULATION
ASPEN HYSYS ET DWSIM**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
AOUISSI Mokhtar	Professeur	Président
MEDJELLED Ahmed	Professeur	Examinateur
BENSNOUCI Ahmed	MCA	Encadreur
MERDJANI Abdelhakim	Docteur	co Encadreur

Promotion : juillet-2022

Dédicace

Tout d'abord je rends grâce à Dieu, qui m'a éclairé et m'a permis de surmonter les différentes étapes de ma vie étudiante.

Au terme de cette étude, je dédie ce travail à mes parents

A tous mes frères et sœur, qui me sont si chère, pour leur motivation et l'encouragement qu'ils m'ont tout le temps apporté.

A mon collègue, Faïçal et Zakaria avec qui j'ai partagé cette expérience.

« La connaissance s'acquiert par l'expérience, tout le reste n'est que de l'information. »

Albert Einstein

Abderazzak

اهداء

اشكر الله عز وجل على توفيقه لي ان بلغت هذا اليوم " وما توفيقى الا بالله عليه
توكلت واليه انيب "

الى والدي الكريمن اطال الله في عمرهما ومتعهما بالصحة والعافية

الى اخواني و اخواتي

الى زملائي في هذا العمل عبد الرزاق و زكرياء

الى جميع من علمني حرفا

الى كل من حفزني وساندي في لحظات فتور الهمة خاصة الوالدة الكريمة حفظها الله
ورعاها

فيصل

Dédicace

*Avec l'aide de dieu tout puissant, j'ai pu
achever ce modeste travail que je dédie:*

*À mes chers parents, mes frères et mes
sœurs, et*

*A tous ceux qui m'ont soutenu de
près et de loin,*

Mes amis : faïçal et abderazake

Zakaria

REMERCIEMENTS

En tout premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, le tout puissant, de nous avoir donné le courage et l'optimisme d'accomplir ce travail.

On souhaite adresser nos sincères remerciements à Dr. Ahmed bensnoui, MC à, l'université de Laghouat qui nous a encadrés, au jour le jour, avec une grande disponibilité, tout au long de ce projet de fin d'étude. Sa sympathie, son enthousiasme, ses encouragements et sa patience nous ont été infiniment précieux au cours de notre travail. Nous le remercions, tout particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée tout au long de la préparation de ce mémoire et d'en avoir amélioré le contenu par la qualité de sa remarque.

Nous remercions également le Dr Abdel Hakim Marjani pour ses efforts, ainsi que pour ses bonnes manières à nous traiter.

Nous voudrions remercier, le Président du Jury M.Aouissi. et le examinateur A.Medjelled R. d'avoir accepté de juger ce mémoire de Master

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
Chapitre I : Les sources d'énergie électrique	5
I.1. Introduction :.....	5
I.2 Bref historique :	5
I. 3 Différents procédent de production d'énergie :	5
I.3.1 Selon l'énergie primaire :.....	5
I.3.2 Selon la technologie :.....	6
I.4 Centrales nucléaires à fission :.....	6
I.4.1 Les avantage :	7
I.4.2 Les inconvénients :	7
I.5 Centrales thermiques à flamme :.....	8
I.5.1 Les avantage :	8
I.5.2 Les inconvénients :.....	8
I.6 Turbines à combustion :.....	9
I.6.1 Les avantage :.....	9
I.6.2 Les inconvénients :.....	10
I.7 Moteurs à combustion interne :	10
I.7.1 Les avantage :	10
I.7.2 Les inconvénients :.....	11
I.8 Centrales hydroélectriques :.....	11
I.8.1 Les avantage :	12
I.8.2 Les inconvénients :.....	12
I.9 Turbines éoliennes :	12
I.9.1 Les avantage :	12
I.9.2 Les inconvénients :.....	13
I.10 Centrales à cycles combinés :.....	13

I.10.1 Les avantage :	14
I.10.2 Les inconvenients :	14
I.11 Les centrales électriques en Algérie :	14
I.12 Conclusion :	18
Chapitre II : Cycle combiné (gaz-vapeur)	19
II.1 Introduction :	19
II.1. TURBINE A GAZ	19
II.1.1 Bref historique :	19
II.1.2 Définition :	20
II.1.3 Principe de fonctionnement :	21
II.1.4 Classification des turbines à gaz TAG :	21
II.1.4.1 Mode de construction :	21
II.1.4.2 Mode de travail :	22
II.1.4.3 Mode de fonctionnement thermodynamique :	22
II.1.4 Principales utilisations :	22
II.1.5 Cycle simple d'une turbine à gaz :	23
II.1.6 Etude de cycle idéal de turbine à gaz :	23
II.1.6.1 Etude énergétique :	25
II.1.6.2 Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :	27
II.1.6.3 La différence entre Le cycle réel et le cycle idéal :	27
II.1.7 Les améliorations du cycle simple de turbine à gaz :	29
II.1.7.1 La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle de Brayton :	29
II.1.8 Avantages et Inconvénients de la TAG :	32
II.5.1 Les avantage :	32
II.5.2 Les inconvenients :	32
II.2 TURBINE A VAPEUR	33
II.2.1 Turbines à vapeur :	33

II.2.2 Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur :	33
II.2.3 Utilisation des turbines à vapeur dans l'industrie :	33
II.2.4 Classification des turbines à vapeur :	34
II.2.4.1 Selon l'utilisation :	34
II.2.4.2 Selon la forme de la veine de vapeur :	34
II.2.4.3 Par le nombre d'étages de rotor :	34
II.2.4 Selon le mode de construction :	34
II.2.5 Cycles des installations motrices à vapeur (IMV) :	35
II.2.5.1 Principe d'une installation motrice à vapeur :	35
II.2.5.2 Cycle de Carnot :	36
II.2.5.3 Cycle de Rankine et cycle de Hirn :	37
II.2.6 Comparaison avec la turbine à gaz :	39
II.2.7 Conclusion :	41
II.3 CYCLE COMBINE (gaz/vapeur) :	42
II.3.1 Historique du cycle combiné :	42
II.3.2 Définition du cycle combine :	42
II.3.3 Principe d'une installation à cycle combiné :	43
II.3.4 Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) :	44
II.3.5 Influence du rapport de compression de turbine à gaz :	46
II.3.5.1 Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés :	46
II.3.7 Les avantages du cycle combiné :	46
II.4. Conclusion :	48
 Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS.....	49
III.1. Introduction	49
III.2. But de simulation	49

III.3. Les modèles thermodynamique de HYSYS.....	49
III.3.1 Les équations d'état	49
III.3.1.1 Equation de REDLICH-K WONG (RK)	50
III.3.1.2 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK)	50
III.3.1.3 Equation de PENG-ROBINSON	50
III.4. Concepts et caractéristiques du simulateur Aspen HYSYS	51
III.4.1. Concepts de base du simulateur HYSYS	51
III.4.2 Environnement de simulation	52
III.5 Caractéristiques principales de HYSYS	53
III.6 Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS	53
III.7 Conclusion	54
Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS	55
IV.1 Introduction	55
IV.2 La partie théorique	55
IV.3 Étude thermodynamique de turbine à gaz TAG.....	56
IV.4 Étude thermodynamique de turbine à vapeur TAV	57
IV.5 Présentation du logiciel DWSIM	59
IV.6 Etapes de simulation du cycle combine TAG-TAV par logiciel DWSIM	60
IV.7 Etapes de simulation du cycle combine TAG-TAV par logiciel Aspen HYSYS	70
IV.8 Le cycle combine TAG -TAV avant optimisation par logiciel Aspen HYSYS	81
IV.9 Dynamics mode	82
Chapitre V : Résultat.....	84
V.1 Présentation de la variation du rendement global du système combine par rapport à la variation du débit du combustible.....	84
V.2 Présentation de la variation de rendement de la TAG par rapport le taux de compression	85
V.3. Présentation de la variation de température par rapport le rendement globale.....	87

V.4 présente la variation de pression entrée pompe par rapport le rendement	88
V.5 Présentation de pression au niveau du condenseur par rapport le rendement de la turbine à vapeur.....	89
CONCLUSION GENERALE.....	92

Liste des figures :

Figure.I.1 : centrale nucléaire.....	7
Figure. I.2 : Centrale thermique à flamme.....	8
Figure. I.3. Turbines à combustion (TC)	9
Figure. I.4 : Moteurs à combustion interne	10
Figure. I.5 : Centrales hydroélectriques	11
Figure. I.6 : Fermes éoliennes terrestres.....	12
Figure.I.7 : Centrale à cycle combiné	13
Figure.II.1 : Turbine à gaz.....	20
Figure. II.2 : Schéma d'un groupe à turbine à gaz à cycle simple.....	21
Figure.II.3 : Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz.....	24
Figure.II.4 : Évolution de η_{th} en fonction de taux de compression a dans le cycle idéal.....	27
Figure. II.5 : Cycle de Brayton avec régénération.....	30
Figure.II.6 : Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.....	31
Figure. II.8 : Rotor d'une turbine à vapeur.....	33
Figure.II.9 : Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.....	35
Figure.II.10 : Cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S).....	36
Figure.II.11 : Cycle de Rankine d'une IMV et cycle de Carnot associé pour l'eau.....	37
Figure.II.12 : installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn.....	38
Figure.II.13 : Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau	38
Figure.II.14 : Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.....	43

Figure.II.15 : Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et poste-combustion.....	44
Figure. II.16 : Diagramme (T-S) de cycle combiné gaz-vapeur.....	44
Figure. II.17 : Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur.....	46
Figure IV.1 : présentation de l’installation et le diagramme T-S de cycle combiné étudié.....	55
Figure IV.2 : Fenêtre du DWSIM	60
Figure IV.3 : Les composants de différentes entrées de la centrale.....	60
Figure IV.4: Liste de fluide packages.....	61
Figure IV.5 : Fenêtre de composition d’air.....	61
Figure IV.6 : les condition d'air dans l’entré.....	62
Figure IV.7 : la condition d'air dans la sortie.....	62
Figure IV.8 : Présentation de compresseur.....	63
Figure IV.9 : Présentation de mixer.....	63
Figure IV.10 : Présentation de la chambre de combustion.....	64
Figure IV.11 : les paramétré de la sortie de chambre de combustion.....	64
Figure IV.12 : Présentation de la turbine.....	65
Figure IV.13 : présentation de turbine à gaz.....	66
Figure IV.14 : présentation de la chaudière.....	66
Figure IV.15 : présentation de la turbine.....	67
Figure IV.16 : présentation de condenseur.....	67
Figure IV.17 : présentation de clapet.....	68
Figure IV.18 : présentation de pompe d’eau.....	68
Figure IV.19 : représenté le cycle combiné TAG – VAP.....	69
Figure IV.20 : Fenêtre du Aspen HYSYS	70
Figure IV.21 : Fenêtre du Aspen HYSYS V10 dans new case.....	70

Figure IV.22 : Les composants de différentes entrées de la centrale.....	71
Figure IV.23 : Liste de fluides packages.....	72
Figure IV.24 : présentation de model palette.....	72
Figure IV.25 : Installation de compresseur.....	73
Figure IV.26 : Fenêtre de paramètres de compresseur.....	74
Figure IV.27 : Fenêtre de composition du l'air.....	74
Figure IV.28 : caractéristique de l'aire.....	75
Figure IV.29 : des caractéristique de fuel.....	75
Figure IV.30 : Présentation de la chambre de combustion.....	76
Figure IV.31 : Installation de la chambre de combustion.....	76
Figure IV.32 : Présentation de la turbine On définit l'entrée, la sortie et l'énergie de la turbine.....	77
Figure IV.33 : représenté le schéma de turbine à gaz.....	77
Figure IV.34 : présentation de la chaudière.....	78
Figure IV.35 : présentation de la turbine.....	79
Figure IV.36 : présentation de condenseur.....	79
Figure IV.37 : présentation de clapet.....	80
Figure IV.38 : présentation de pompe d'eau.....	80
Figure IV.39 : représenté le cycle de turbine à vapeur.....	81
Figure IV.40 : représenté le cycle TAG – TAV.....	81
Figure IV.41 : le mode de la simulation dynamique du logiciel Aspen appliqué au cycle proposé.....	82

Liste des graphes :

Grphe V.1 : présente la variation du rendement global du système combine par rapport le débit du combustible.....	84
Grphe V.2 : présente la variation de rendement par rapport le taux de compression	86
Grphe V.3 : variation de température par rapport le rendement globale.....	87
Grphe V.4 : présente la variation de pression entrée pompe par rapport le rendement.....	88
Grphe V.5 : la variation de pression au niveau du condenseur par rapport le rendement de la turbine à vapeur.....	89

NOMANCLATURES

Symboles	Désignation
h	Enthalpie spécifique [kJ/Kg]
C _p	Chaleur spécifique à pression constante [KJ/Kg.K]
m	Débit massique [Kg/s]
P	Pression [bar]
Q	Flux de transfère de chaleur [kJ/Kg]
Q	Chaleur spécifique dans la chambre à combustion [kJ/Kg]
T	Température [C°]
v	Volume spécifique m^3/Kg
W	Puissance [kW]
W	Travail [kJ/Kg]
α	Rapport de température
γ	Coefficient adiabatique
η	Rendement

Abréviation	
TAV	Turbine à gaz
TAG	Turbine à vapeur
HRSG	Générateur de vapeur à récupération de chaleur
BP	Basse Pression
MP	Moyenne Pression
HP	Haute Pression
RK	Equation de Redlich-Kwong
SRK	Equation de Soave-Redlich-Kwong
PR	Equation de ping-Robinson
COMB	Chambre de combustion



INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le monde a un appétit vorace pour l'énergie, on n'imagine pas l'existence sans elle. Cette énergie, dérivée des ressources qui ne sont pas durables, a assuré l'avancement technologique depuis la révolution industrielle jusqu'à nos jours. L'énergie est essentielle pour l'homme, elle représente un enjeu majeur dans les domaines économiques, politiques, scientifiques et environnementaux. Même si l'homme a connu plusieurs sources d'énergies qui l'ont aidé à se développer et à découvrir son univers, il s'est emparé des sources fossiles tel que le charbon pour assurer son développement industriel et améliorer son confort. Ensuite, il est parti à la recherche de nouvelles sources telles que le pétrole et le gaz naturel. Aujourd'hui, avec l'avancement technologique la plus grosse quantité d'énergie produite est converti en énergie électrique vu ces avantages énormes dans les secteurs d'activités humaines. Le monde a connu une croissance démographique sans précédent (plus de 7000 millions de personnes sur terre) qui demande en continue la consommation de l'énergie sous toutes ces formes et spécialement l'électricité, afin d'assurer leur confort désiré.

La production de l'énergie électrique est assurée principalement par les centrales à vapeur et les turbines à gaz. Comme cette énergie est très demandée, une continuité sans cesse des recherches et développements technologiques ont été investies dont le but est d'accroître les rendements thermiques des centrales de production d'électricité. Ces recherches ont été traduites par des modifications innovantes aux centrales électriques conventionnelles. Il existe plusieurs modifications apportées aux turbines à gaz et aux turbines à vapeur afin d'augmenter leur rentabilités.

Il a souvent été suggéré de combiner deux cycles thermiques dans une seule installation dans le but d'obtenir un meilleur rendement que lors de l'utilisation de chacun de ces cycles individuellement. Il est possible de combiner plusieurs installations ayant un même principe de fonctionnement ou même un principe de fonctionnement différent. Cependant, combiner deux cycles différents est, dans la majorité des cas, plus intéressant car les avantages d'un cycle peuvent compléter ceux d'un autre.

Généralement, on considère un des cycles comme étant le cycle primaire et l'autre comme étant le cycle secondaire. Le cycle primaire est celui qui fournit la majorité de la chaleur nécessaire à l'installation. La chaleur perdue au niveau du premier cycle est récupérée au niveau du deuxième qui lui opère à des températures plus basses.

Introduction générale

Une bonne sélection des appareils rend possible la création d'un système qui optimise parfaitement l'utilisation de la chaleur à hautes températures et de la restituer à l'environnement à la plus basse température possible. Les cycles primaire et secondaire sont reliés l'un à l'autre par un ou plusieurs échangeurs de chaleur, appelé aussi récupérateur de chaleur.

Actuellement, le seul cycle combiné ayant réellement donné satisfaction est la combinaison entre une turbine à gaz et une turbine à vapeur. Ces installations utilisent généralement de l'énergie fossile pour leur fonctionnement.

Pourquoi le cycle combiné turbine à gaz/turbine à vapeur a contrairement aux autres cycles combinés réussi à donner satisfaction ? Trois raisons principales peuvent être données :

- Il est fait de composants ayant déjà fait leurs preuves dans des installations à un seul cycle. Les coûts de développement sont donc moins importants.
- L'air est relativement non problématique et peu coûteux et peut être utilisé dans les turbines à gaz moderne à des températures très élevées (au-delà de 1000 °C). Ce qui fournit les prérequis nécessaires pour une bonne installation primaire.
- Le cycle à vapeur utilise l'eau qui est peu coûteuse et très disponible. Elle est plus adaptée aux températures moyennes à basse. La chaleur perdue par la turbine à gaz est à une température suffisamment élevée pour l'utilisation de la turbine à vapeur. Il est donc raisonnable d'utiliser le cycle à vapeur en tant que cycle secondaire.

PROBLEMATIQUE :

La problématique qui nous a poussés à entamer cette étude est qu'en Algérie, la production de l'énergie électrique est assurée majoritairement par des centrales de turbines à gaz à l'exception d'un nombre limité de centrale à vapeur. En outre l'Algérie utilise les turbines à gaz pour différentes tâches, tel que les transports du gaz et du pétrole via les pipelines (148 stations de compression et de pompage en Algérie [1]), la réinjection de gaz dans le gisement en cas de surproduction pour un stockage naturel (7 stations), dans l'industrie pétrochimique...etc. Toutes les énormes quantités de gaz d'échappements de ces turbines à gaz à une température de 500°C à 600°C sont une perte totale dans l'atmosphère. On n'imagine pas quelle sera la quantité de l'énergie utile que ce soit mécanique ou électrique produite à partir de ces gaz d'échappement de ces turbines.

Une idée est survenue afin d'exploiter cette richesse perdue pour produire de l'électricité. On propose de placer dans toutes les stations de compression et de pompage des turbines à vapeur pour la production d'électricité. Grâce à cette proposition des centaines de centrales électriques

seront appariées dans tout le territoire national. Deux conséquences positives découlent de cette proposition. 1) les émissions polluantes dégagées par ces turbines à gaz seront réduite à presque zéro – carbone et 2) le prix du kWh d'électricité va considérablement baisser, ce qui va concurrencer les prix du kWh de la SONELGAZ.

OBJECTIFS :

C'est dans ce contexte que vient l'idée de faire cette étude. On propose tous les paramètres essentiels de fonctionnement d'un cycle combiné turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Brayton combinée à une turbine à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine. Le système global combiné est simulé par le logiciel Aspen Hysys version 10 et le logiciel DWSIM version 7.7.5. Il existe plusieurs avantages liés à cette étude. Parmi ces objectifs est :

- 1) d'exploiter les quantités énormes des gaz d'échappement des turbines à gaz totalement perdus pour la production de l'énergie électrique,
- 2) réduire au maximum les émissions polluantes et les gaz à effet de serre produits par les gaz d'échappement des TAG,
- 3) d'améliorer le rendement thermique global du cycle combiné en jouant sur les paramètres influençables du système.

STRUCTURE DU MEMOIRE :

Ce manuscrit est composé de cinq chapitres en plus d'une introduction générale et conclusion générale.

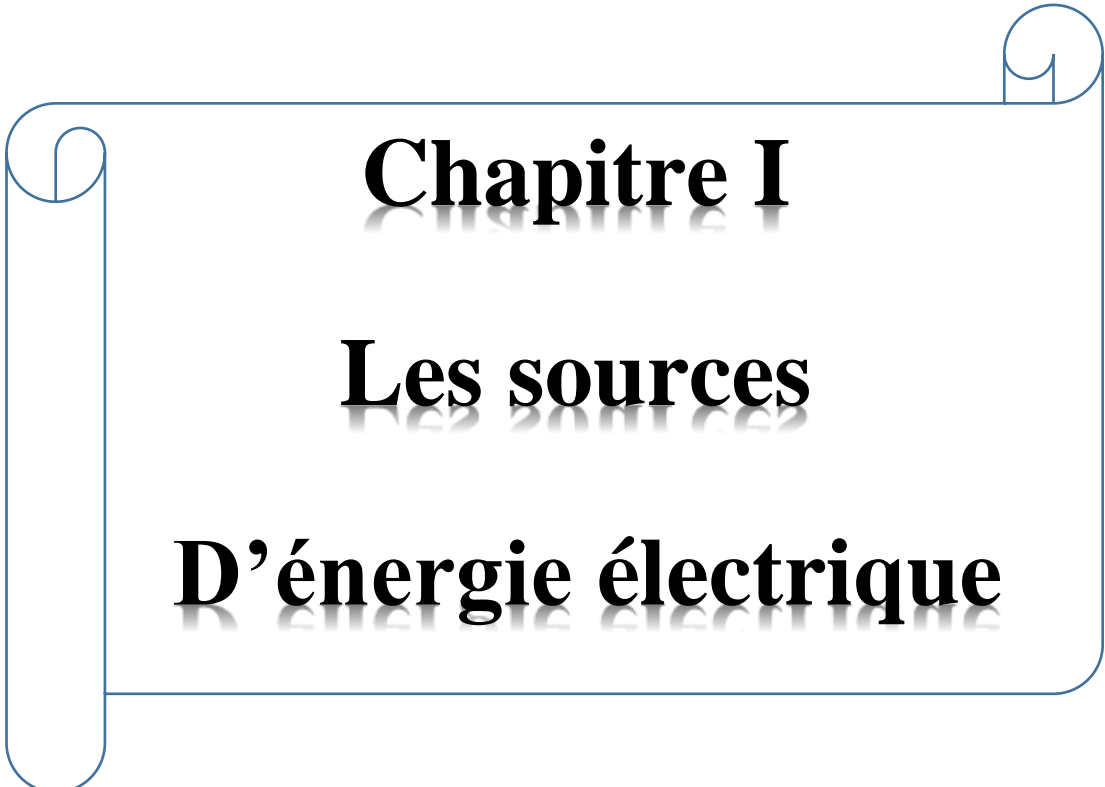
Le premier chapitre présente Les sources d'énergie électrique au monde et en Algérie.

Le deuxième chapitre, on a étudié le système combine thermodynamiquement et nous avons évoqué quelque procédés d'amélioration le cycle.

Le troisième chapitre comprend une présentation des différents modules du logiciel ASPEN HYSYS.

Dans le chapitre quatre, on a proposé les principaux paramètres de fonctionnement d'un système combiné et nous avons abordé les étapes de simulation de cette centrale avec les logiciels ASPEN HYSYS et DWSIM. Les diagrammes Température – entropie du cycle de Brayton ainsi que le cycle de Rankine ont été tracés grâce au logiciel Engineering Equation Solver (EES) et on a calculé des paramètres importants du système.

Finalement dans le cinquième chapitre on a présente les résultats obtenus par le logiciel ASPEN HYSYS avant et après optimisation.

A decorative border resembling a scroll, with a blue outline and rounded corners. The text is centered within this border.

Chapitre I

Les sources

D'énergie électrique

Chapitre I : Les sources d'énergie électrique

I.1. Introduction :

A l'époque sans électricité, la vie quotidienne serait difficilement envisageable .il est donc nécessaire de savoir la produire de manière efficace et continue. Pour répondre à la consommation croissante d'électricité, il a fallu inventer et construire des usines capables de produire de l'électricité en grande quantité. La turbine et l'alternateur sont les deux pièces maîtresses de ces générateurs d'électricité

I.2 Bref historique :

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

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

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

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

I. 3 Différents procédés de production d'énergie :

I.3.1 Selon l'énergie primaire :

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

Les combustibles fossiles : ce sont encore aujourd'hui les énergies primaires les plus utilisées dans le monde pour la génération d'électricité. C'est principalement le charbon qui est utilisé, mais

on trouve également des centrales au fioul et surtout au gaz naturel, qui est brûlés soit dans des chaudières, soit dans des turbines à combustion (turbines à gaz) ou encore dans des moteurs Diesel entraînant un alternateur.

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

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

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

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

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

I.3.2 Selon la technologie :

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

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

I.4 Centrales nucléaires à fission :

L'uranium dégage de la chaleur lors d'une réaction nucléaire. La vapeur ainsi créée fait tourner une turbine qui entraîne l'alternateur qui produit l'électricité.

Comme le montre la figure ci-dessous Fig : I.1

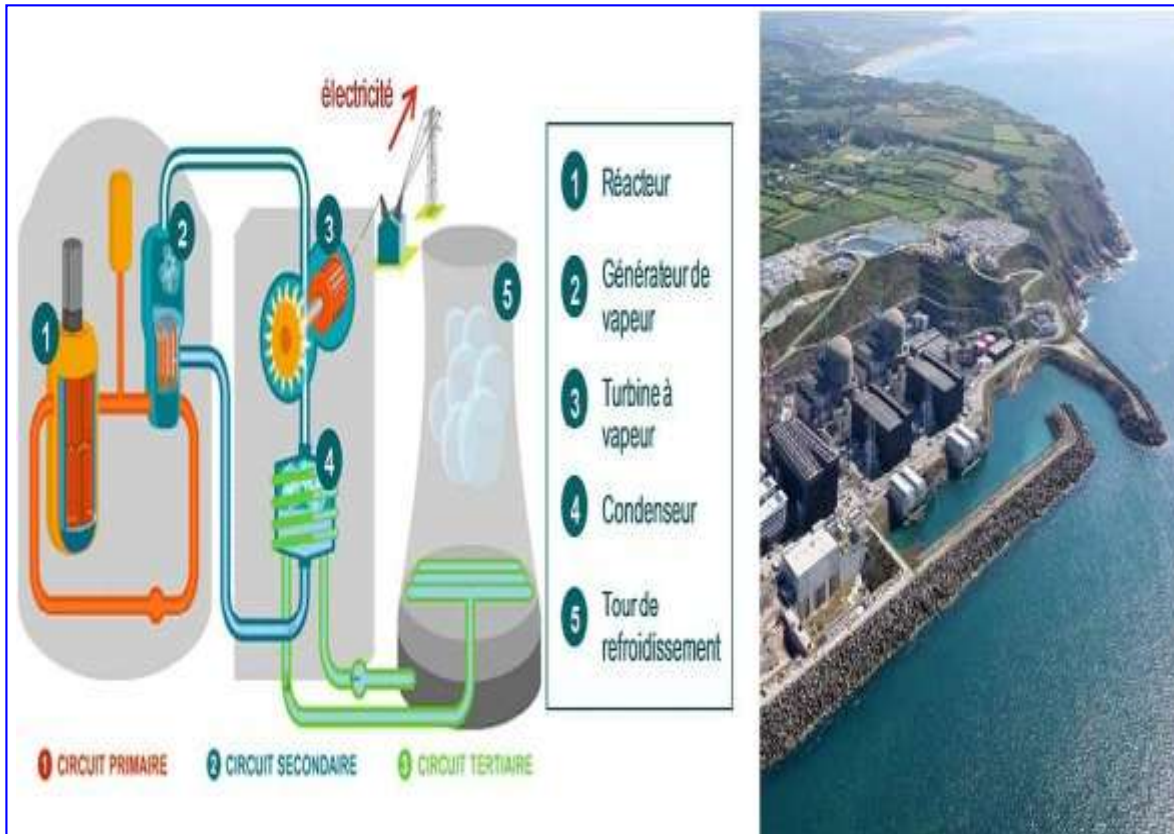


Figure.I.1 : centrale nucléaire. [2].

I.4.1 Les avantages :

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

I.4.2 Les inconvénients :

- Gestion des déchets nucléaires.
- Usage de combustible fissile (approvisionnement en combustible et dépendance énergétique).
- Acceptabilité sociétale complexe (sécurité, sûreté, déchets).
- Criticité de l'impact en cas d'incident.
- Complexité du démantèlement et de la gestion de la fin de vie des centrales.
- Utilise une énergie non renouvelable.

- Déchets radioactifs à très longue durée de vie.
- Accidents graves possibles.
- Demande un certain niveau de technologie qui n'est pas accessible à tous les pays du monde.

I.5 Centrales thermiques à flamme :

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

Comme le montre la Fig. I.2

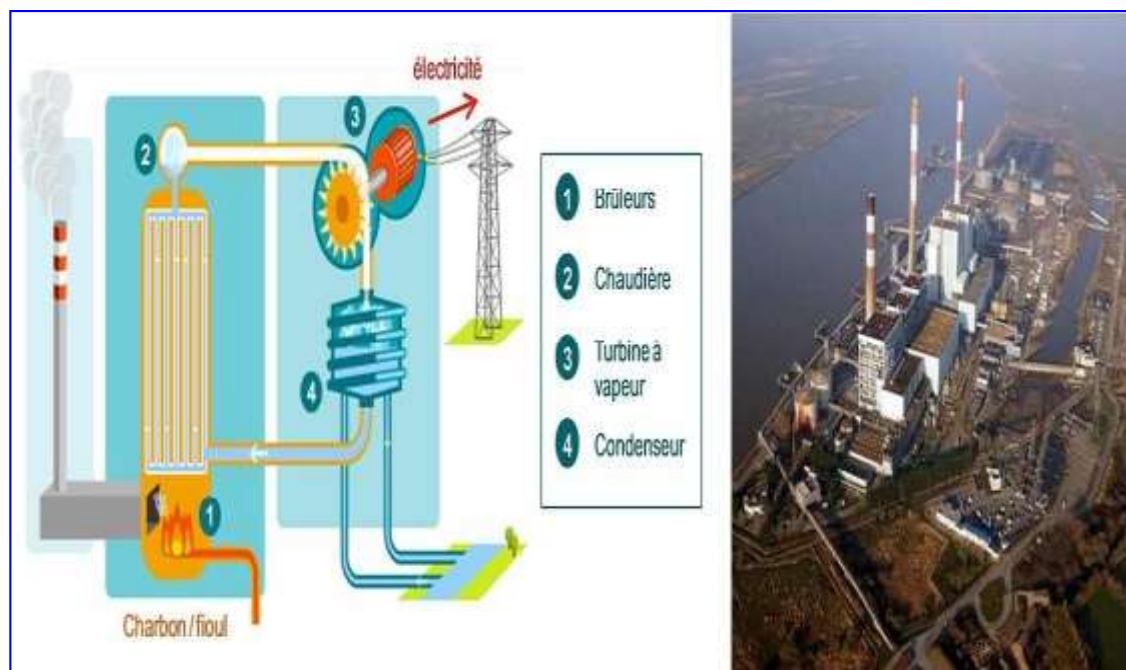


Figure. I.2 : Centrale thermique à flamme. [3].

I.5.1 Les avantages :

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

I.5.2 Les inconvénients :

- Réactivité faible au démarrage (plus d'1h pour atteindre la puissance max).
- Usage de combustible fossiles (raréfaction et coût de la ressource, dépendance énergétique).

- Émission de gaz à effet de serre et d'éléments polluants en particulier sur charbon et fioul.
- Coût et usure liés aux arrêts / démarrages.
- Besoin d'un débouché chaleur pour la cogénération.

I.6 Turbines à combustion :

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

Comme le montre la Fig. I.3

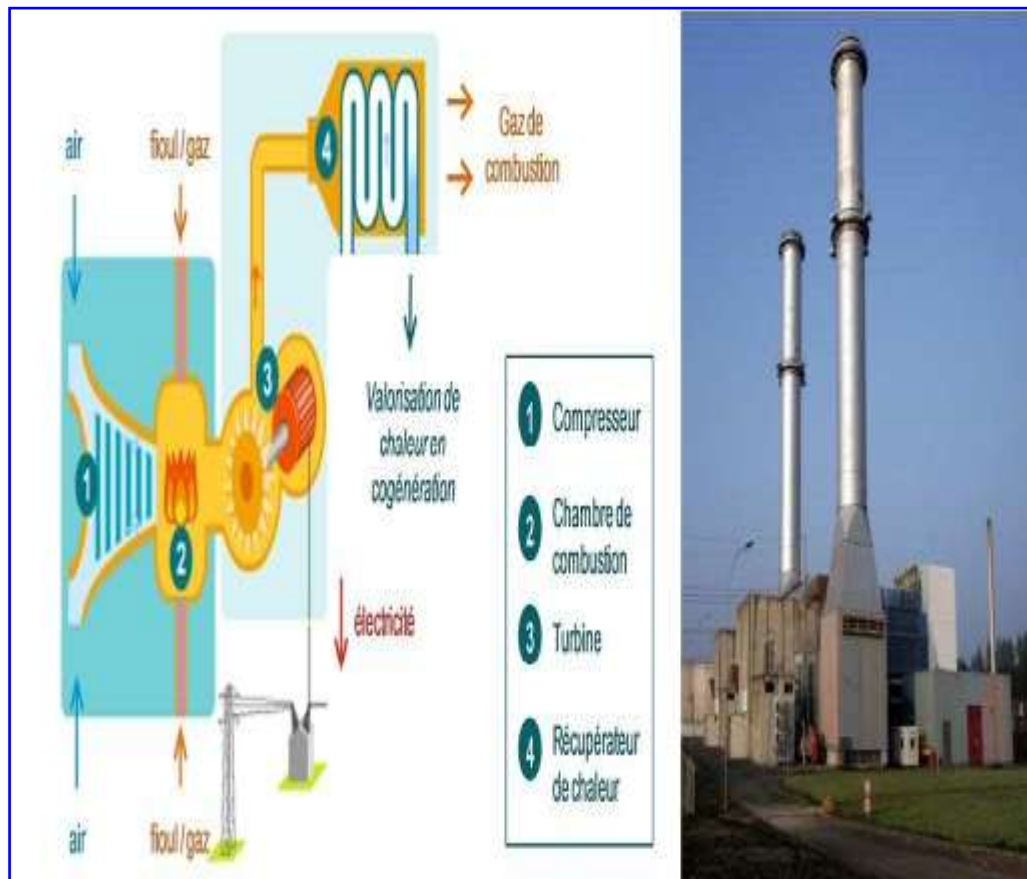


Figure. I.3. Turbines à combustion (TC) [4].

I.6.1 Les avantages :

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

I.6.2 Les inconvénients :

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

I.7 Moteurs à combustion interne :

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

Comme le montre la Fig. I.4.

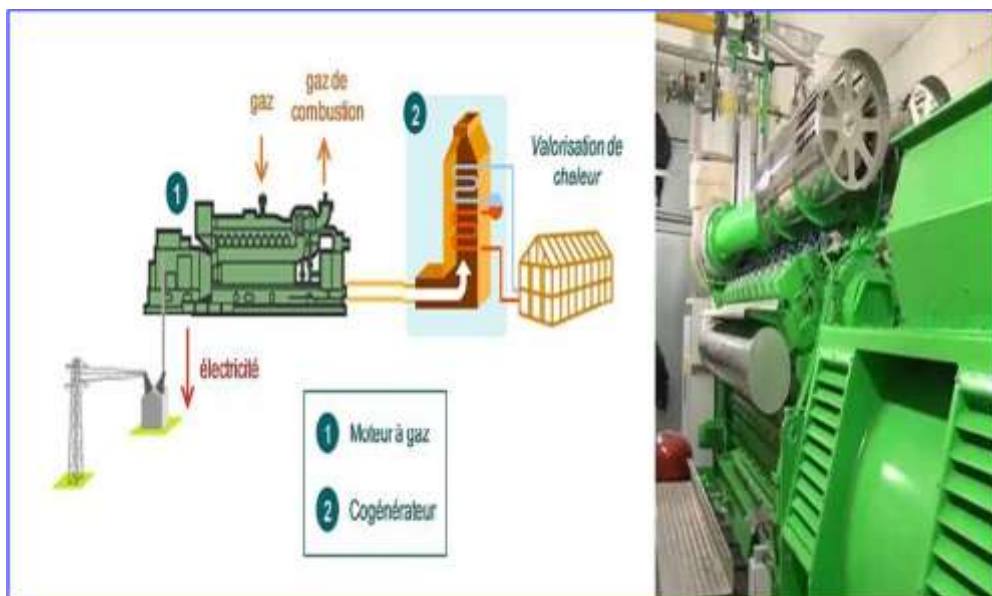


Figure. I.4 : Moteurs à combustion interne [5].

I.7.1 Les avantages :

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

puissances).

I.7.2 Les inconvénients :

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

I.8 Centrales hydroélectriques :

Les centrales hydroélectriques exploitent l'énergie potentielle gravitaire de l'eau pour produire de l'électricité. La chute de l'eau, guidée par un réseau de conduites, entraîne des Turbines reliées à un alternateur qui produisent l'électricité.

Comme le montre la Fig. I.5.

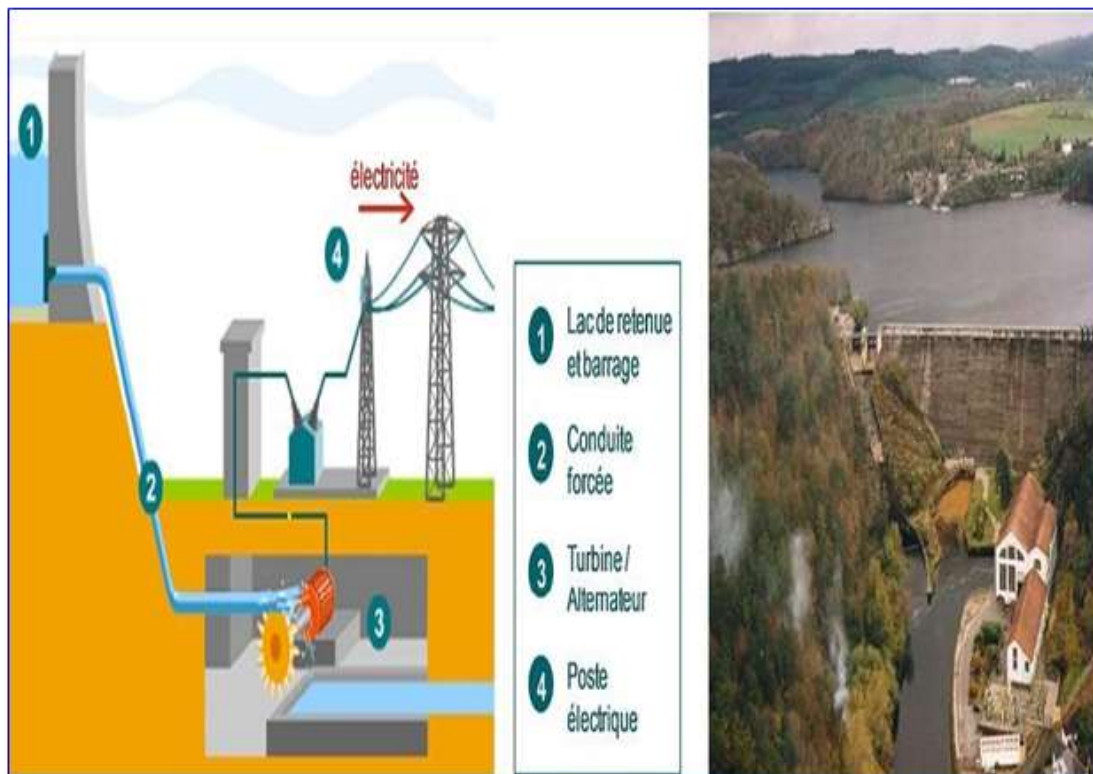


Figure. I.5 : Centrales hydroélectriques [6].

I.8.1 Les avantages :

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

I.8.2 Les inconvénients :

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

I.9 Turbines éoliennes :

Le principe de production de cette énergie consiste à convertir l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique pour tourner le rotor qui va produire une énergie électrique.

Comme le montre la Fig. I.6



Figure. I.6 : Fermes éoliennes terrestres [7].

I.9.1 Les avantages :

- Usage de ressources renouvelables, sans émissions de gaz à effet de serre.
- Intermittence de production pouvant être compensée en partie par le foisonnement de vent.

- Conception, installation et maintenance aisée.
- Coût marginal de production d'électricité très faible « gratuité de la ressource ».

I.9.2 Les inconvénients :

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

I.10 Centrales à cycles combinés :

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

Comme le montre la Fig. I.7.

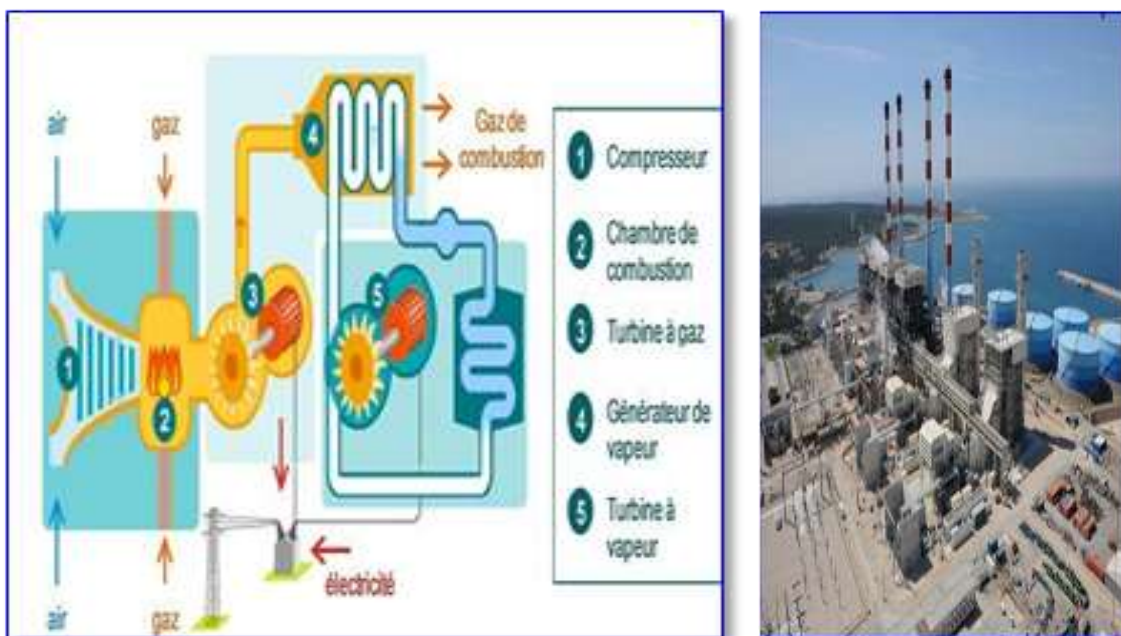


Figure.I.7 : Centrale à cycle combiné [4].

I.10.1 Les avantages :

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

I.10.2 Les inconvénients :

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

I.11 Les centrales électriques en Algérie :

En Algérie, l'énergie électrique est produite, principalement, à partir de gaz naturel, 96 % des centrales électriques installées utilisent cette énergie primaire, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales Diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques [3].

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

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

La configuration multi-arbres se caractérise par le fait que les équipements turbo-alternateurs à gaz et à vapeur peuvent être agencés selon la forme du site dans les centrales en cycle combiné qui étaient les moyens privilégiés pour répondre à la charge de base, la configuration en mono-arbre était la plus adéquate puisque son exploitation était plus simple et plus économique. Avec

l'abondance de capacités de production atteintes et pouvant être plus importantes avec l'ouverture du marché de l'électricité, cette configuration peut s'avérer inadaptée.

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

La vapeur est alors dirigée directement vers le condenseur par le système de contournement.

D'autres solutions offrant une meilleure souplesse consistent en l'introduction de cheminées de by-pass des fumées permettant le fonctionnement des turboalternateurs à gaz seuls, sans production de vapeur.

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

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

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

La première centrale localisée à **Skikda**, appartenant à **Shariket Kahraba Skikda (SKS)**, développe une puissance de 825 MW. Elle est de type multi-arbres. Les turbines à gaz sont entrées en service à la fin de l'année 2005. La mise en service des tranches de production est intervenue au courant de l'été 2006. Le couplage des turbines à gaz, plusieurs mois avant les turbines à vapeur, a permis de disposer d'une capacité de production supplémentaire de l'ordre de 500 MW. Cet apport en Puissance, survenu durant une période qui a enregistré d'importants déficits (hiver 2005-

2006), a largement contribué à soulager les contraintes du système électrique [3]. La seconde installation située à l'ouest de Cherchell (**Tipasa**), appartenant à **Shariket Kahraba Hadjret Ennous (SKH)**, est de type mono-arbre. Elle a commencé à produire de l'électricité durant l'hiver 2008-2009. Elle est constituée de trois tranches développant une puissance totale de 1225 MW. Deux centrales de type mono-arbre sont actuellement en fonctionnement :

- La première, située à **Terga** dans la wilaya d'**Ain-Temouchent**. Elle a commencé à produire de l'électricité durant l'hiver 2011. Développant une puissance totale de 1200 MW.
- La deuxième à **Koudiet-Eddraouch** dans la wilaya d'**El-Taref**. Elle a commencé à produire de l'électricité au début de l'année 2012. Elle est constituée de trois tranches développant une puissance totale de 1200 MW.

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

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

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

Les principales centrales, localisées dans les sites arides, qui peuvent présenter un intérêt pour la transformation en cycle combiné et dont les paliers de puissance se situent entre 100 et 425 MW totalisent une puissance de l'ordre de 2000 MW.

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

- **M'sila** (DRAA- EL-HADJA) développe une puissance de 425 MW (2009/2010).
- **khenchla** (Zone d'El-berg sud de **khenchla**) développant environ 420 MW.
- **Batna** (Ain djasser), développant une puissance totale de 254MW (nov. /déc. 2009).
- **Blida** (Larbâa) développe une puissance de 560MW (2009/2010).

- **Annaba** développe une puissance de 71MW (2010).
- **Oran (Est)** développe une puissance de 75MW mars 2008.
- **Relizane** développe une puissance de 465MW (sep 2009).
- **Alger port** développe une puissance de 71MW (2010).

I.12 Conclusion :

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

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

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

A decorative border resembling a scroll, with a blue outline and rounded corners. The top and bottom edges have small circular motifs that look like the ends of rolled-up paper.

Chapitre II

Cycle combiné

(gaz-vapeur)

Chapitre II : Cycle combiné (gaz-vapeur)

II.1 Introduction :

La supériorité thermodynamique des centrales à cycle combiné sur les centrales électriques conventionnelles est plus remarquable au niveau des installations de cogénération que des installations utilisées uniquement pour la génération de l'électricité. Cela offre une plus grande flexibilité de conception et d'exploitation pour le cycle combiné conventionnel qui utilise la chaleur des gaz d'échappement uniquement.

Le cycle combiné composée a deux cycles

- ✓ Cycle turbine à gaz.
- ✓ Cycle turbine à vapeur.

II.1. TURBINE A GAZ

II.1.1 Bref historique :

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès 1791, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur. L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910.

On doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston :

- 1791 Premier brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre.
- 1900/1904 Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze.
- 1905 Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth.
- 1906/1908 Construction de la première turbine à explosion par BBC (Brown Boveri Company).
- 1909-1910 Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne.
- 1928 BBC (Brown Boveri Company) reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée.

- 1933 Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- 1934 Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939.
- 1937 Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe : 2000 kW.

II.1.2 Définition :

Turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fioul, gaz...).

Comme le montre la fig. II.1

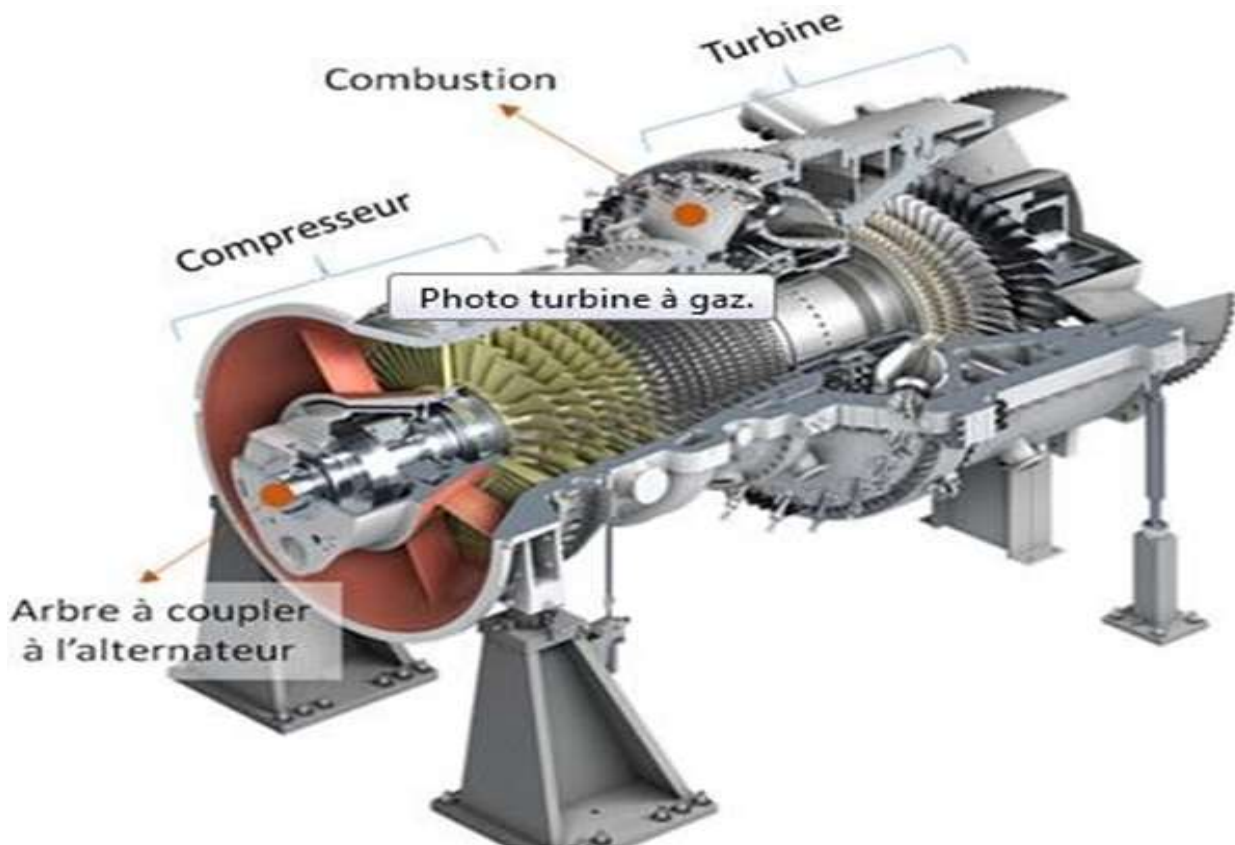


Figure.II.1 : Turbine à gaz. [15].

II.1.3 Principe de fonctionnement :

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

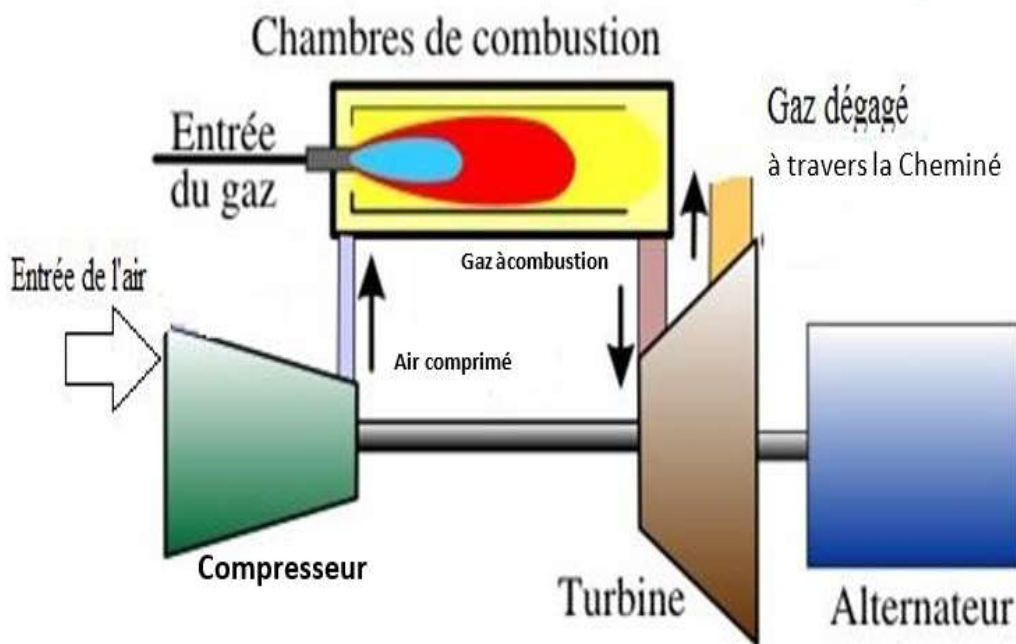


Figure. II.2 : Schéma d'un groupe à turbine à gaz à cycle simple [16].

II.1.4 Classification des turbines à gaz TAG :

II.1.4 1 Mode de construction :

a) **Turbine mono-arbre** : le compresseur et la section de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse.

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

II.1.4.2 Mode de travail :

a) Turbine à action : dans laquelle la transformation thermodynamique (la détente) se fait uniquement dans les canaux fixes, les canaux mobiles jouent le rôle de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor. $\Delta P_{\text{roue}} = 0$.

b) Turbine à réaction : dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles. Généralement, les derniers étages de la turbine multicellulaire à actions ont à réaction.

II.1.4.3 Mode de fonctionnement thermodynamique :

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur peuvent être employés directement comme fluide de fonctionnement primaire c.-à-d. Par l'extension dans une turbine à gaz, ou indirectement en chauffant un fluide secondaire agissant en tant que fluide de fonctionnement pour chacun des cas ; le cycle directe ou indirecte, nous pouvons également prendre un cycle ouvert ou fermé, suivant les combinaisons possibles.

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

a) Turbine à gaz à cycle fermé : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

b) Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement dans l'atmosphère. Ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :

b.1) Turbine à cycle simple : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente, les gaz sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

b.2) Turbine à cycle régénéré : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides dont le but d'augmenter le rendement de l'installation.

II.1.4 Principales utilisations :

Le champ d'application de la turbine à gaz est étendu et très diversifié on compte parmi ces domaines les suivants :

- Application dans le domaine aéronautique (aviation civile et militaire)
- Application dans le domaine aérospatial (propulsion des navettes spatiale)
- Application dans le domaine militaire (propulsion des fusées, des torpilles...etc)
- Application dans le domaine de la pétrochimie (raffinerie, séparation, distillation...etc)

- Application dans le domaine du transport des hydrocarbures (gaz, pétrole, condensat, etc)
- Application dans le domaine du transport ferroviaire (propulsion des trains des voyageurs et de marchandises)
- Application dans le domaine des véhicules (propulsion de différents types de voitures)
- Application dans le domaine maritime (propulsion de différents types de bateaux).

II.1.5 Cycle simple d'une turbine à gaz :

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de **Baryton**. Il est représenté dans un diagramme T-S, comme indiqué dans la **Fig. II.3**

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

- La température minimale **T1** (température ambiante dans le cas du cycle ouvert).
- La température maximale **T3** du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- Le rapport de pression ou taux de compression : $= (P_2/P_1)$.

II.1.6 Etude de cycle idéal de turbine à gaz :

a) Hypothèses :

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

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

b) Diagrammes :

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

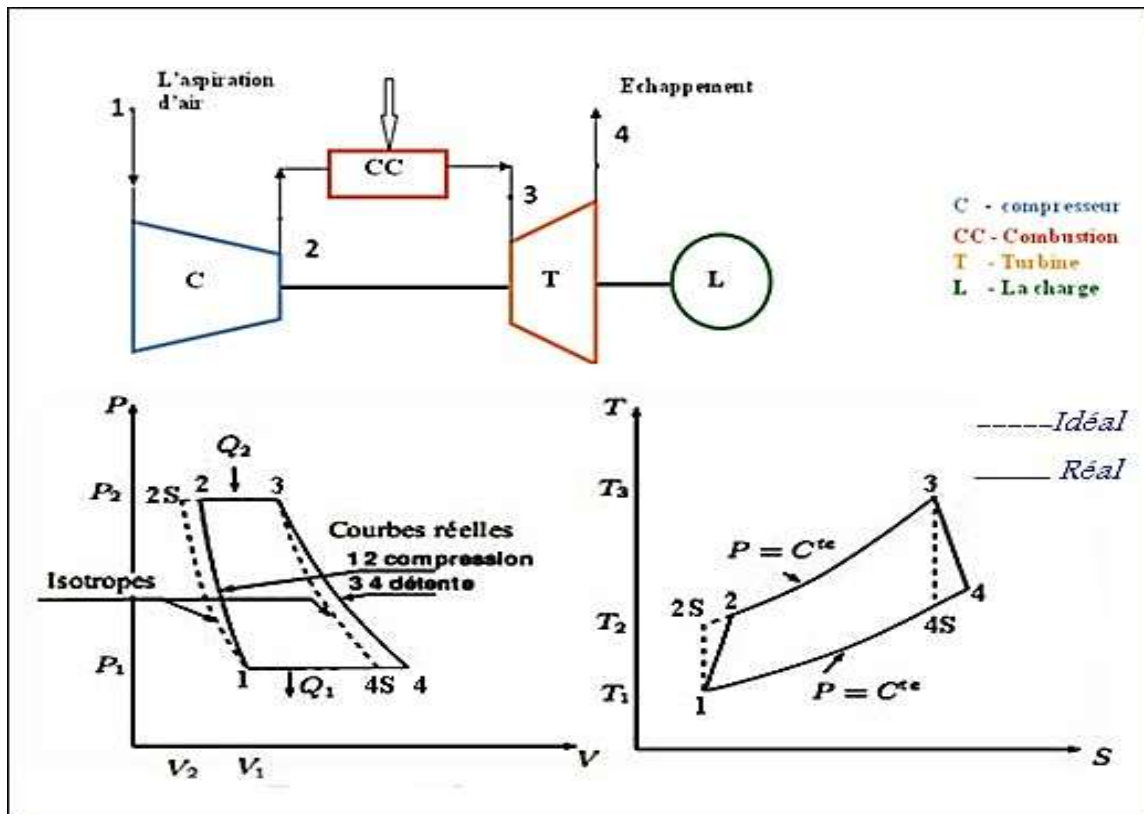


Figure.II.3 : Cycle thermodynamique idéal et réel de la turbine à gaz [17].

Dans le cycle idéal de Brayton :

- (1_2) Compresseur : compression isentropique.
- (2_3) Chambre de combustion : détente isobare.
- (3_4) La turbine : détente isentropique.
- (4_1) L'échappement : détente isobare.

La compression (1_2) et la détente (3_4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques.

La chaleur additionnée (2_3) dans la chambre de combustion et le rejet ou l'échappement (4_1) se produisent à pression constante.

Les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère, donc le processus (4_1) ne se produit pas au sein de l'unité.

II.1.6.1 Etude énergétique :

a) La compression :

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

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

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

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

b) La combustion :

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = c_p (T_1 - T_2) \quad (\text{II.3})$$

c) La détente :

La pression et la température absolue au et en fin de la détente liées par la relation suivante :

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

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

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

$$W_C = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (\text{II.6})$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\eta_{\text{th}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{II.12})$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

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

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

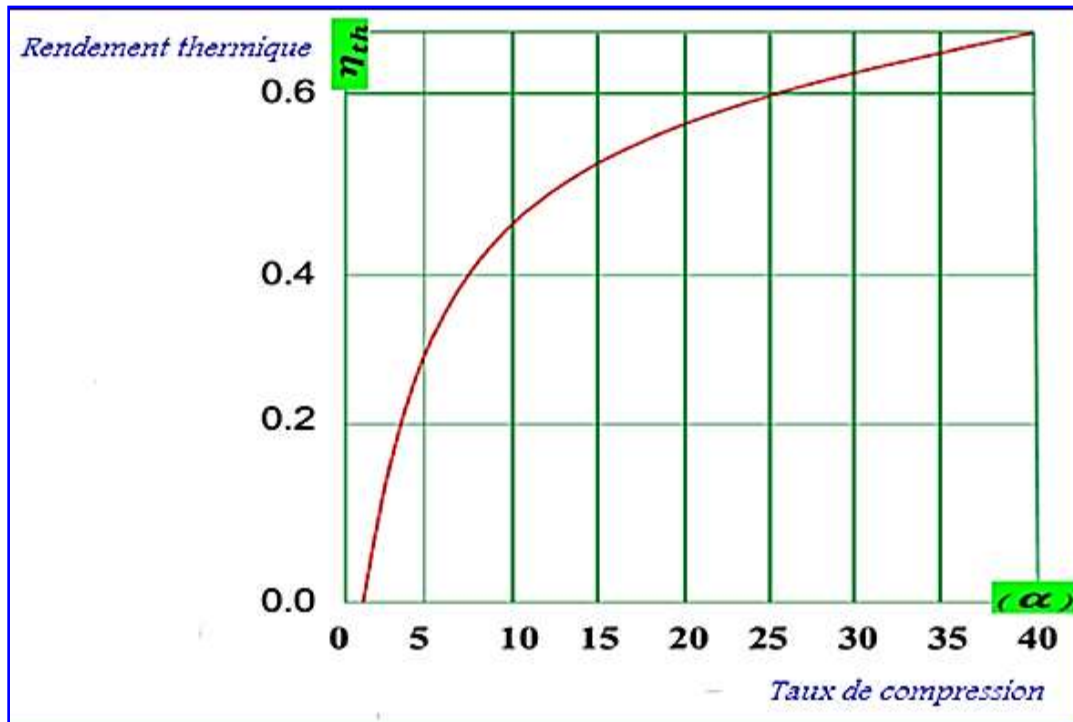


Figure.II.4 : Évolution de η_{th} en fonction de taux de compression α dans le cycle idéal [17].

II.1.6.2 Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T-S) de la Fig. II.3.

a) Hypothèses :

- Tous les éléments de la turbine sauf la chambre de combustion (CC) sont adiabatiques avec frottement.
- La chambre de combustion (CC) est une source de chaleur avec frottement.
- L'air est un mélange gazeux.
- Le débit de gaz n'est pas négligeable.
- Nous ne négligerons pas les pertes de charge se produisant à l'entrée, dans la chambre de combustion et à la sortie.

II.1.6.3 La différence entre Le cycle réel et le cycle idéal :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la

transformation de compression n'est plus isentropique (**1 à 2s**) mais (**1 à 2**), tel que $T_2 > T_{2s}$.

- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_{th} : en raison des travaux de frottement, La transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$.
- Et par l'utilisation de la notion de rendement poly-tropique η_{CP} de compression :

$$\eta_{CP} = \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \left(\frac{K}{K-1}\right) \quad (II.14)$$

On peut écrire directement la relation suivante $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)\left(\frac{1}{\eta_{CP}}\right)}$ Et par l'utilisation de la notion de rendement poly-tropique η_{tp} de détente :

$$\eta_{tp} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \left(\frac{K-1}{K}\right) \quad (II.15)$$

On écrit donc $\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)\left(\eta_{tp}\right)}$

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

$$W_T = C_{Pg}(T_4 - T_3) = C_{Pg} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)\left(\eta_{tp}\right)}} \right) \quad (II.16)$$

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

$$W_{net} = W_T - W_C = C_P(\alpha^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\alpha^m} - \frac{T_1}{\eta_C} \right) \quad (II.17)$$

Avec $\alpha^m = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = C_P(T_3 - T_2) = C_P \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\alpha^m - 1}{\eta_c} \right) \right) \quad (II.18)$$

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

$$\eta_{Th} = \left[\frac{W_{net}}{Q} \right] \quad (II.19)$$

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

Le rendement thermique devient égale à :

$$\eta_{Th} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (II.20)$$

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

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

II.1.7 Les améliorations du cycle simple de turbine à gaz :

II.1.7.1 La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle de Brayton :

T_4 Est souvent plus haute que T_2 (Fig.II.5). La régénération donc est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur appelé le régénérateur ou, parfois le récupérateur (on a une augmentation du rendement thermique).

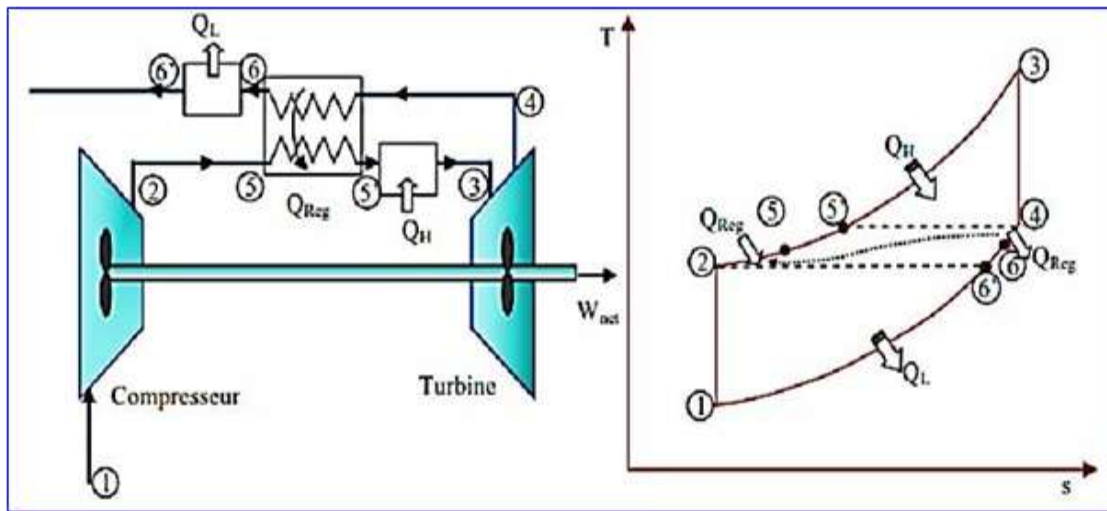


Figure. II.5 : Cycle de Brayton avec régénération [17].

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

$$\eta_{Th} = \frac{|W_T| - |W_C|}{q_{in}} \quad (II.23)$$

Avec :

$$q_{in} = C_P(T_3 - T_5) \quad \text{et} \quad W_T = C_P(T_3 - T_4) \quad (II.24)$$

Pour un régénérateur idéal nous avons : $T_5 = T_4$

Nous obtenons :

$$q_{in} = W_T \quad (II.25)$$

Par conséquent :

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{W_C}{W_T} = 1 - \frac{C_P(T_2 - T_1)}{C_P(T_3 - T_4)} \quad (II.26)$$

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

$$\eta_{Th} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{k-1}{k}}} \quad (II.27)$$

La différence entre l'expression du rendement du cycle de Brayton avec la régénération et le cycle simple est la présence du rapport des températures extrêmes du cycle $\frac{T_1}{T_3}$

Le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression mais également du rapport de température.

Le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

Pour $\alpha = cte$ $\eta_{Th} \uparrow$ avec $\frac{T_1}{T_3} \downarrow$

Pour $\frac{T_1}{T_3} = cte$ $\eta_{Th} \downarrow$ avec $\alpha \uparrow$

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

Réchauffage inter-turbines de détente :

Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression.

Comme il est indiqué à la Fig. II.6.

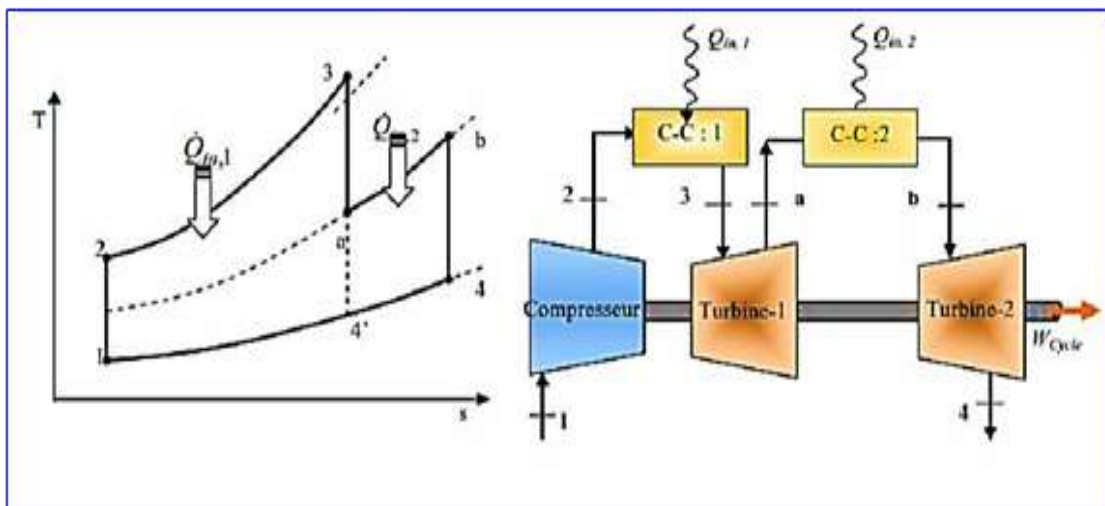


Figure.II.6 : Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine. [17]

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

Le travail utile de la turbine sans le réchauffage est :

$$\dot{W}_{(\text{cycle simple})} = \dot{m}[(h_3 - h_a) + ((h_a - h_{4F}))] \quad (\text{II.28})$$

Le travail net de la turbine avec le réchauffage est :

$$\dot{W}_{(\text{cycle_réchauffement})} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = \dot{m}_a[(h_3 - h_a) + (h_b - h_4)] \quad (\text{II.29})$$

On a : $\dot{W}_{(\text{cycle_réchauffement})} > \dot{W}_{(\text{cycle simple})}$

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

$$\dot{W}_{(\text{cycle_réchauffement})} > \dot{W}_{(\text{cycle simple})}$$

II.1.8 Avantages et Inconvénients de la TAG :

II.5.1 Les avantage :

- Une puissance élevée dans espace restreint dans lequel un groupe Diesel de même puissance ne pourrait pas être logé
- Démarrage facile même à grand froid
- Diversité de combustible pour le fonctionnement
- Possibilité de fonctionnement à faible charge
- Pollution limitée en HC et NOX fait de l'excès d'air.

II.5.2 Les inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW le prix d'installation supérieur de celui d'un groupe Diesel
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe Diesel à titre indicatif (30 à 120 s) pour une TG (8 à 20 s) pour un groupe Diesel
- Rendement inférieur à celui d'un moteur Diesel (cycle-simple) à titre indicatif (28% à 33%) pour une T.G de (3000KW), et de (23% à 38%) pour un groupe Diesel.

II.2 TURBINE A VAPEUR

II.2.1 Turbines à vapeur :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de l'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entraîner un dispositif mécanique tournant. Dans cette étude, on se limite à l'étude de la catégorie des turbines à vapeur.

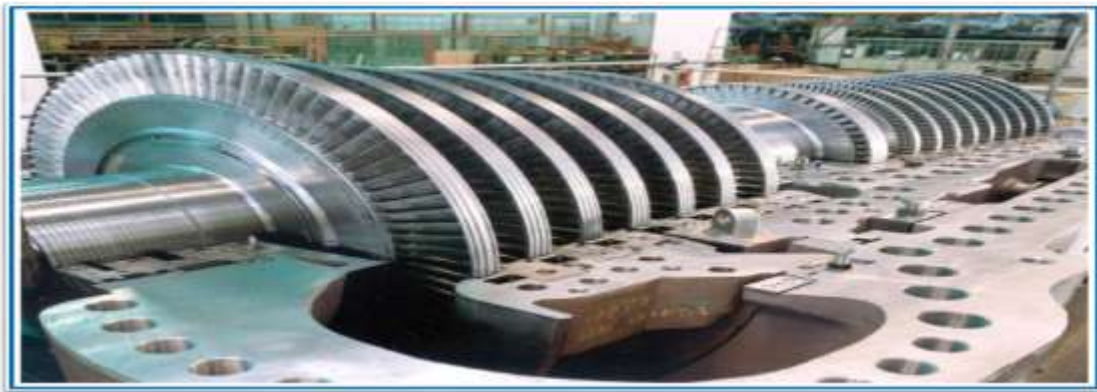


Figure. II.8 : Rotor d'une turbine à vapeur [18]

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

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

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée dans la chaudière.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.
- L'eau utilisée nécessite un traitement pour éviter toute conséquence qui pourrait engendrer sa per turbotin au niveau de la turbine tel que la corrosion et le bouchage des chaudières.

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

Du fait de leurs caractéristiques, les turbines à vapeur sont très employées dans les centrales thermiques à vapeur de moyenne et forte puissance, Elles sont utilisées dans les applications de cogénération (incinérateur de déchets et chauffage urbain, procès industriel). Il faut également

signaler leur usage dans les cycles combinés ou elles permettent de valoriser en électricité la chaleur d'échappement des turbines à gaz.

Les turbines à vapeur sont également employées dans le domaine de la propulsion navale, notamment pour les plus gros vaisseaux (pétroliers, porte-avions) mais elles sont de plus en plus souvent remplacées par des moteurs diesel ou des turbines à gaz. La fonction d'entraînement de machines est également en voie de disparition au profit des moteurs électriques.

II.2.4 Classification des turbines à vapeur :

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

II.2.4.1 Selon l'utilisation :

a) **Turbine à condensation** : Dans laquelle la pression de la vapeur à la sortie est très proche de vide (0,03 à 0,055bars) cette pression correspond à la température de la vapeur saturée à la sortie de la turbine et elle dépend de la température de l'eau froide qui passe par le condenseur. Les turbines à condensation sont utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur par exemple pour le chauffage urbain elle entraîne les bateaux, les turbos compresseurs et les turbos soufflantes.

b) **Turbine à contre pression** : Dans laquelle la pression à la sortie est bien supérieure à la pression atmosphérique, produise de l'électricité, et la vapeur d'échappement est utilisée pour les différentes lignes technologiques (fabriques de papier, textiles...etc.).

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

a) **Turbine axiale** : L'écoulement de la vapeur se fait selon un cône ayant même axe que la turbine c'est les turbines les plus utilisées.

b) **Turbine radiale** : L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

II.2.4.3 Par le nombre d'étages de rotor :

- Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.
- Turbines à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.

II.2.4 Selon le mode de construction :

a) **Turbine à un corps** : Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20MW

b) **Turbine à plusieurs corps** : Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression(MP), basse pression (BP)).

Les turbines à vapeur modernes sont toutes axiales, multi étagées (à l'exception de celles entraînant de petites machines auxiliaires).

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

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

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

Comme la montre la fig.II.9.

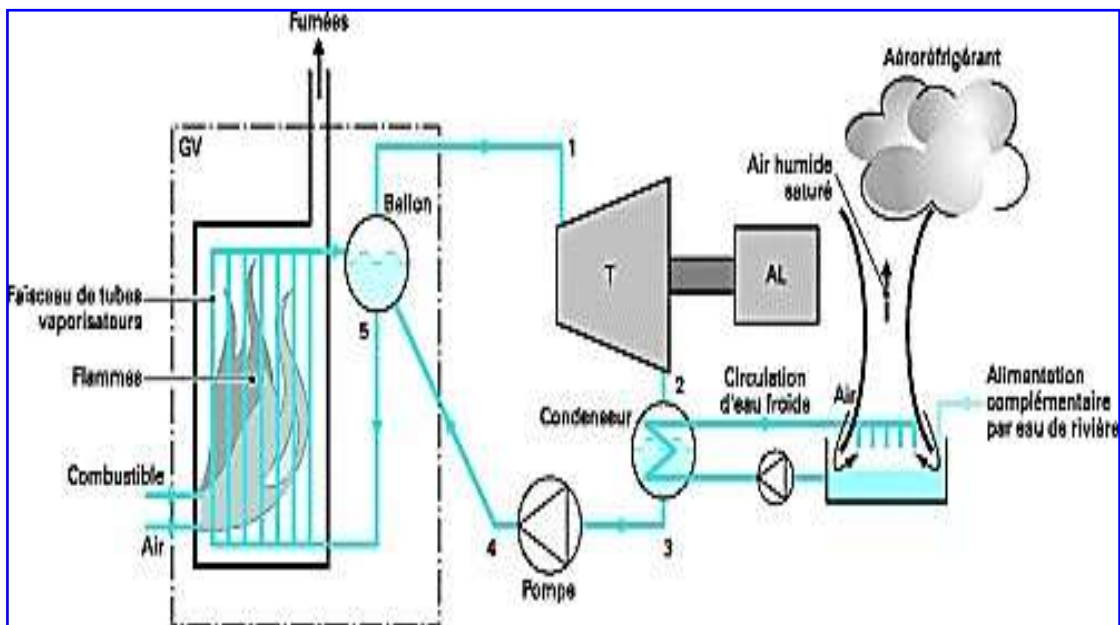


Fig.II.9 : Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur [18].

- Un Générateur de vapeur (GV) dans lequel l'eau est vaporisée en recevant de la chaleur de façon isobare. Il passe de l'état 4 à l'état 1. Dans les installations à combustion, pour des raisons liées aux transferts thermiques.
- Une Turbine(T) dans laquelle la vapeur se détend, de la haute pression à la basse pression (1 à 2) de façon adiabatique, en fournissant le travail moteur sur l'arbre. Après détente.

- Un Condenseur où elle se condense (2 à 3) de façon isobare par échange thermique avec un fluide froid.
- Une Pompe chargée de remettre l'eau sous forte pression (3 à 4) de façon adiabatique. Ce composant consomme de la puissance pour la communiquer au fluide. L'eau sous pression rejoint dans le générateur de vapeur.

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

II.2.5.2 Cycle de Carnot :

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

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

Comme le montre la Fig. II.10.

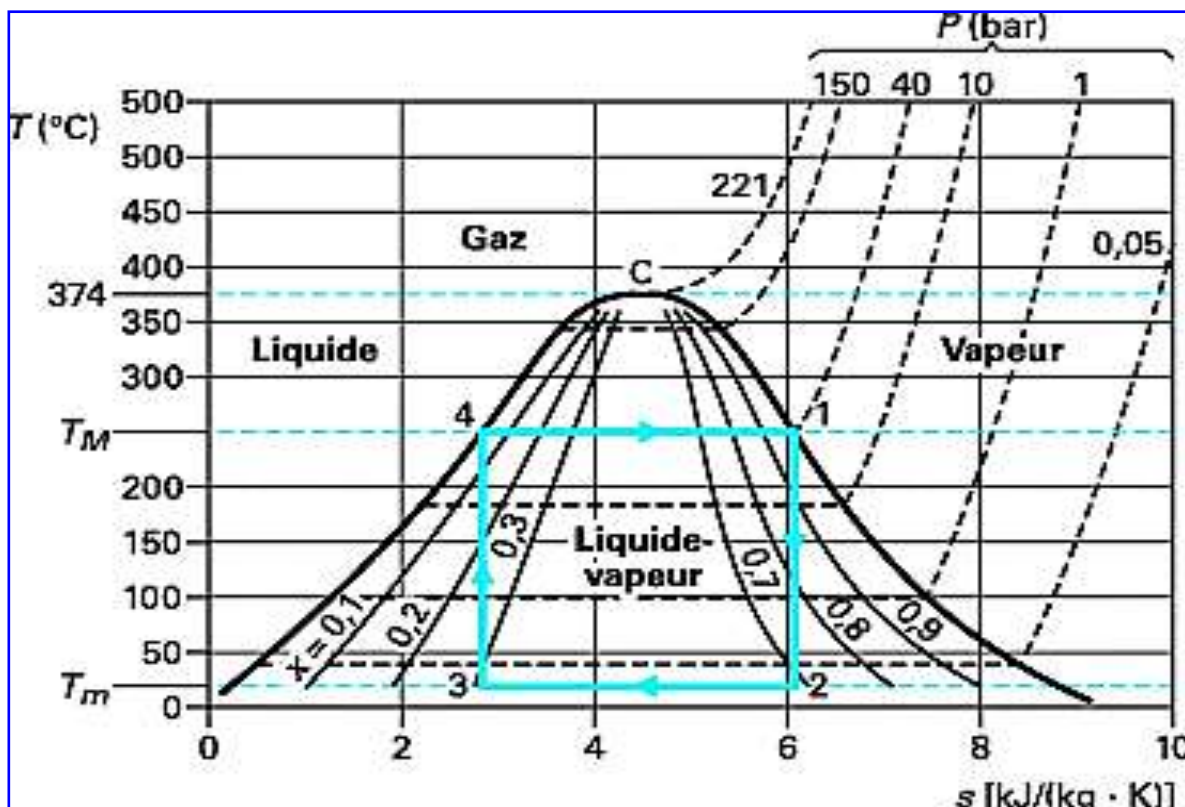


Figure.II.10 : Cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S) [18]

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

$$\eta_{Th} = \left(\frac{W_{t12} - W_{t32}}{q_{41}} \right) = \left(\frac{T_M - T_m}{T_M} \right) \quad (II.30)$$

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

II.2.5.3 Cycle de Rankine et cycle de Hirn :

a) Description :

Dans le cycle de Carnot, il n'est pas envisageable de pratiquer une compression sur un fluide diphasique (mélange liquide-vapeur), dans une pompe. Pour éviter cette situation, on est conduit à prolonger la condensation 2 à 3 jusqu'à obtenir le liquide seul **Fig.II.11**.

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

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

Comme le montre la Fig.II.11.

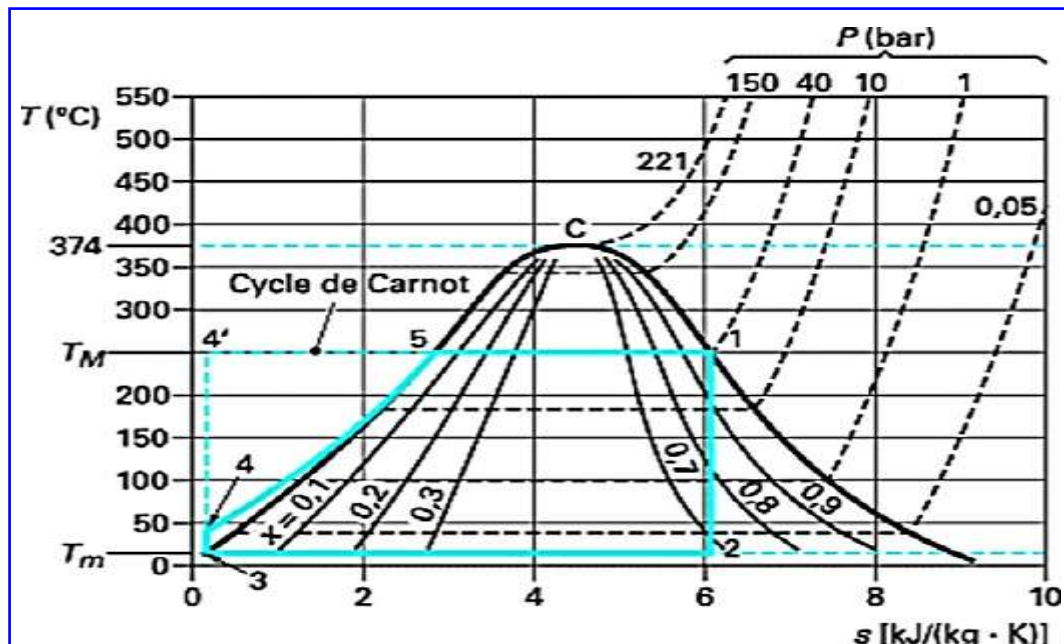


Figure.II.11 : Cycle de Rankine d'une IMV et cycle de Carnot associé pour l'eau [18].

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

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

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

Comme les montrent les Fig. II.12, Fig.II.13.

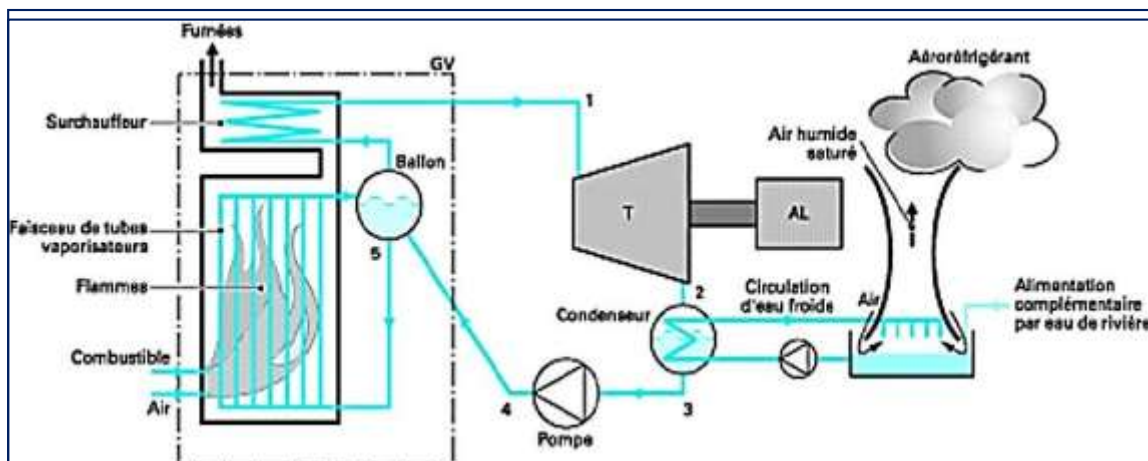


Figure.II.12 : installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn [18]

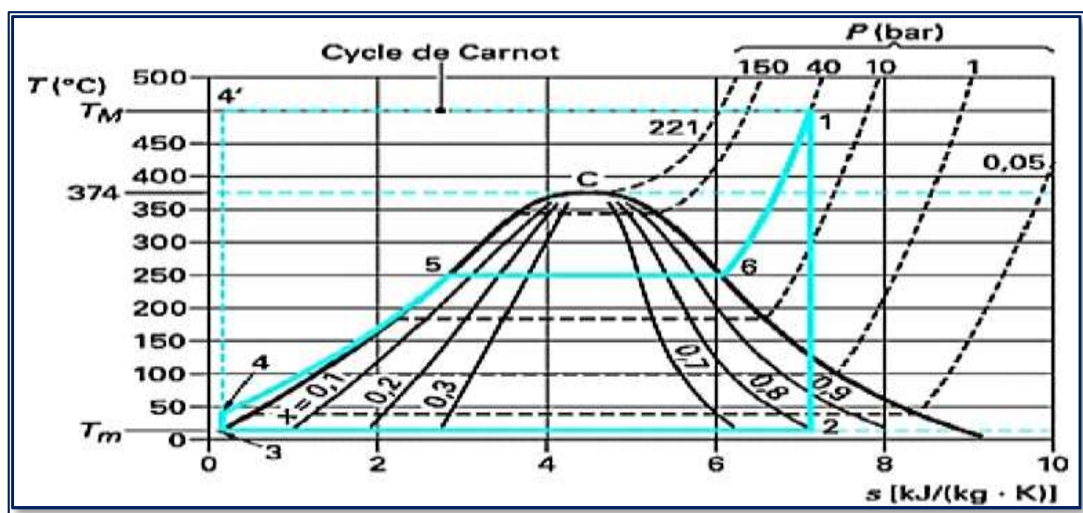


Figure.II.13 : Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau [18].

b) Expressions du rendement théorique :

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

$$\eta_{th} = \frac{(W_{t12} - W_{t34})}{q_{41}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \quad (II.31)$$

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

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

II.2.6 Comparaison avec la turbine à gaz :

a) Comparaison de point de vue thermodynamique :

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

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

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

b) Comparaison entre la TG et la TV :

Les TAG diffèrent des TAV par les caractéristiques suivant :

	Turbine à vapeur	Turbine à gaz
En comportement	Elle comporte une chaudière, un condenseur, turbopompe alimentaire et d'extraction, ainsi qu'un dégazeur.	Un seul compartiment
Démarrage	Il nous faut au moins 1 heure 30 minutes pour la démarrer. Sans tenir compte le temps de démarrage de la chaudière.	Démarrage rapide neuf minutes, démarrage normal 21 minute.
T° C (max)	650°C	1500 °C
P bar (max)	127bars (9FA Alstom)	32 bar (GT24, GT26 ISO2314 :1989) Alstom
Puissance utile MW	1400MW	950MW model 3*V84 3A 4 GUD 1S84 3A Santa Rita (Philippine)
η_{th}	40.2% à 41.6% Coal	38% à 45% gaz/oil

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

II.2.7 Conclusion :

Dans la première partie de ce chapitre on a présenté la turbine à gaz TG et ses principaux éléments constitutants, aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par ses modes de constructions, modes de travail et par ses modes de fonctionnement. L'étude énergétique du cycles idéal et réel de turbine à gaz ,nous a permis de déduire que la puissance fournie par une turbine à gaz dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse et qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression $\alpha = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ et de la température T à la sortie de la chambre de combustion. Nous avons énuméré aussi quelques améliorations possibles qui influent sur la puissance et le rendement de la turbine à gaz simple TG.

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

La comparaison entre ces deux cycles TG et TV nous a permis de dire que la turbine à gaz et lamieux adaptée pour répondre à la demande d'électricité pour notre pays vue les avantages. Quelles nous procurent : Combustible, puissance et rendement fourni, en plus elle est classée comme une énergie propre. Seulement on peut améliorer ces avantages si on combine les deux cycles TG et TV, c'est l'objective du chapitre qui suit.

II.3 CYCLE COMBINE (gaz/vapeur) :

II.3.1 Historique du cycle combiné :

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

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

II.3.2 Définition du cycle combine :

Un cycle combiné (on dit encore cycle mixte ou combined cycle gaz turbine CCGT) est essentiellement une centrale thermique produisant de l'électricité par deux moyens combinés. Une turbine (TAG) alimentée en gaz naturel va produire de l'électricité, c'est le premier cycle. Comme toute turbine à combustion, elle va occasionner de la production de la chaleur. Une partie de cette chaleur est alors récupérée, pour réchauffer une masse d'eau et la vaporiser, pour alimenter une seconde turbine (TAV) fonctionnent à la vapeur, c'est le second cycle. Une partie de la vapeur produite peut être également utilisée à d'autres fins c'est le cas de la cogénération. L'association des deux cycles permet d'optimiser la chaleur produite par la combustion du gaz naturel et d'atteindre un rendement électrique d'ordre de 58%.

Le rendement électrique correspond au rapport entre la quantité d'électricité et la quantité de gaz consommée pour générer cette électricité. Plus le rendement est élevé, meilleur c'est.

La quantité de gaz consommée est en effet plus faible pour la même quantité d'électricité produite.

II.3.3 Principe d'une installation à cycle combiné :

Dans une installation à cycles combinés, le fluide de l'IMV (installation motrice à vapeur) est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le schéma de principe de l'installation est représenté sur la **Fig.II.14**. L'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau de l'IMV a lieu dans un échangeur de chaleur appelé chaudière de récupération qui joue le rôle du (HRSG) d'une IMV. Compte tenu des niveaux de température, le cycle de base de l'IMV est un cycle de Hirn avec des soutirages.

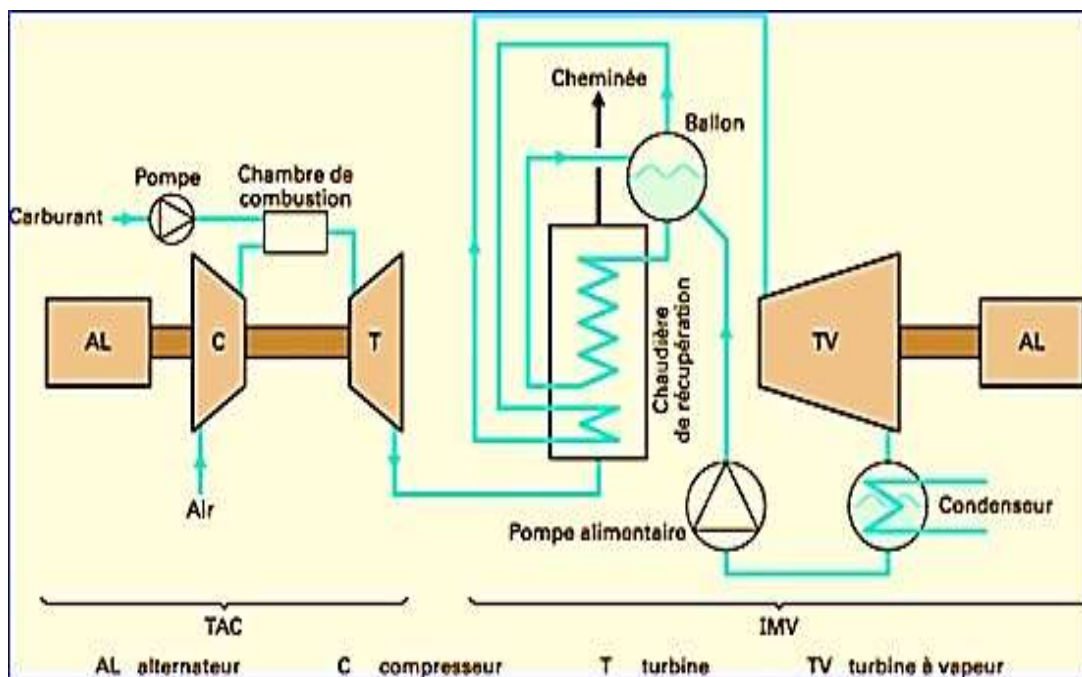


Figure.II.14 : Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur [18].

Afin de limiter les températures atteintes en fin de combustion dans les TG, on réalise la combustion avec un excès d'air. Les gaz d'échappement contiennent alors encore suffisamment d'oxygène pour réaliser, grâce à un apport supplémentaire de carburant, une nouvelle combustion dite postcombustion, qui augmente la température des gaz et améliore le rendement de l'ensemble à l'image de ce qui se passe dans une turbine à gaz lorsque on effectue une détente réchauffée. En particulier la poste-combustion est intéressante lorsque la TG dispose d'un récupérateur de chaleur. Le schéma d'une telle installation est représenté sur la **figure Fig.II.15**.

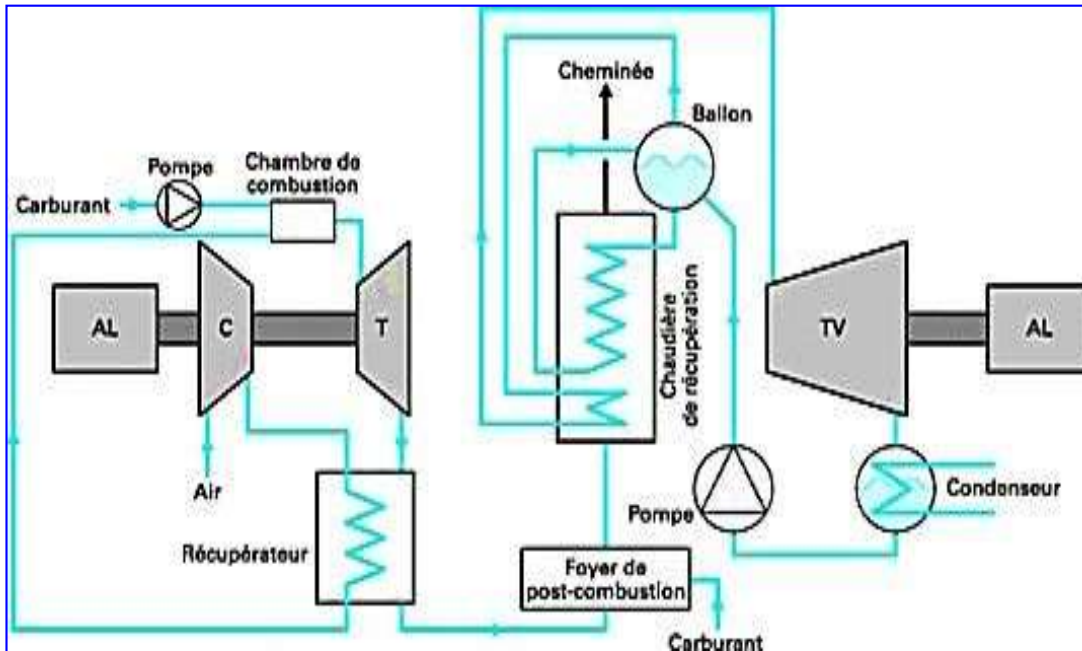


Figure.II.15 : Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et poste-combustion [18].

II.3.4 Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) :

La puissance nette du cycle du combiné est la somme de la puissance de la turbine à gaz et du cycle de Rankine.

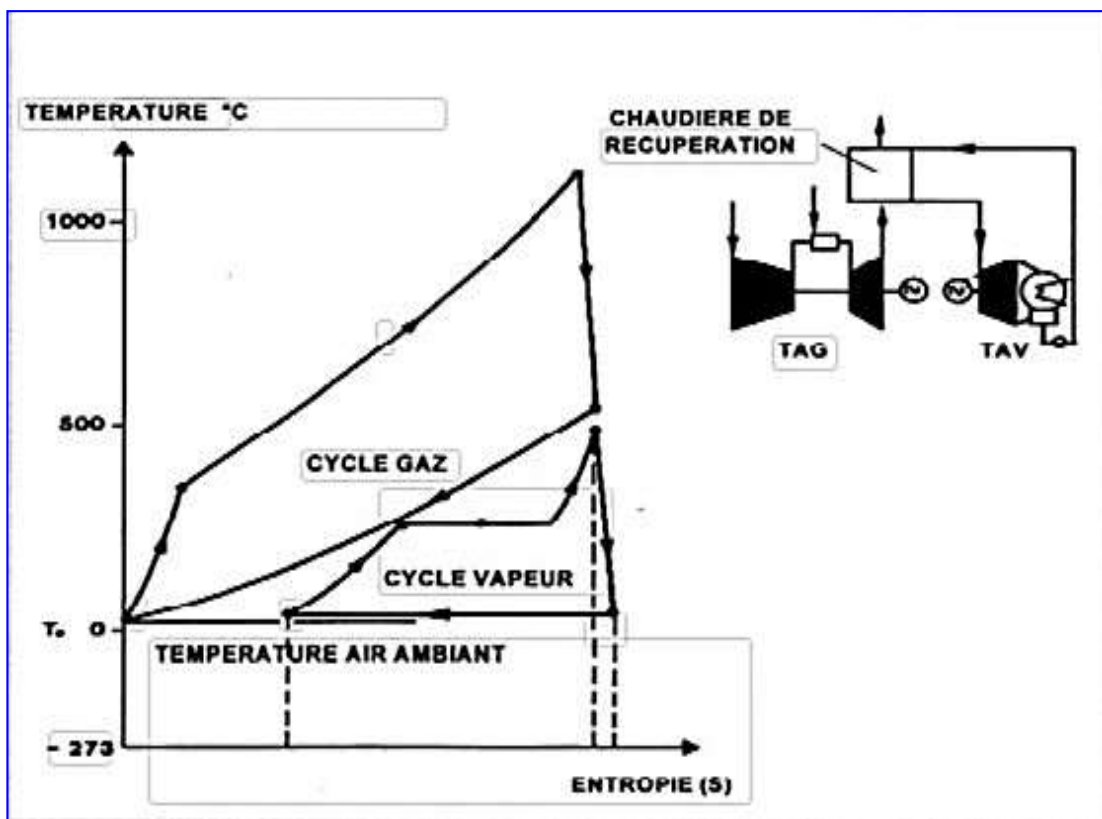


Figure. II.16: Diagramme (T-S) de cycle combiné gaz-vapeur [19].

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

Avec :

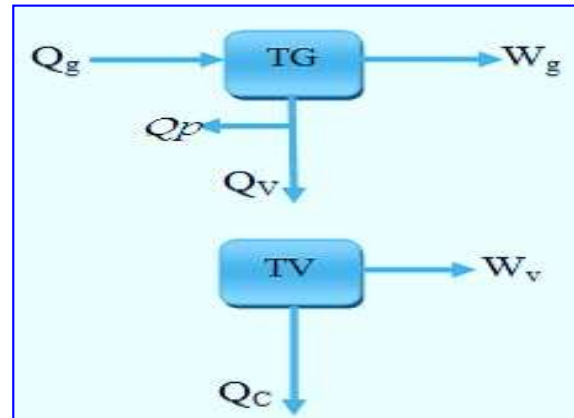
Q_g : La chaleur chaude.

W_g : Le travail utile.

Q_c : La chaleur rejetée au condenseur.

Q_p : Les pertes

W_v : Le travail



Q_v : La chaleur fournie au cycle à vapeur au condenseur

Le rendement thermique η_{cc} du cycle combiné se calcule comme suit [20] :

$$\eta_{cc} = \frac{W_g + W_v}{Q_g} = \eta_g + \frac{Q_v}{Q_g} \eta_v \quad (\text{II.33})$$

η_g : Le rendement de la turbine à gaz.

η_v : Le rendement de la turbine à vapeur.

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

de récupération η_{CR} car on a :

$$\eta_{CR} = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \left(\frac{1}{1 - \eta_g} \right) \left(\frac{Q_v}{Q_g} \right) \quad (\text{II.33})$$

$$\text{D'où : } \eta_g + \eta_{CR}(1 - \eta_g)\eta_v \quad (\text{II.34})$$

II.3.5 Influence du rapport de compression de turbine à gaz :

II.3.5.1 Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés :

Les résultats d'une étude correspondant à une turbine à gaz particulière sont présentés dans la **Fig.II.17** qui suit après :

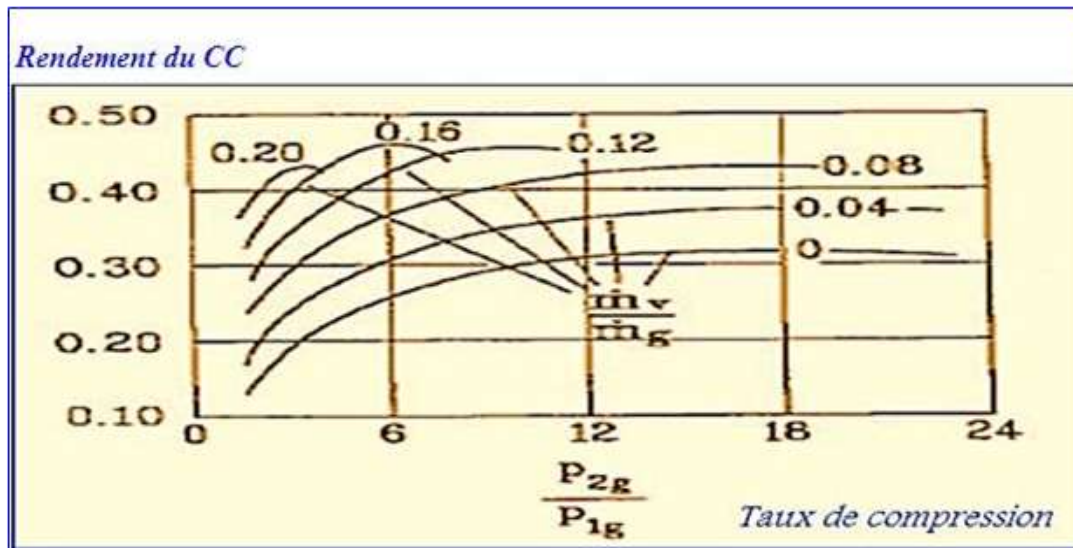


Figure. II.17 : Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur [21].

II.3.7 Les avantages du cycle combiné :

La demande de centrales à cycle combiné a considérablement augmenté durant la dernière décennie grâce à la technologie de production de vapeur et/ou d'électricité est la plus efficace sur le marché actuellement et a fait ses preuves. Il existe, cependant, d'autres raisons pour expliquer ce succès : la disponibilité du gaz et du mazout, la dépense modérée d'investissement et un délai court de construction par rapport aux centrales à cycle de Rankine.

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

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

b) La fiabilité : Les turbines à gaz anciennes étaient relativement peu fiables comparées aux turbines à vapeur des centrales à cycle de Rankine. Depuis le début des années 1970, la

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

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

- L'enveloppement et le rotor de la turbine
- La pente de montée en température de ces matériaux plus lourds/plus épaisse est plus faible
- Temps pour amener la centrale à la phase de démarrage, plus long.

Les centrales à cycle combiné, construites dans des matériaux plus légers, fonctionnent à des pressions et des températures plus basses. La partie turbine à gaz d'une centrale à cycle combiné peut passer de l'état froid à la pleine charge de 10 à 20 minutes en fonction des caractéristiques de la tranche. Les (HRSG) faites de matériaux plus légers que les chaudières classiques peuvent être amenées à la production optimale de vapeur en un temps très court.

II.4. Conclusion :

Les centrales à cycle combiné sont surtout connues pour leurs rendements élevés, leur économie en énergie primaire et leur moindre niveau de pollution. A titre de comparaison, une centrale classique au gaz naturel à un rendement de l'ordre de 38% alors qu'une centrale à cycle combiné au gaz naturelle à un rendement de l'ordre de 58%. Ainsi pour la même quantité de d'électricité produite, une centrale classique consomme de l'ordre de 52% plus de gaz naturel qu'une centrale à cycle combiné au gaz.

Le cycle combiné est également utilisé en cogénération. La turbine à condensation est alors remplacé par une turbine à contre-pression. On peut également procéder à des soutirages de vapeur dans la turbine à condensation.

Un paramètre de base important des centrales de cogénération est le coefficient de puissance, le rapport entre l'énergie électrique et l'énergie thermique produites. Une caractéristique des centrales à cycle combiné est la valeur minimum importante de ce coefficient de puissance. Donc, par conséquent elles semblent plus convenir pour le processus où une quantité relativement importante d'énergie électrique doit être générée. Le coefficient de puissance d'une centrale est affecté principalement par trois paramètres :

- La quantité de combustible injectée directement dans la chambre de combustion.
- La taille de la partie de condensation de la turbine d'extraction/condensation.
- Le niveau de pression de la vapeur du processus de puissance (plus de production de vapeur) et surtout de produire de la vapeur sans affecter la production électrique du cycle.

En fin les centrales à cycle combinée ont un bilan environnemental meilleur que les autres moyens de production d'énergie.

Bibliographie

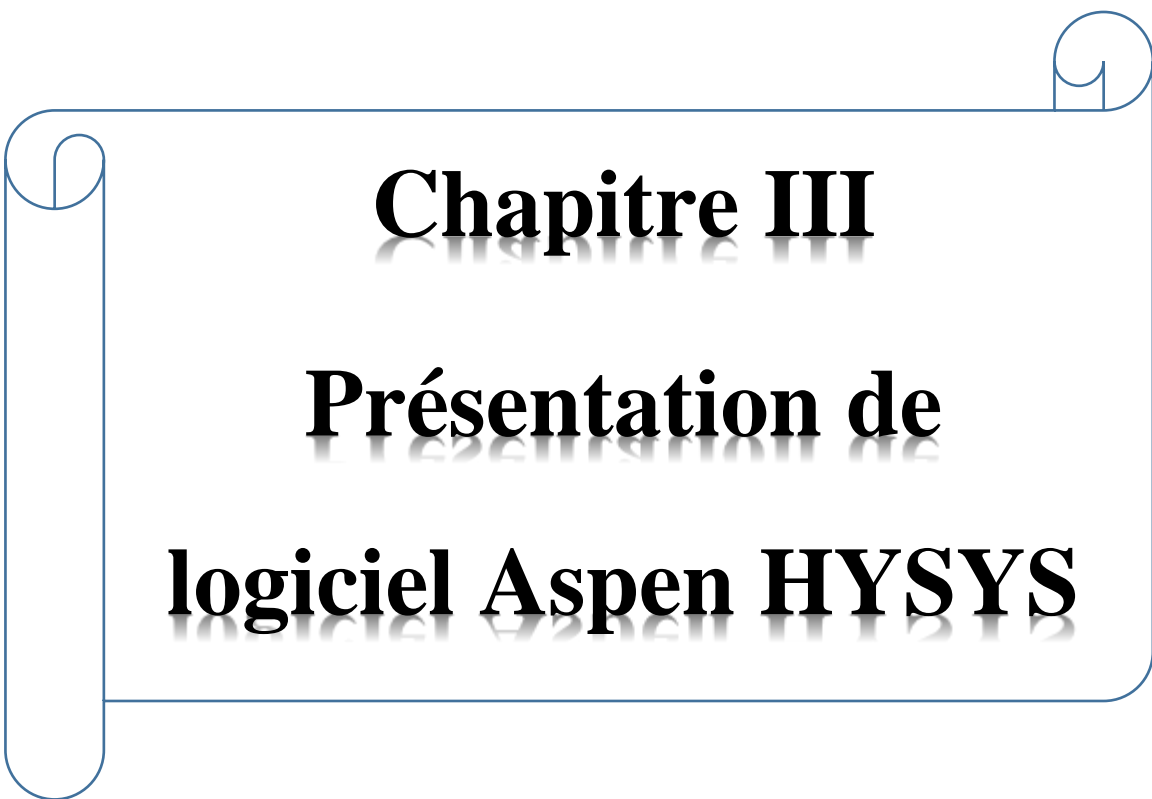
- [1] : Trick Strzora, Gilles Petitjeau, les moyens de production d'énergie électrique et thermique 2014
- [2] : Commission européenne, «Technology Map of the European Strategic Energy Technology Plan,» 2011.
- [3] : NREL, «Cost and Performance Assumptions for Modeling Electricity Generation Technologies,»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

cycle hybride (Hassi r'mal) présenté par : Abdeljalil bériché 2013 Biskra

[19] : Charles KEMP, les technologies actuelles de production d'électricité année1999

[20] : HAL, N El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel, Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur Feb 2017

[21] : Mémoire de magister Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les Performances d'une installation de turbine à gaz Présenté par : Malika AOUDACHE 2009 Boumerdes.

A decorative border resembling a scroll, with a blue outline and rounded corners. The scroll is open at the top and bottom, with the top edge curving upwards and the bottom edge curving downwards. The text is centered within this scroll.

Chapitre III

Présentation de

logiciel Aspen HYSYS

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

III.1. Introduction :

La simulation est un outil utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche en général, permettant d'analyser le comportement d'un système avant de l'implémenter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle du système, et permet de réaliser des scénarios et d'en déduire le comportement du système physique analysé.

Il existe un très grand nombre de logiciels de simulation des procédés chimiques. On présente une liste non-exhaustive des logiciels les plus utilisés au niveau mondial tel que : (Aspen), (Chemcad), (Design II), (Hysys), (Ideas), (Indiss), (Prosim), (ProII), (Sim42)

Le logiciel dont nous disposons est le logiciel HYSYS de la société Hyprotech qui est une filiale du groupe Aspentech. Il existe deux versions du logiciel : HYSYS.Process (simulation à l'état stationnaire) et HYSYS.Plant (simulation dynamique).

III.2. But de simulation :

Le simulateur HYSYS est l'un des plus performants logiciels de simulation. Le simulateur HYSYS peut être utilisé lors de la conception d'un procédé industriel afin d'établir des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel et dimensionner les équipements de ce procédé ou de faire le suivi des procédés qui sont déjà installés afin de réajuster les paramètres de fonctionnement dans le cas de changement de compositions de l'alimentation ou des conditions de fonctionnement de certains équipements et de déterminer les performances des équipements.

III.3. Les modèles thermodynamique de HYSYS :

III.3.1 Les équations d'état [22] :

Les modèles basés sur les équations d'état (Redlich-kwong, Soave redlich-kwong...) sont souvent utilisés pour le calcul des systèmes d'hydrocarbures et des systèmes presque idéaux.

Leurs avantages par rapport aux autres modèles résident dans le fait de l'utilisation des coefficients d'interaction-binaire (α_{ij}). En générale les équations d'état permettent de calculer l'ensemble des propriétés des produits par rapport à la température et aux fractions molaires.

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

III.3.1.1 Equation de REDLICH-K WONG (RK) [22] :

Considérer comme la plus simple des équations d'état, elle est très utilisée pour prédire d'état de la phase vapeur.

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{V_m (V_m + b) T^{1/2}} \quad (\text{III.1})$$

III.3.1.2 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK) [22] :

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction α (T) qui dépend du facteur acentrique (Le facteur acentrique est un nombre conceptuel introduit par Kenneth Pitzer en 1955 et couramment utilisé dans la description de la matière en thermodynamique).

L'équation de SOAVE est de la même forme générale que l'équation :

$$P = \frac{RT}{(v-b)} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b)} \quad (\text{III.2})$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction (T) :

$$a(T) = a_c(T_R) \quad (\text{III.3})$$

Avec :

$$a(T_R) = [1 + m(1 - \sqrt{T})]^2 \quad (\text{III.4})$$

Le coefficient m est calculé en fonction du facteur acentrique ω :

$$m = 0.480 + 1.574\omega - 0.176\omega^2 \quad (\text{III.5})$$

III.3.1.3 Equation de PENG-ROBINSON [22] :

L'équation de PENG-ROBINSON diffère de l'équation de SOAVE par l'expression du terme d'attraction. Elle a été introduite en vue d'améliorer les résultats obtenus par l'équation de SAOVE, notamment en ce qui concerne le calcul des densités en phase liquide, sans modifier le nombre de paramètres :

$$P = \frac{RT}{(v-b)} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b) + b(V-b)} \quad (\text{III.6})$$

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

Les paramètres a et b sont calculés à partir des coordonnées du point critique (mesurables expérimentalement) selon :

$$\alpha = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad b = 0.077796 \frac{RT_c}{P_c}$$

Le terme (TR) présente la même forme générale que dans le cas de l'équation de SOAVE. Il suit la relation (III.4), mais la fonction reliant le paramètre mm au facteur acentrique ω est différente :

$$m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (\text{III.7})$$

Ces équations sont très largement utilisées dans les modèles de simulation, en production et traitement de gaz. L'équation la plus recommandée pour les systèmes d'hydrocarbures est l'équation de **PENG ROBINSON** [22], car elle résout correctement les problèmes d'équilibre et permet de prédire des densités liquides plus en accord avec les valeurs réelles que les autres équations.

III.4. Concepts et caractéristiques du simulateur Aspen HYSYS :

III.4.1. Concepts de base du simulateur HYSYS [22] :

On définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS :

- « **Flowsheet** » : c'est un ensemble d'objets « Flowsheet Elements » (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « FluidPackage ». Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « *ProcessFlow Diagram* » (PFD), un « *Workbook* ».
- « **Fluid Package** » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte, les propriétés chimiques et physiques contenues dans la base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.
- « **Process Flow Diagram** » : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

- « **Workbook** » : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- « **Desktop** » : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.
- « **Property view** » : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant).
- « Simulation Case » (fichier de simulation) : c'est l'ensemble des « Fluid Packages » «Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

III.4.2 Environnement de simulation [22]

Il existe 5 environnements de développement pour manipuler et mettre en forme l'information dans le simulateur :

- **Environnement « Basis Manager »** : cet environnement permet de créer et modifier le «Fluid Package ».
- **Environnement « Oil Characterization »** : il est utilisé pour caractériser les fluides de type pétrolier
- **Environnement « Main Flowsheet »** : il permet de définir la topologie du Flowsheet principal de la simulation. Il est utilisé pour placer et définir les différents courants, opérations unitaires et «Sub-Flowsheets » qui constituent le procédé simulé.
- **Environnement « Sub-Flowsheet »** : il permet de définir la topologie d'un sous ensemble particulier du schéma principal (un courant ou une opération particulière et des autres Sub-Flowsheets).
- **Environnement « Column »** : c'est un objet particulier permettant de définir la topologie de l'opération unitaire colonne à distiller. Il possède ses propres «Flowsheet», «Fluid Package», «PFD» et «Workbook».

Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

III.5 Caractéristiques principales de HYSYS [22] :

Cette partie décrit brièvement les caractéristiques importantes qui font de HYSYS une plateforme de simulation et de développement très puissant :

- (The Integrated Engineering Environment) : Toutes les applications nécessaires sont utilisées dans un environnement de simulation commun.
- Il intègre la possibilité d'une modélisation dans un état stable ou stationnaire et en régime dynamique.
- Programmation de HYSYS : HYSYS contient un Internal Macro Engine qui supporte la même syntaxe que Microsoft Visual Basic. On peut automatiser différentes tâches dans HYSYS sans avoir besoin d'un autre programme.

Voici quelques caractéristiques de HYSYS sur la manière dont sont réalisés les calculs :

- Gestion des événements (Event Driven): HYSYS combine le calcul interactif (les calculs sont exécutés automatiquement chaque fois que l'on fournit une nouvelle information) avec un accès instantané à l'information (à tout moment on peut avoir accès à l'information depuis n'importe quel environnement de simulation).
- Gestion intelligente de l'information (Built-in Intelligence) : Les calculs des propriétés thermodynamiques s'effectuent instantanément et automatiquement dès qu'une nouvelle information est disponible.
- Opérations Modulaires : Chaque courant ou unité d'opération peut réaliser tous les calculs nécessaires, en utilisant l'information soit indiquée dans l'opération ou communiquée depuis un courant. L'information est transmise dans les deux directions à travers les Flowsheets.
- Algorithme de résolution non séquentielle : on peut construire des Flowsheets dans n'importe quel ordre.

III.6 Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS [22] :

Pour réaliser une simulation en HYSYS, les pas suivants sont nécessaires :

1. Choix des composés ;
2. Sélection d'un modèle thermodynamique ;
3. Spécification des courants et des unités ;
4. Exécution du programme de simulation ;
5. Interprétation des résultats.

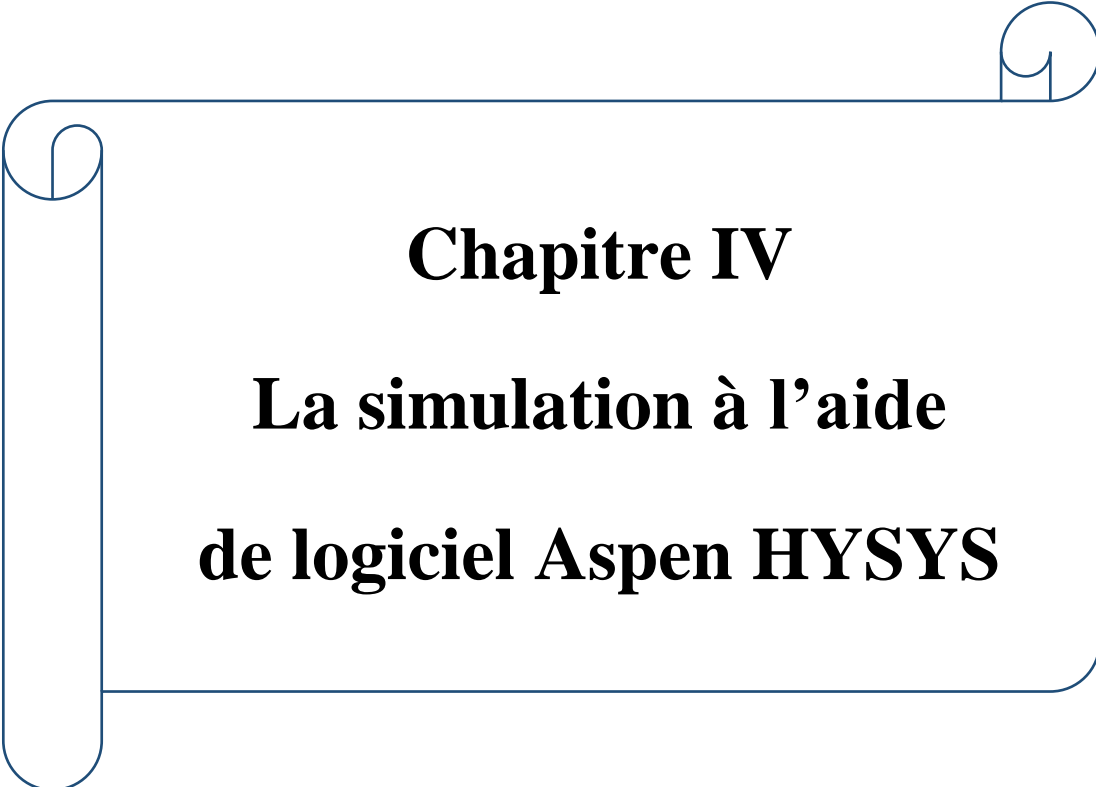
Chapitre III : Présentation de logiciel Aspen HYSYS

III.7 Conclusion :

Ce chapitre présente un aperçu sur la modélisation et la simulation des procédés, principe de fonctionnement des simulateurs de procédés et leur rôle dans le domaine d'engineering, ainsi

Qu'une brève explication sur la manière dont HYSYS procède.

Ce qui nous facilite la tâche dans le chapitre 4 suivant pour entamer la simulation de système combine, ainsi que son calcul.



Chapitre IV
La simulation à l'aide
de logiciel Aspen HYSYS

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

IV.1 Introduction :

Dans le chapitre quatre, on a proposé les principaux paramètres de fonctionnement d'un système combiné et nous avons abordé les étapes de simulation de cette centrale avec les logiciels ASPEN HYSYS et DWSIM. Les diagrammes Température – entropie du cycle de Brayton ainsi que le cycle de Rankine ont été tracés grâce au logiciel Engineering Equation Solver (EES) et on a calculé des paramètres importants du système

IV.2 La partie théorique :

Nous proposons un système combine simple composé d'une turbine à gaz travaillant suivant le cycle de Brayton et une turbine à vapeur fonctionnant avec le cycle de Rankine. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz à très haute température $T_7 = 1500$ K dans notre cas, passent dans un générateur de vapeur qui va jouer le rôle d'une chaudière pour la turbine à vapeur dont la température max est de $T_3 = 673$ K.

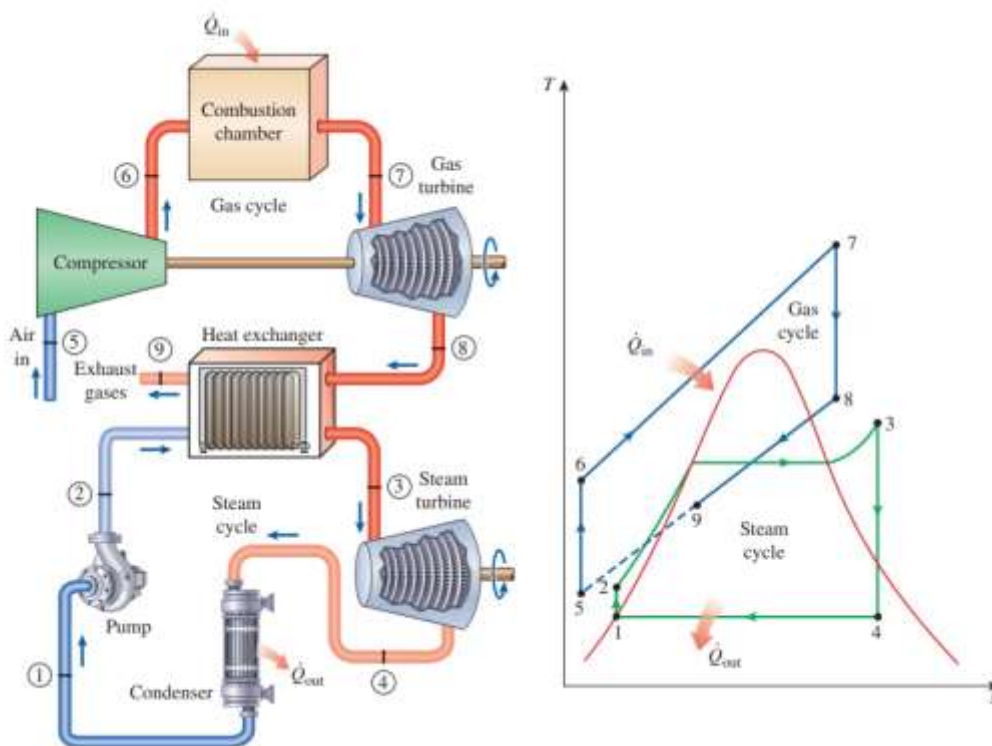


Figure IV.1 : présentation de l'installation et le diagramme T-S de cycle combiné étudié.

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Pour déterminer le rendement thermique d'un cycle combiné il faut déterminer le travail net de turbine à gaz et le travail net de turbine à vapeur Donnée :

$$\frac{P_6}{P_5} = 16 ; T_5 = 300 \text{ K } \dot{m}_{\text{air}} = 14 \text{ kg/s } ; T_7 = T_{\text{max}} = 1500 \text{ K}$$

$$T_3 = 673 \text{ K } ; P_3 = 10 \text{ MPa } C_p = 1.005 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$P_4 = 15 \text{ KPa } T_9 = 420 \text{ K } \quad \text{et } \gamma = 1.4 .$$

IV.3 Étude thermodynamique de turbine à gaz TAG :

Pour déterminer le rendement thermique d'un cycle combinée il faut calculer les paramétré suivant :

T_6 : La température de la sortie dans le compresseur. (Cas isentropique)

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 300 \times (16)^{0.4/1.4} = 662.5 \text{ K}$$

\dot{Q}_{in} : La quantité de chaleur qu'entrée dans la chambre de combustion.

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{air}}(h_7 - h_6) = C_p \cdot \dot{m}_{\text{air}}(T_7 - T_6) \quad (\text{IV.1})$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = 14 \times 1.005(1500 - 662.5) = 11784 \text{ KW}$$

\dot{W}_{comp} : Le travail utilisé par le compresseur

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{air}}(h_6 - h_5) = C_p \cdot \dot{m}_{\text{air}}(T_6 - T_5) \quad (\text{IV.2})$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 14 \times 1.005(662.5 - 300) = 5100 \text{ KW}$$

T_8 : La température de la sortie dans la turbine. (Cas isentropique)

$$P_5 = P_8 \quad \text{et} \quad P_6 = P_7$$

$$T_8 = T_7 \left(\frac{P_8}{P_7} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_7 \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1500 \times \left(\frac{1}{16} \right)^{0.4/1.4} = 679.3 \text{ K}$$

\dot{W}_{TAG} : Le travail produit par la turbine

$$\dot{W}_{\text{Tg}} = \dot{m}_{\text{air}}(h_7 - h_8) = C_p \cdot \dot{m}_{\text{air}}(T_7 - T_8) . \quad (\text{IV.3})$$

$$\dot{W}_{\text{Tg}} = 14 \times 1.005(1500 - 679.3) = 11547 \text{ KW} .$$

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

$\dot{W}_{\text{net Tg}}$: Le travail net de turbine à gaz

$$\dot{W}_{\text{net Tg}} = \dot{W}_{\text{Tg}} - \dot{W}_{\text{comp}} = (11547 - 5100) = 6447 \text{ KW}$$

IV.4 Étude thermodynamique de turbine à vapeur TAV :

On a :

$$P_4 = P_1 = 15 \text{ KPa} \quad ; \quad P_2 = 10000 \text{ KPa}$$

à : 15 KPa, tableau de vapeur d'eau à saturation

$$h_1 = h_f = 225.94 \text{ KJ/kg} \quad ; \quad T_1 = 53.97 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_1 = \vartheta_f = 0.001014 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Variables de la vapeur d'eau saturée : table de la pression.

Pression P , kPa	Tempé- rature de saturation T_{sat} , $^\circ\text{C}$	Volume massique m^3/kg		Energie interne kJ/kg			Enthalpie kJ/kg			Entropie $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		
		Liquide saturé v_f	Vapeur saturée v_g	Liquide saturé u_f	Évapo- ration u_{fg}	Vapeur saturée u_g	Liquide saturé h_f	Évapo- ration h_{fg}	Vapeur saturée h_g	Liquide saturé s_f	Évapo- ration s_{fg}	Vapeur saturée s_g
1.0	6.97	0,001000	129,19	29,302	2 355,2	2 384,5	29,303	2 484,4	2 513,7	0,1059	8,8690	8,9749
1.5	13,02	0,001001	87,964	54,686	2 338,1	2 392,8	54,688	2 470,1	2 524,7	0,1956	8,6314	8,8270
2.0	17,50	0,001001	66,990	73,431	2 325,5	2 398,9	73,433	2 459,5	2 532,9	0,2606	8,4621	8,7227
2.5	21,08	0,001002	54,242	88,422	2 315,4	2 403,8	88,424	2 451,0	2 539,4	0,3118	8,3302	8,6421
3,0	24,08	0,001003	45,654	100,98	2 306,9	2 407,9	100,98	2 443,9	2 544,8	0,3543	8,2222	8,5765
4,0	28,96	0,001004	34,791	121,39	2 293,1	2 414,5	121,39	2 432,3	2 553,7	0,4224	8,0510	8,4734
5,0	32,87	0,001005	28,185	137,75	2 282,1	2 419,8	137,75	2 423,0	2 560,7	0,4762	7,9176	8,3938
7,5	40,29	0,001008	19,233	168,74	2 261,1	2 429,8	168,75	2 405,3	2 574,0	0,5763	7,6738	8,2501
10	45,81	0,001010	14,670	191,79	2 245,4	2 437,2	191,81	2 392,1	2 583,9	0,6492	7,4996	8,1488
15	53,97	0,001014	10,020	225,93	2 222,1	2 448,0	225,94	2 372,3	2 598,3	0,7549	7,2522	8,0071

\dot{W}_{pomp} : Le travail utilise par la pompe d'eau

$$\dot{W}_{\text{pomp}} = \vartheta_1(P_2 - P_1) = h_2 - h_1 \tag{IV.4}$$

$$\dot{W}_{\text{pomp}} = 0.001014(10000 - 15) = 10.12 \text{ KJ/kg}$$

$$h_2 = \dot{W}_{\text{pomp}} + h_1 = 225.94 + 10.12 \text{ KJ/kg}$$

à 10 MPa table vapeur surchauffé

$$\left\{ \begin{array}{l} P_2 = P_3 = 10000 \text{ KPa} \\ T_3 = 673 \text{ K} = 400 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} h_3 = 3096.5 \text{ KJ/kg} \\ S_3 = 6.2120 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_4 = 15 \text{ KPa} \\ S_3 = S_4 \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} x_4 = \frac{S_4 - S_f}{S_{fg}} = \frac{6.2141 - 0.7549}{7.2522} = 0.7528 \\ h_4 = h_f + x_4 \cdot S_{fg} = 225.94 + (0.7528)2372.3 = 2011.8 \text{ KJ/kg} \end{array} \right.$$

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Vapeur surchauffée				
<i>T</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>
P = 10.0 MPa (311.06)				
Sat.	.018 026	2544.4	2724.7	5.6141
325	.019 861	2610.4	2809.1	5.7568
350	.022 42	2699.2	2923.4	5.9443
400	.026 41	2832.4	3096.5	6.2120
450	.029 75	2943.4	3240.9	6.4190

\dot{m}_g : Le débit de vapeur

$$\dot{Q}_{inTAV} = \dot{Q}_{outTAG}$$

$$\dot{m}_g(h_3 - h_2) = \dot{m}_{air}(h_8 - h_9) \quad (IV.5)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{air} \frac{h_8 - h_9}{h_3 - h_2} = \dot{m}_{air} \frac{C_p(T_8 - T_9)}{h_3 - h_2} .$$

$$\dot{m}_g = 14 \times \frac{1.005(679.3 - 420)}{3097.6 - 236.06} = 1.275 \text{ kg/s} .$$

$\dot{W}_{T \text{ vap}}$: Le travail produit par la turbine à vapeur

$$\dot{W}_{T \text{ vap}} = \dot{m}_g(h_3 - h_4) = 1.275(3097.3 - 2011.8) = 1384 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_{P \text{ vap}} = \dot{W}_{pomp} \times \dot{m}_g = 1.275 \times 10.12 = 12.9 \text{ KW}$$

$\dot{W}_{net \text{ vap}}$: Le travail net de la turbine à vapeur

$$\dot{W}_{net \text{ vap}} = \dot{W}_{T \text{ vap}} - \dot{W}_{P \text{ vap}} = 1384 - 12.9 = 1371 \text{ KW}$$

\dot{W}_{global} : Le travail produit de cycle combiné (gaz/vapeur)

$$\dot{W}_{global} = \dot{W}_{net \text{ vap}} + \dot{W}_{net Tg} = 1371 + 6447 = 7819 \text{ KW}$$

$\eta_{th \text{ global}}$: Le rendement thermique global de cycle combiné (gaz/vapeur)

$$\eta_{th \text{ global}} = \frac{\dot{W}_{global}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{7819}{11784} = 0.66 = 66\%$$

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

IV.5 Présentation du logiciel DWSIM

DWSIM est un simulateur de processus chimique compatible CAPE-OPEN , NET et plates-formes mono et dispose d'une interface utilisateur graphique (GUI), calculs thermodynamiques avancés, soutien des réactions et caractérisation du pétrole / outils de génération de composants hypothétiques.

DWSIM est capable de simuler les processus d'équilibre électrolytique à l'état stable, vapeur-liquide, vapeur-liquide-liquide, solide-liquide et aqueux avec les modèles thermodynamiques et les opérations unitaires suivants :

Modèles thermodynamiques : CoolProp, équation d'état de Peng–Robinson, Peng–Robinson–Strýjek–Vera (PRSV2), Soave–Redlich–Kwong, Lee–Kesler, Lee–Kesler–Plöcker, UNIFAC(-LL), UNIFAC modifié (Dortmund), UNIFAC modifié (NIST), UNIQUAC, NRTL, Chao-Seader, Grayson-Streed, UNIQUAC élargi, Raoult Law, IAPWS-IF97 Steam Tables, IAPWS-08 Seawater, Black-Oil and Sour Water;

Fonctionnement de l'unité : CAPE-OPEN Socket, Spreadsheet, Custom (IronPython Script), Mixer, Splitter, Separator, Pump, Compressor, Expander, Heater, Cooler, Valve, Pipe Segment, ShortcutColumn, Heatexchanger, Reactors (Conversion, PFR, CSTR, Equilibrium et Gibbs), Distillation column, Absorbeurs simples, réenclenchés et redémarrés, séparateur de composants, séparateur de solides, filtre à gâteau continu et plaque à orifice;

Services publics : régression des données binaires, enveloppe de phase, hydrates de gaz naturel, propriétés des composants purs, point critique véritable, dimensionnement des PSV, dimensionnement des navires, feuille de calcul et propriétés d'écoulement à froid du pétrole ;

Outils : Générateur de composants hypothétiques, Caractérisation du pétrole en vrac C7+/Courbes de distillation, Gestionnaire des essais pétroliers, Gestionnaire des réactions et Créateur du composé ;

Analyse et optimisation des processus : utilitaire d'analyse de sensibilité, optimiseur multi varié avec contraintes liées ;

Extras : Support des Scripts Python Runtime, des Plugins et des Objets de Suivi de Flux CAPE-OPEN.

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

IV.6 Etapes de simulation du cycle combine TAG-TAV par logiciel DWSIM :

Démarrage de DWSIM :

Démarrer une nouvelle simulation sous DWSIM

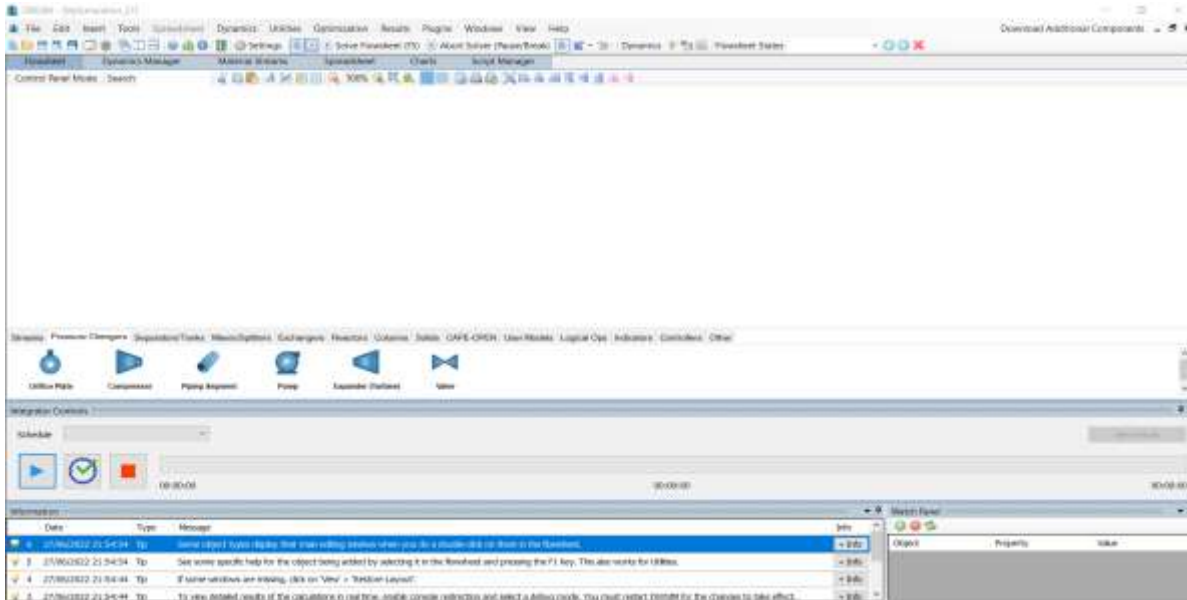


Figure IV.2 : Fenêtre du DWSIM

Choix de la liste de composantes :

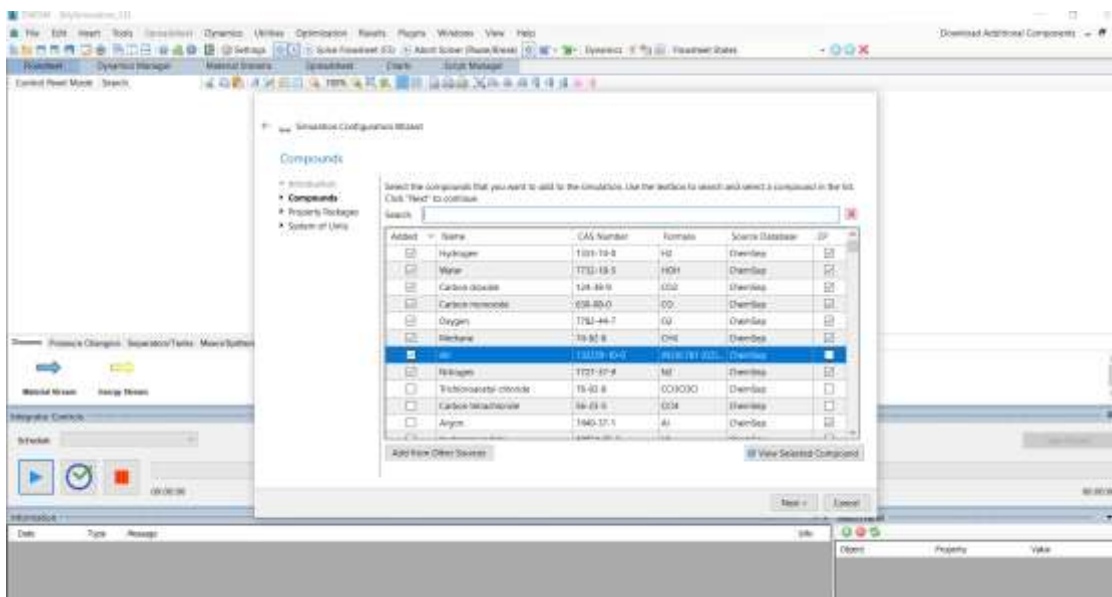


Figure IV.3 : Les composants de différentes entrées de la centrale

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Sélection d'un modèle thermodynamique :

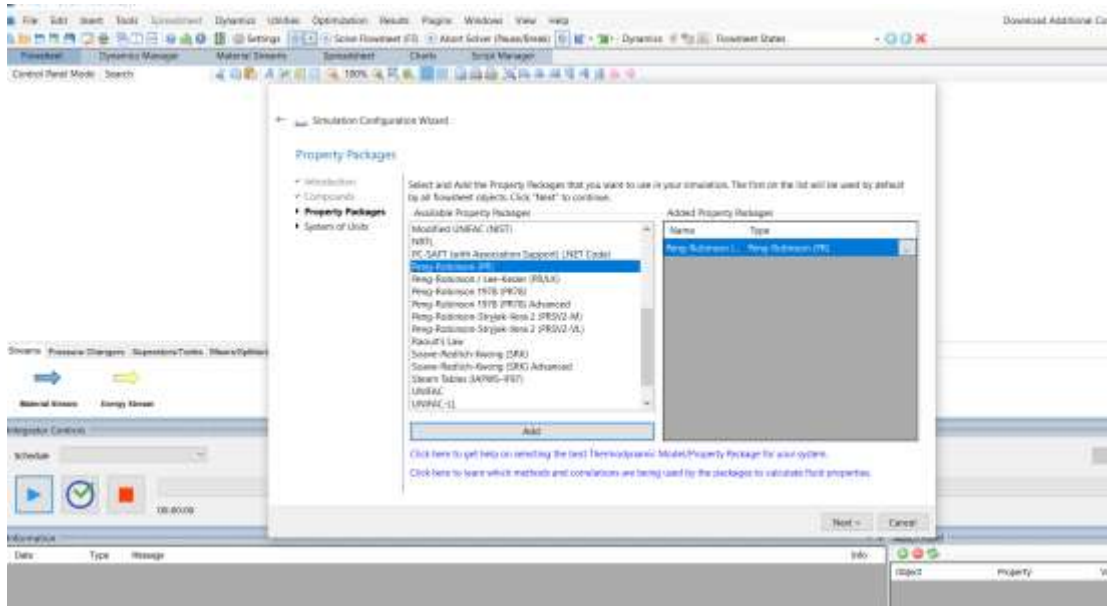


Figure IV.4: Liste de fluide packages

La section de turbine à gaz

Le compresseur :

L'air dans le compresseur et sont paramétré

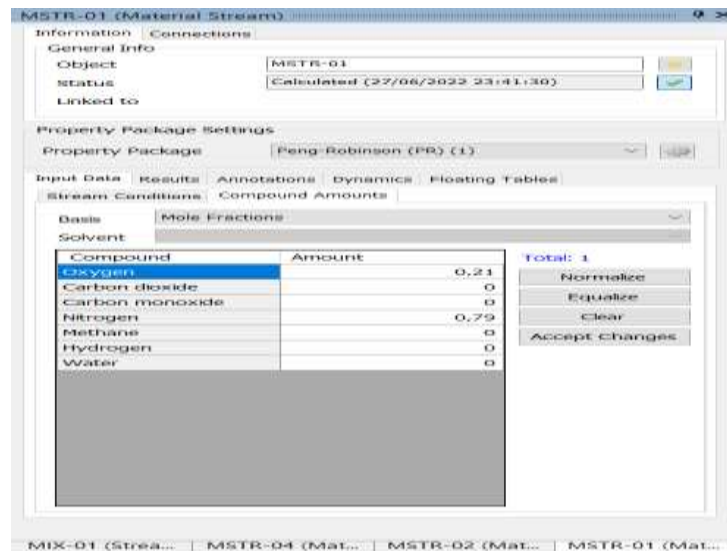


Figure IV.5 : Fenêtre de composition d'air

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

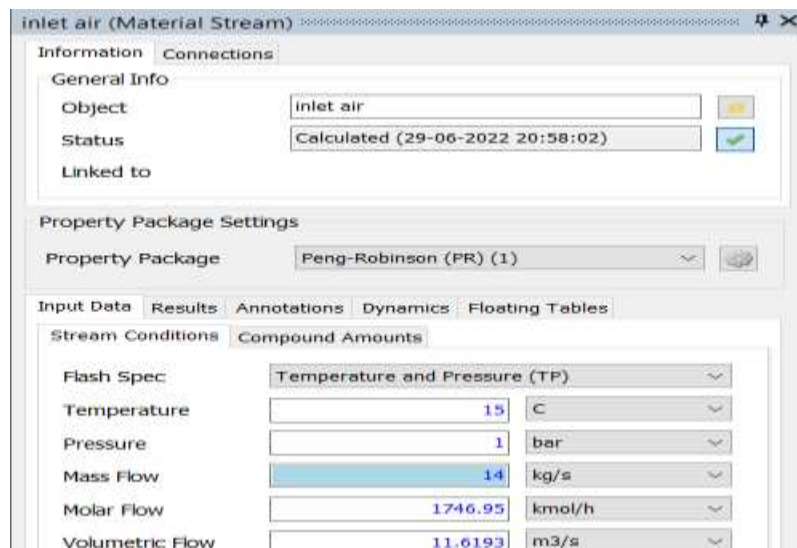


Figure IV.6 : les condition d'air dans l'entré

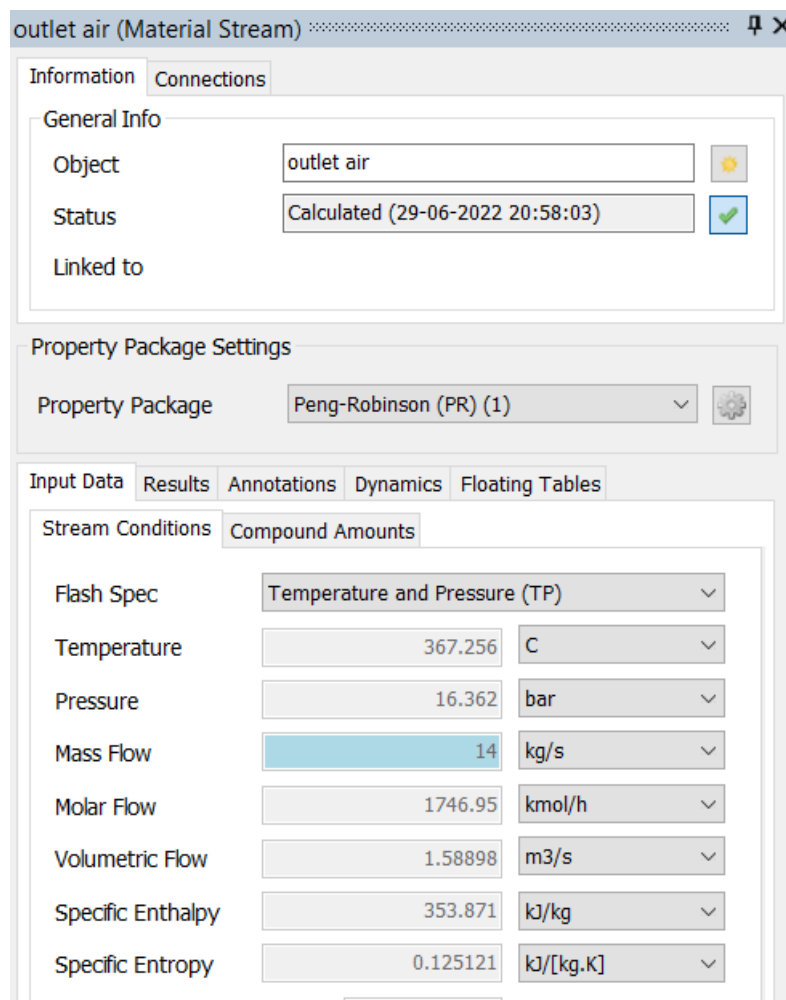


Figure IV.7 : la condition d'air dans la sortie

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

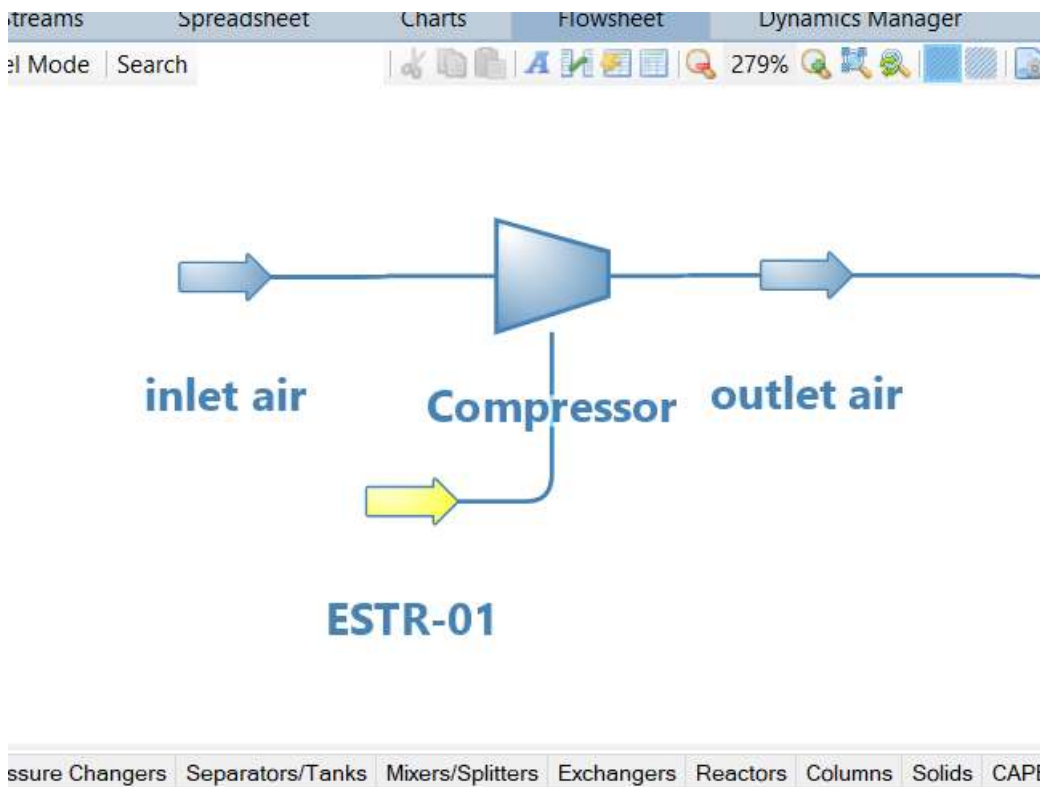


Figure IV.8 : Présentation de compresseur

Le mixer :

On va utiliser le mixer avant la chambre de combustion pour mélanger l'air comprimé avec le fuel

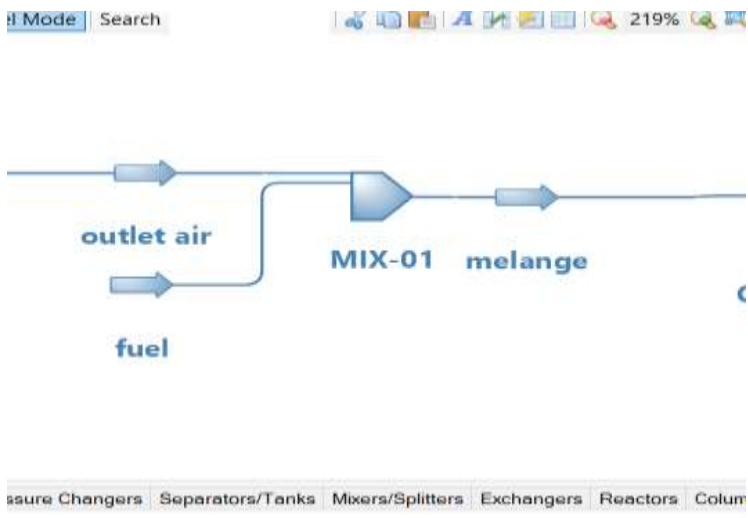


Figure IV.9 : Présentation de mixer

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

La chambre de combustion :

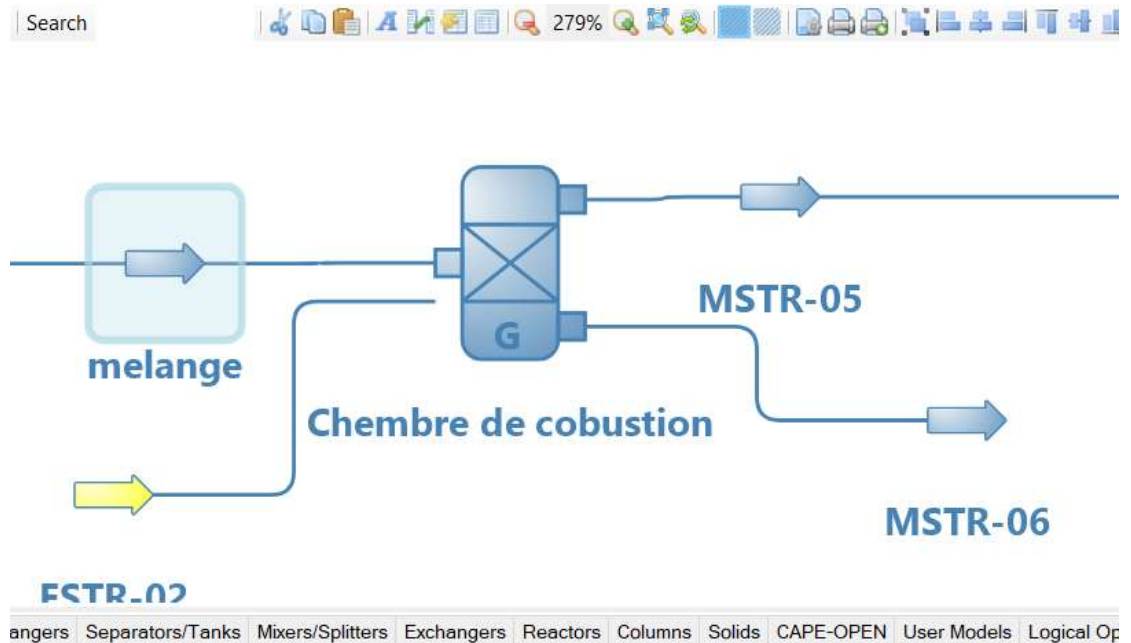


Figure IV.10 : Présentation de la chambre de combustion

The screenshot shows the 'MSTR-05 (Material Stream)' properties window. The 'Information' tab is active, displaying 'Object: MSTR-05' and 'Status: Calculated (29-06-2022 20:58:20)'. The 'Property Package Settings' section shows 'Peng-Robinson (PR) (1)'. The 'Input Data' tab is active, showing 'Stream Conditions' and 'Compound Amounts'.

Stream Conditions	Value	Unit
Flash Spec	Temperature and Pressure (TP)	
Temperature	1207.39	C
Pressure	16.362	bar
Mass Flow	14.2994	kg/s
Molar Flow	1814.14	kmol/h
Volumetric Flow	3.80448	m3/s
Specific Enthalpy	1394.79	kJ/kg
Specific Entropy	1.26025	kJ/[kg.K]

Figure IV.11 : les paramétré de la sortie de chambre de combustion

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

La turbine :

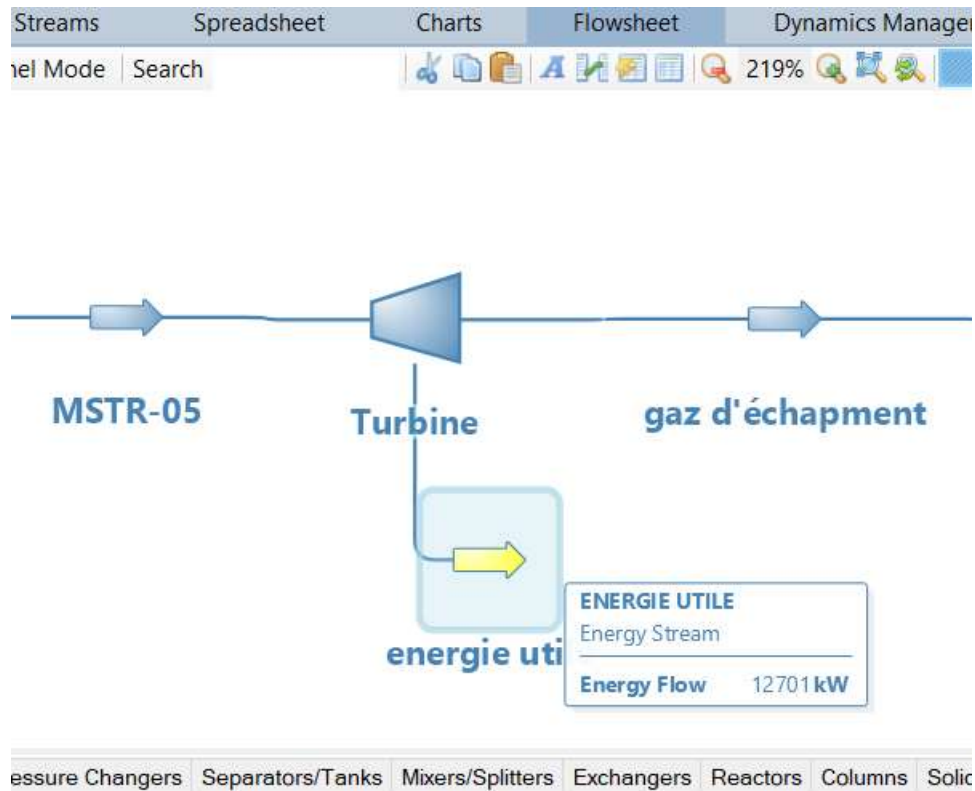


Figure IV.12 : Présentation de la turbine

On définit l'entrée, la sortie et l'énergie de la turbine.

- L'entrée : c'est la sortie de la chambre de combustion (produit)
- La sortie : gaz d'échappement
- L'énergie : $W_{Turbine}$

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Le cycle de turbine à gaz :

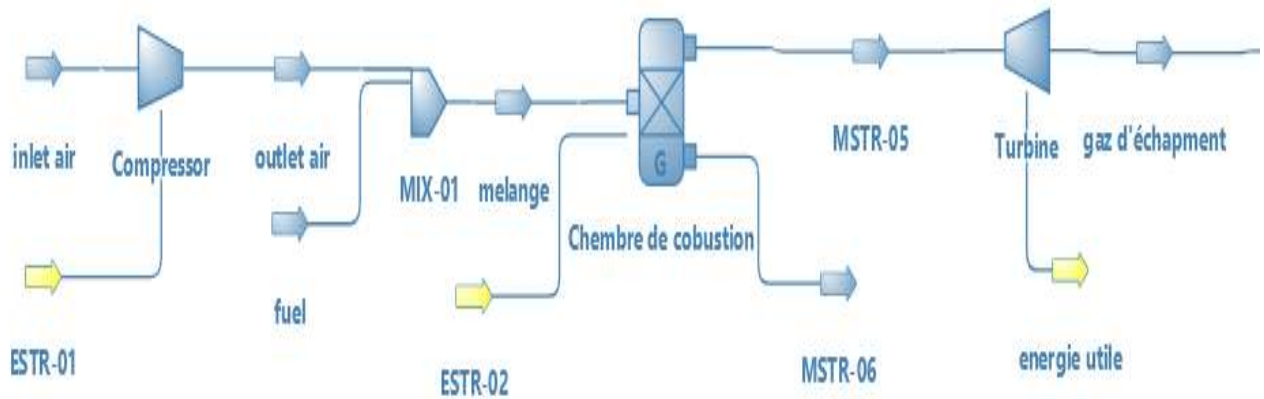


Figure IV.13 : présentation de turbine à gaz

En récupérant les gaz d'échappement d'une turbine à gaz dans une chaudière, il devient de générer de la vapeur

La section de turbine à vapeur

Chaudière

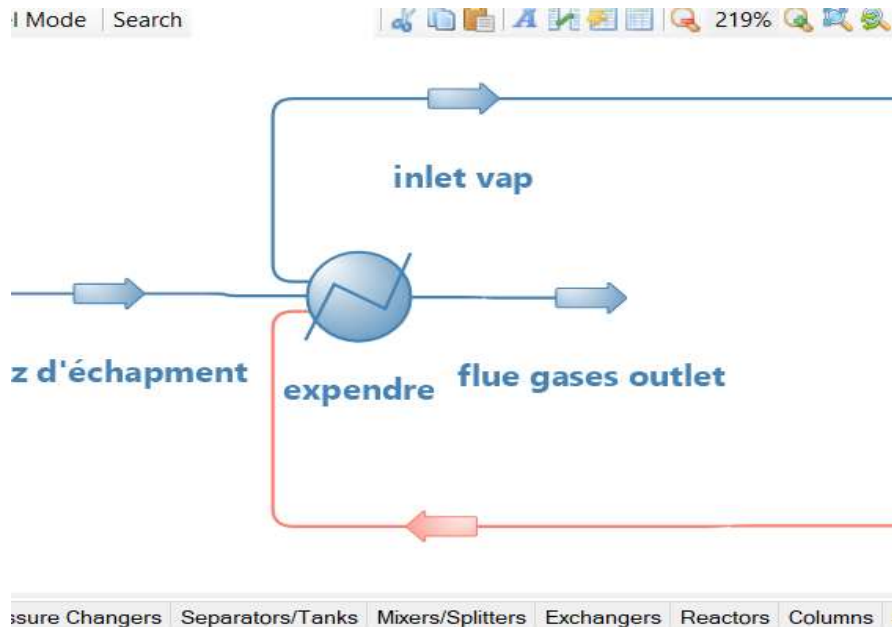


Figure IV.14 : présentation de la chaudière

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

La turbine :

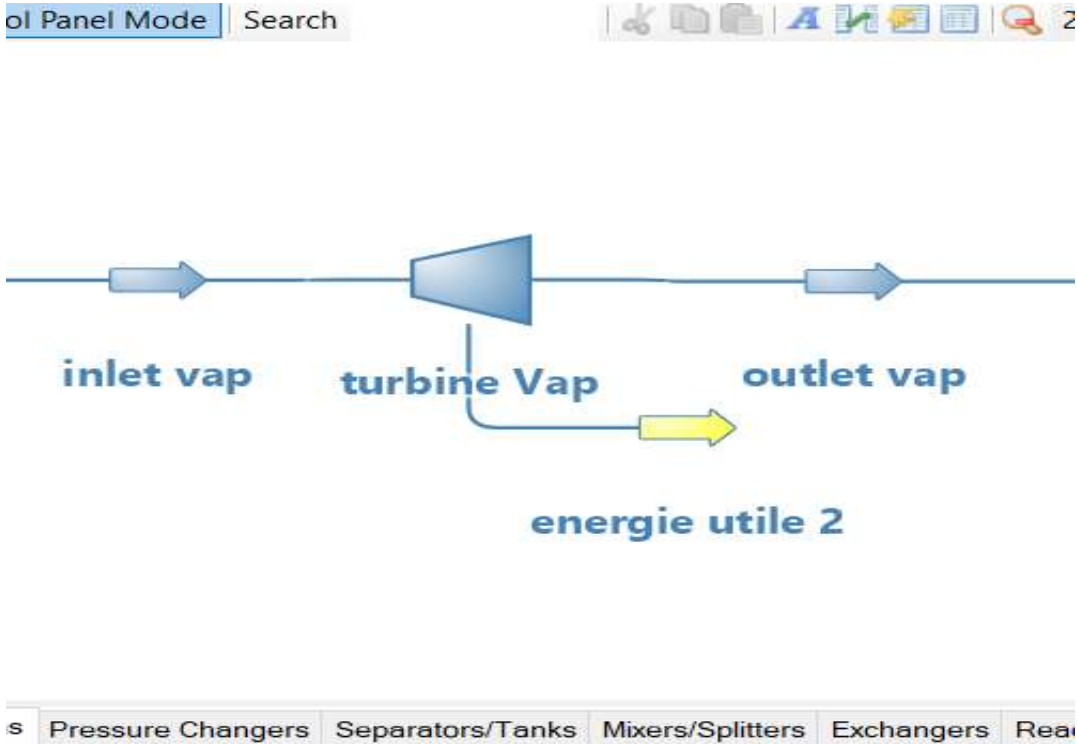


Figure IV.15 : présentation de la turbine

Condenseur :

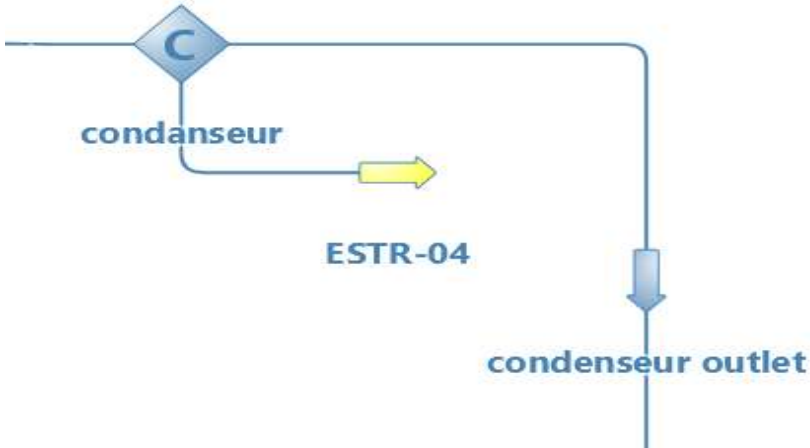


Figure IV.16 : présentation de condenseur

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Clapet antiretour :

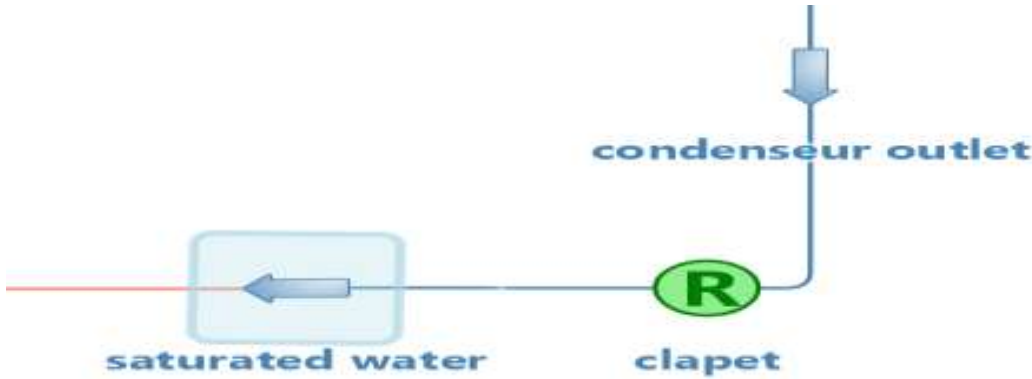


Figure IV.17 : présentation de clapet

La pompe d'eau :

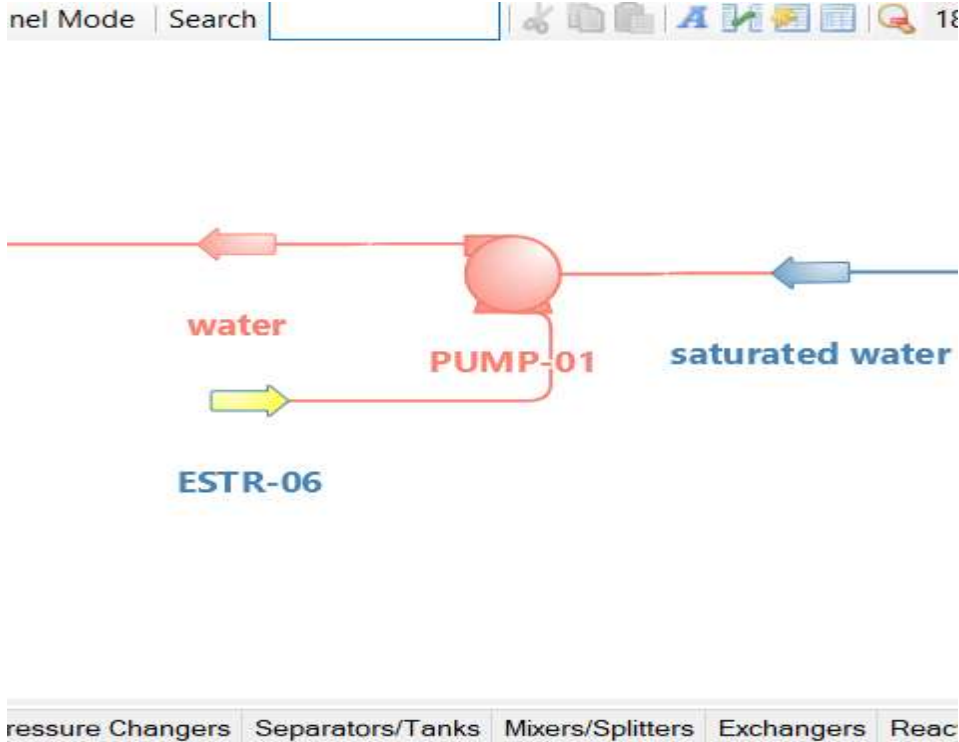
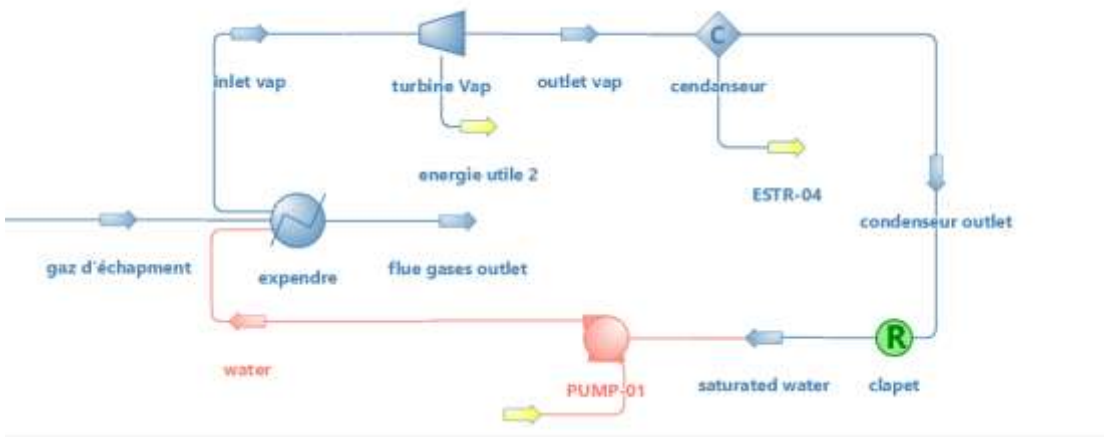


Figure IV.18 : présentation de pompe d'eau

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Le Cycle de turbine à vapeur :



Le cycle combine TAG -TAV par logiciel

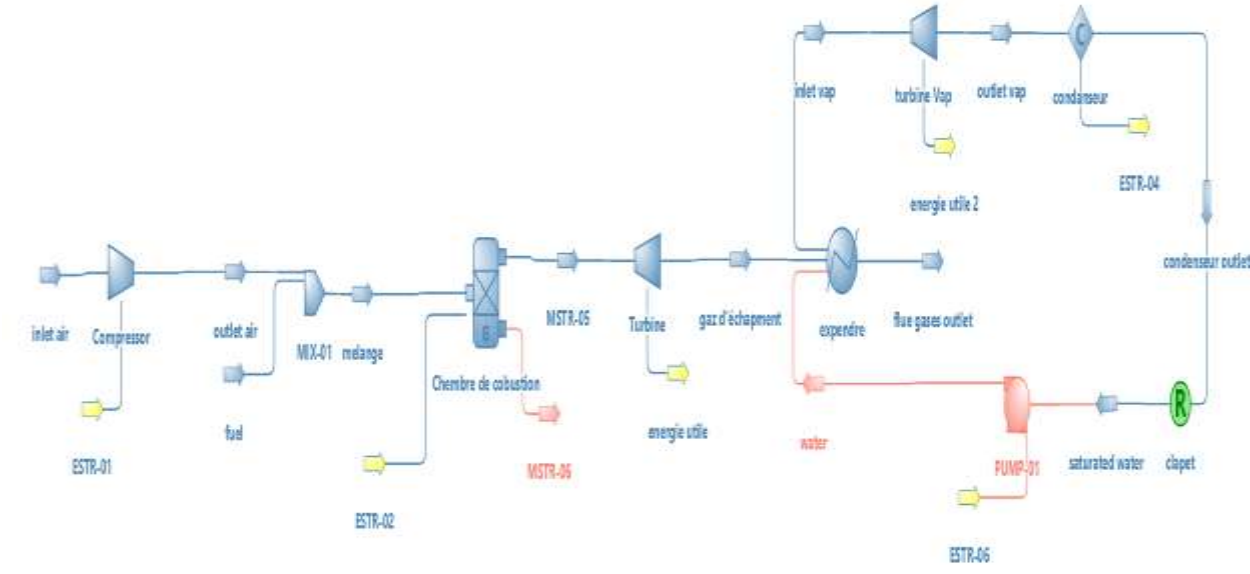


Figure IV.19 : représenté le cycle combiné TAG - VAP

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

IV.7 Etapes de simulation du cycle combine TAG-TAV par logiciel Aspen HYSYS :

Démarrage de Aspen HYSYS :

Démarrer une nouvelle simulation sous Aspen HYSYS :

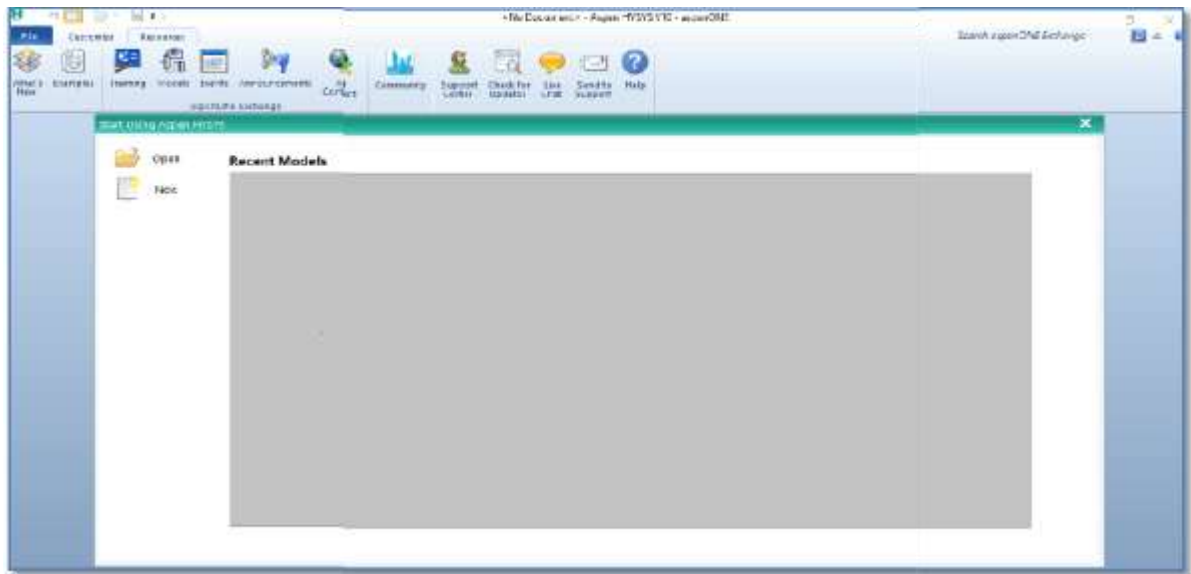


Figure IV.20 : Fenêtre du Aspen HYSYS

Cliquez sur le "Case New "pour ouvrir le "Gestionnaire de simulation de base", qui est l'endroit où tous les composants et leurs propriétés peuvent être spécifiés.

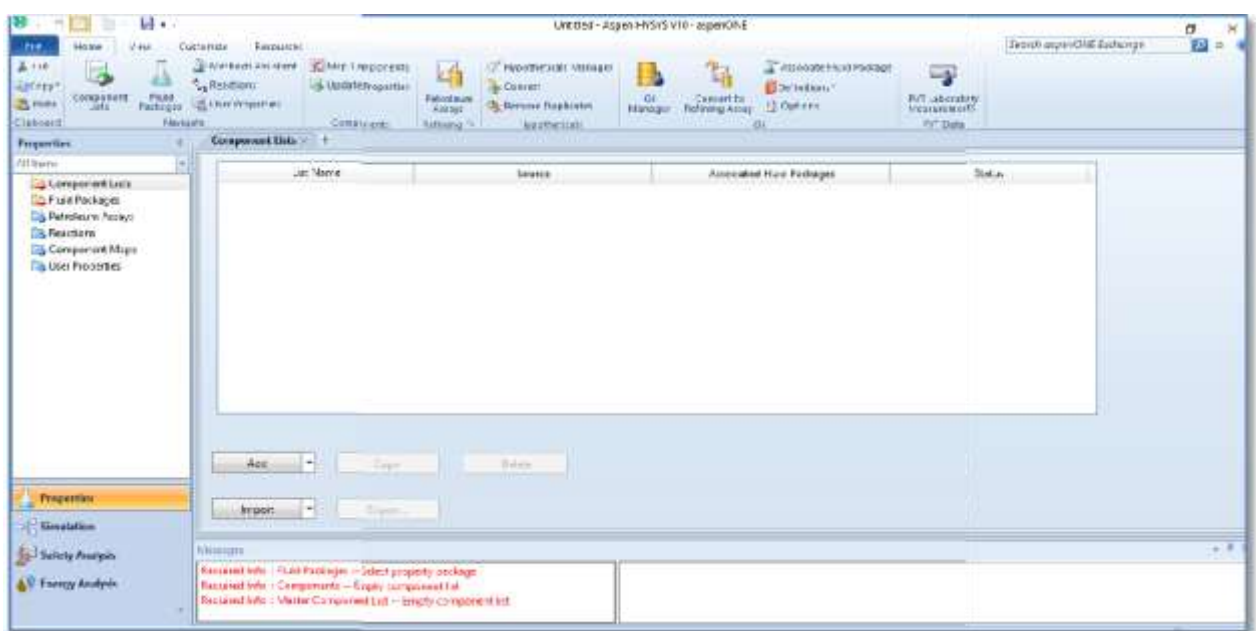


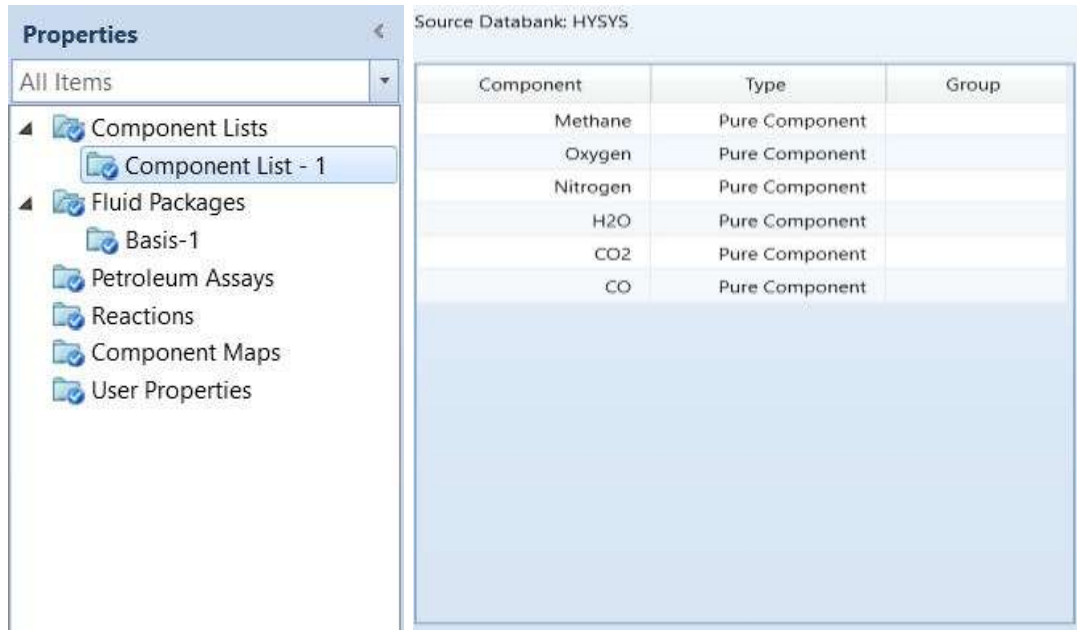
Figure IV.21 : Fenêtre du Aspen HYSYS V10 dans new case

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Choix de la liste de composants

Pour ajouter des composants à la simulation, cliquez sur "component listes" puis sur le bouton "Add" pour faire apparaître la liste des composants disponibles dans HYSYS.

Dans notre cas il faut définir les composants chimiques de l'air et de gaz naturel suivants : Méthane, Oxygène, Nitrogène, H₂O, CO et CO₂



The screenshot shows the 'Properties' window in Aspen HYSYS. The left pane shows a tree view with 'Component Lists' expanded to 'Component List - 1'. The right pane, titled 'Source Databank: HYSYS', displays a table of components.

Component	Type	Group
Methane	Pure Component	
Oxygen	Pure Component	
Nitrogen	Pure Component	
H2O	Pure Component	
CO2	Pure Component	
CO	Pure Component	

Figure IV.22 : Les composants de différentes entrées de la centrale

Sélection d'un modèle thermodynamique :

Choix du modèle d'équation d'état dans la liste de « Fluid packages », l'étude des propriétés des gaz réels ou des mélanges les plus complexes, il existe des équations d'état qui relie les paramètres d'équilibre du système.

Cliquer sur le bouton "Add" pour spécifier un fluide package, Cela vous amènera à une liste de toutes les différentes équations d'états utilisées par ASPENHYSYS.

Dans notre étude ont Sélectionné le Peng Robinson (PR) Comme modèle Thermodynamique, qui est recommandé pour un mélange d'hydrocarbures. Cela permet de calculer toutes les propriétés thermos-physiques des fluides de travail.

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

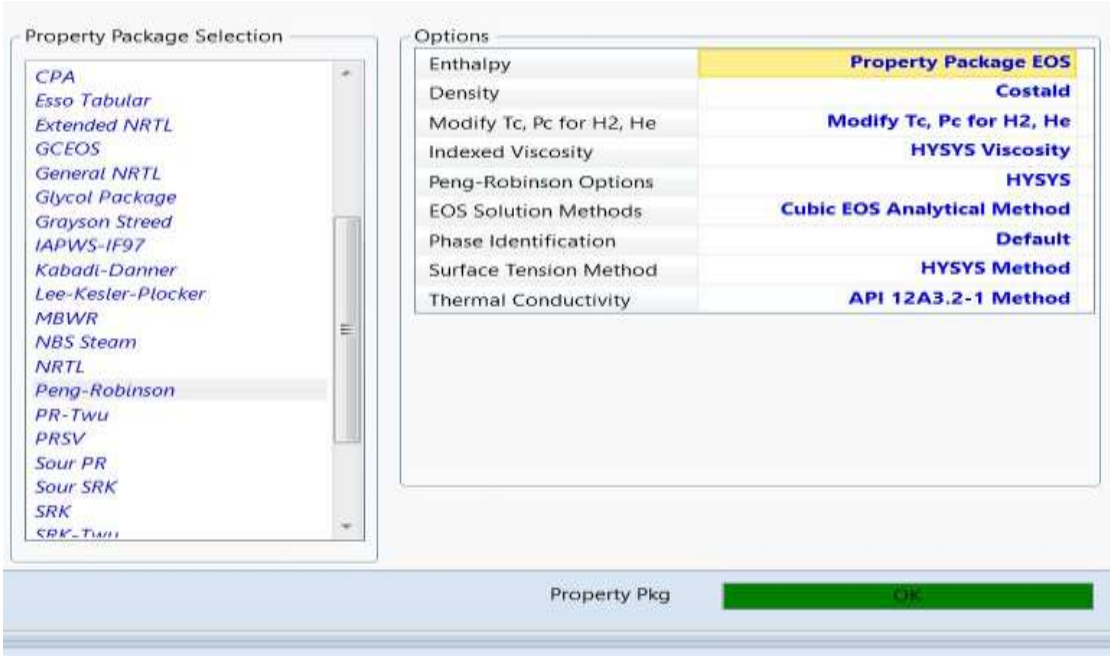


Figure IV.23 : Liste de fluides packages

Modelé palette :

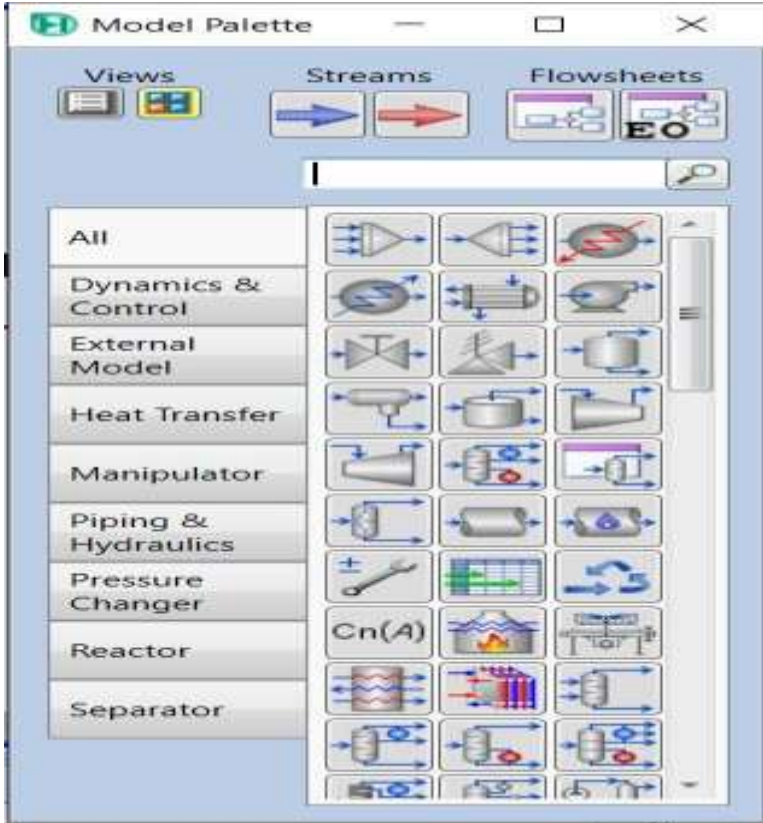


Figure IV.24 : présentation de model palette

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Compresseur :

On définit l'entrée, la sortie et l'énergie du compresseur :

- L'entrée : Air
- La sortie : Air comprimé
- L'énergie : power (travail du compresseur)

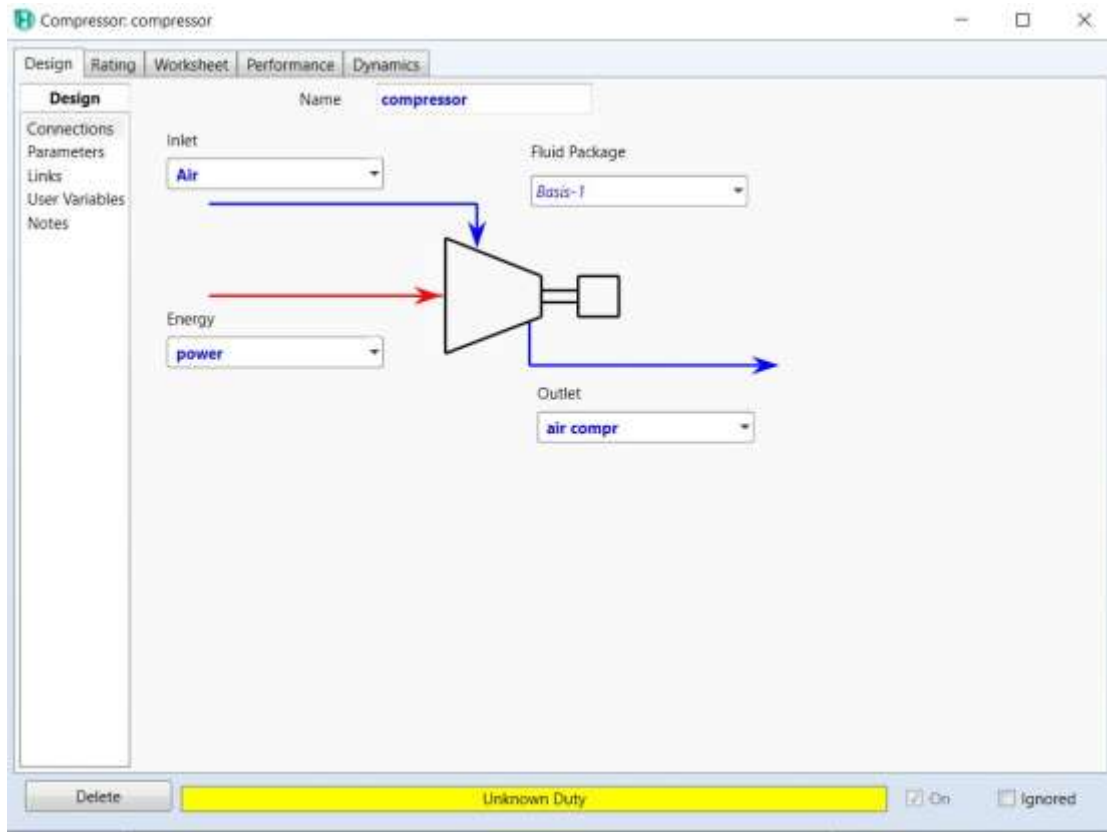


Figure IV.25 : Installation de compresseur

Dans paramètres, ajouter les valeurs (le rendement adiabatique et le rapport de pression):

- Rendement isentropique : $\eta_{Cis} = 0,80$
- Le rapport de pression : $\alpha = 1,486$

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

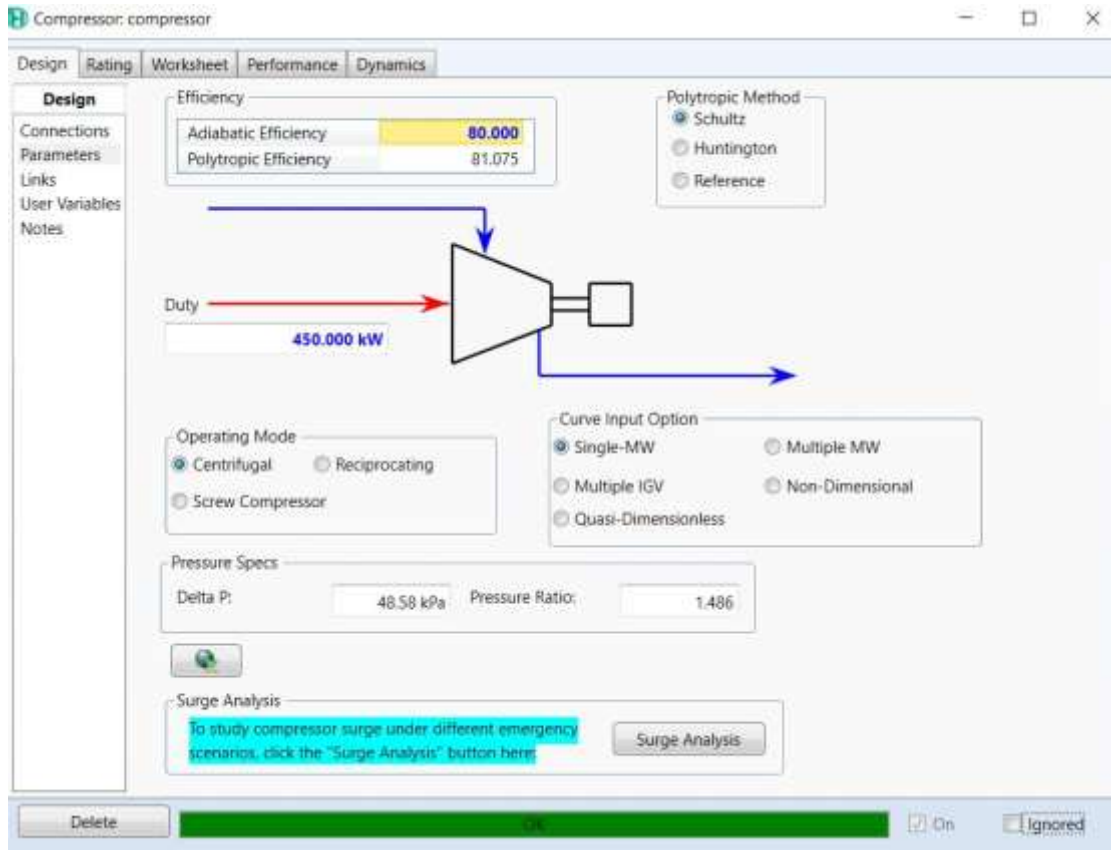


Figure IV.26 : Fenêtre de paramètres de compresseur

La composition de l'air :

On définit la composition de l'air, représentée dans le tableau suivant :

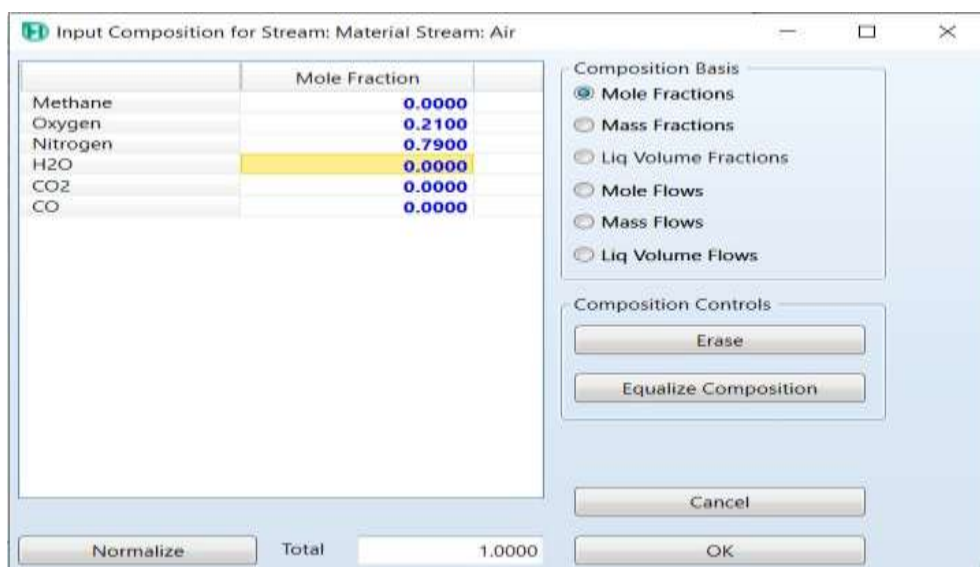


Figure IV.27 Fenêtre de composition de l'air

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Caractéristiques de l'air :

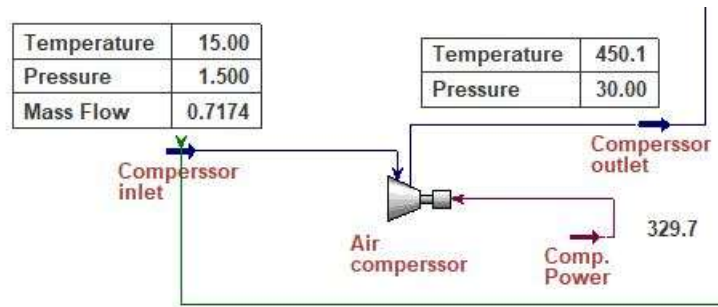


Figure IV.28 : caractristique de l'aire

Le combustible :

Material Stream: Fuel Inlet

Worksheet Attachments Dynamics

Worksheet	Stream Name	Fuel Inlet	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000	1.0000
Properties	Temperature [C]	20.00	20.00
Composition	Pressure [bar]	50.00	50.00
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	5.610	5.610
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/s]	2.500e-002	2.500e-002
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0.3006	0.3006
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7.602e+004	-7.602e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	148.2	148.2
Cost Parameters	Heat Flow [kW]	-118.5	-118.5
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	132.3	132.3
	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

OK

Figure IV.29 :des caractristique de fuel

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Chambre de combustion :

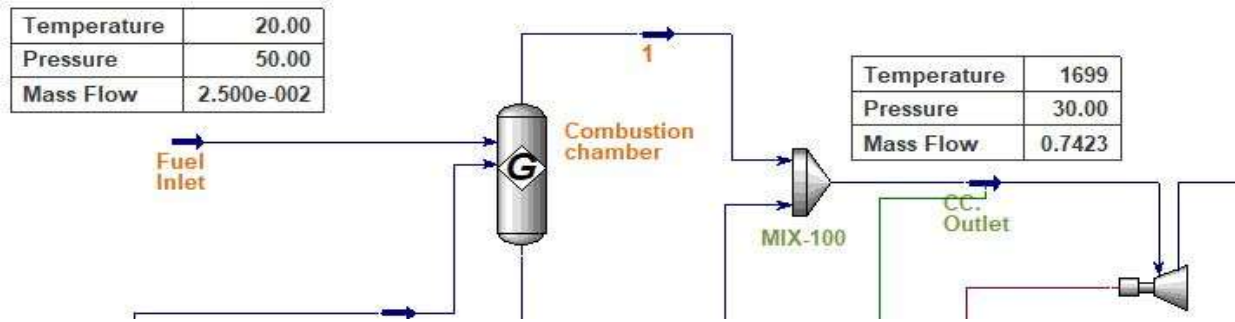


Figure IV.30 : Présentation de la chambre de combustion

Définir à l'entrée (l'air comprimé et le combustible), la sortie de vapeur (produit) et la sortie de liquide (3et la sortie de liquide (5) de la chambre de combustion.

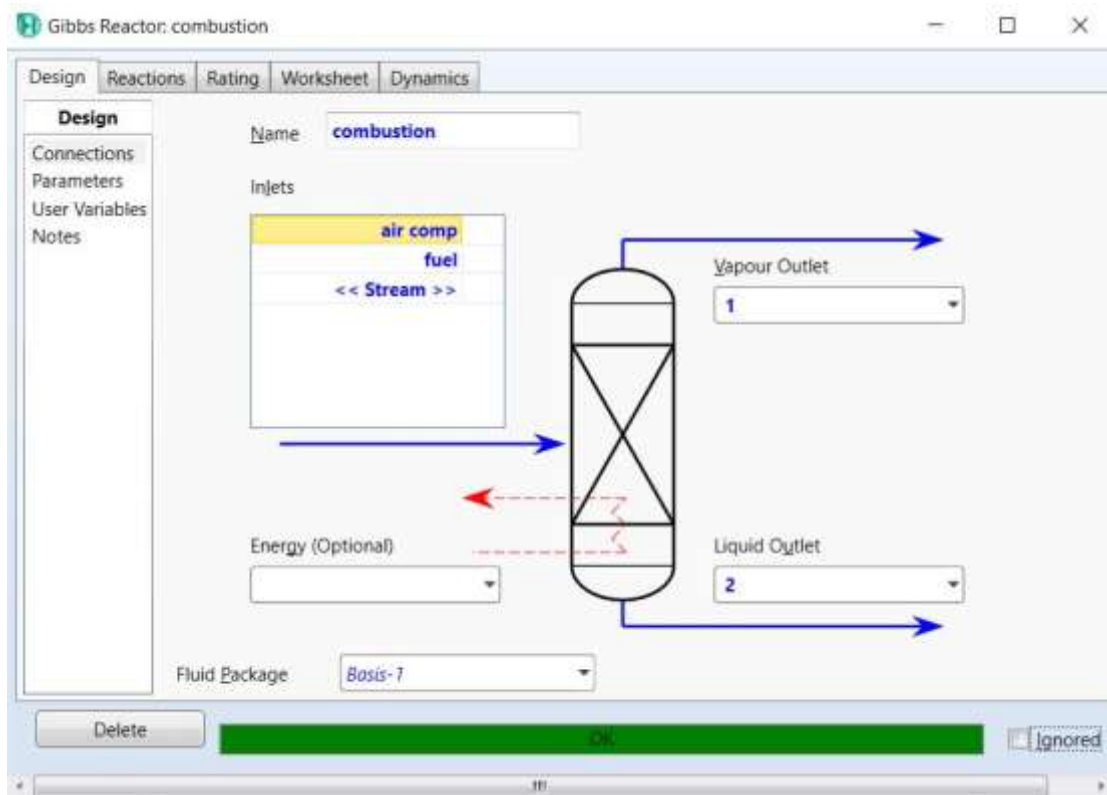


Figure IV.31 :Installation de la chambre de combustion

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Turbine :

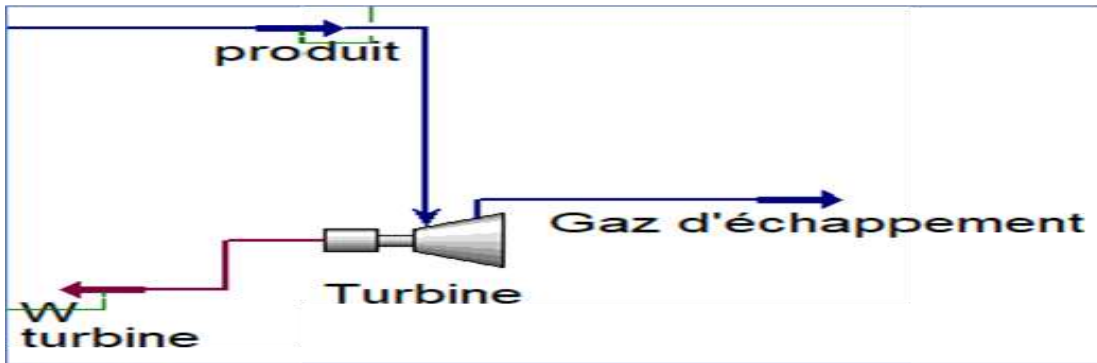


Figure IV.32 : Présentation de la turbine On définit l'entrée, la sortie et l'énergie de la turbine.

- L'entrée : c'est la sortie de la chambre de combustion (produit)
- La sortie : gaz d'échappement
- L'énergie : $W_{turbine}$

Le cycle de turbine a gaz :

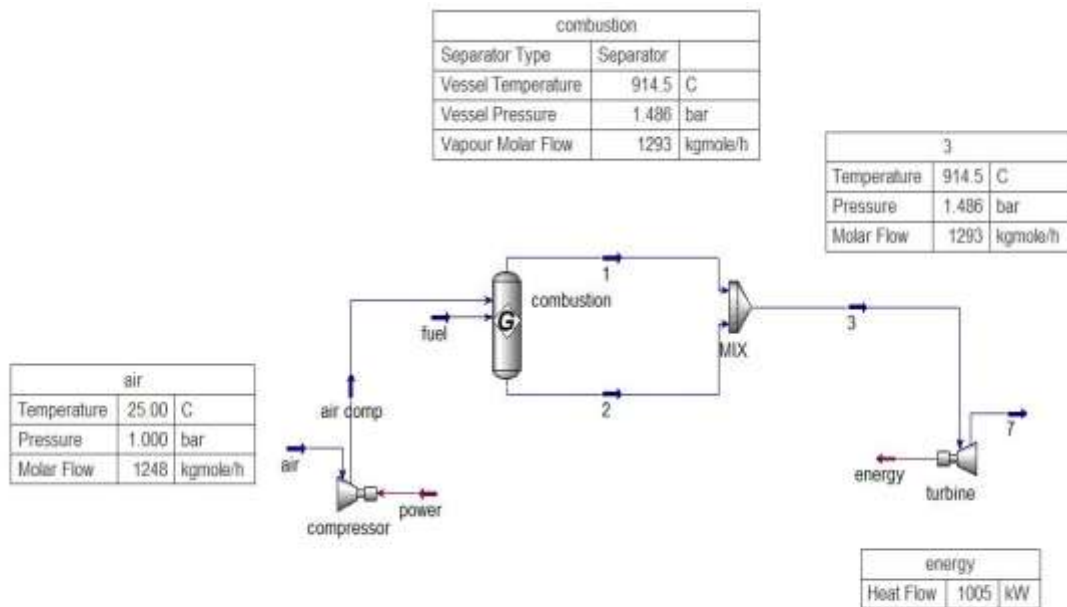


Figure IV.33 : représenté le schéma de turbine à gaz

En récupérant les gaz d'échappement d'une turbine à gaz dans une chaudière, il devient de générer de la vapeur

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Chaudière :

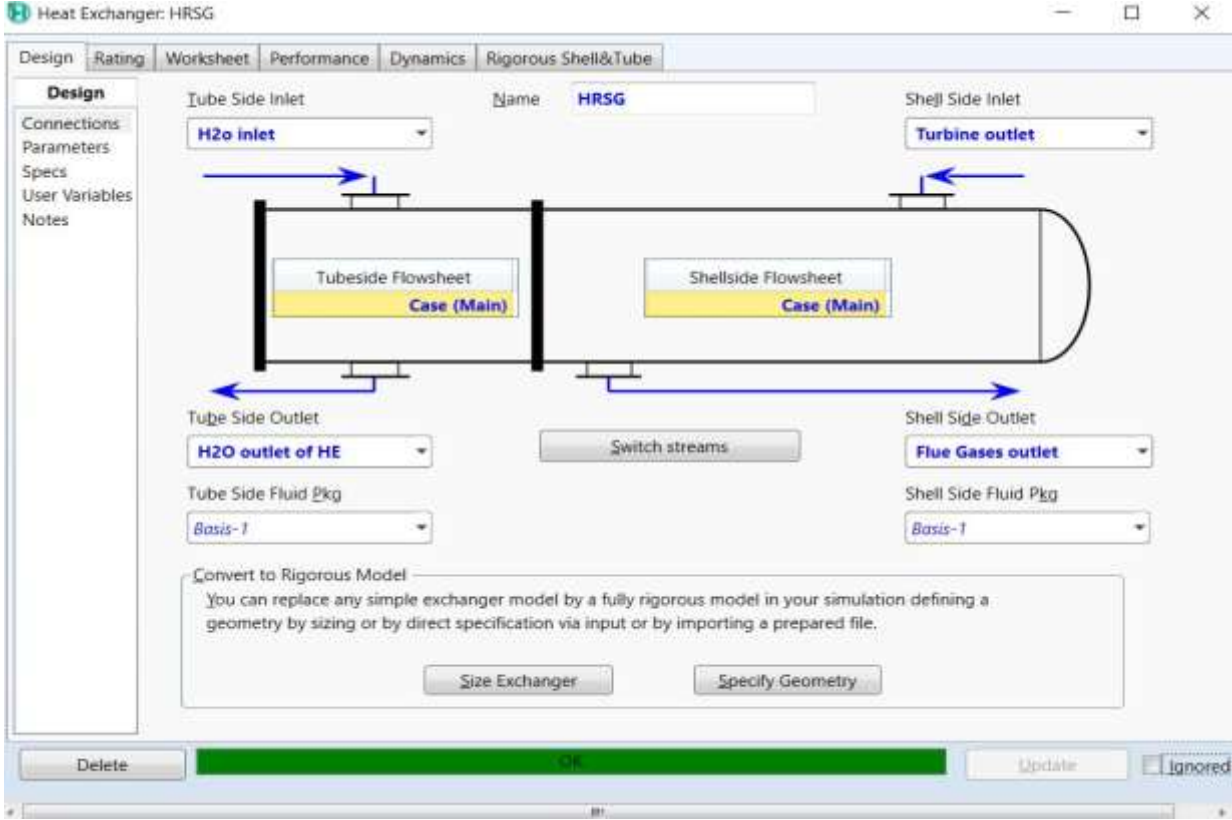


Figure IV.34 : présentation de la chaudière

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

La turbine :

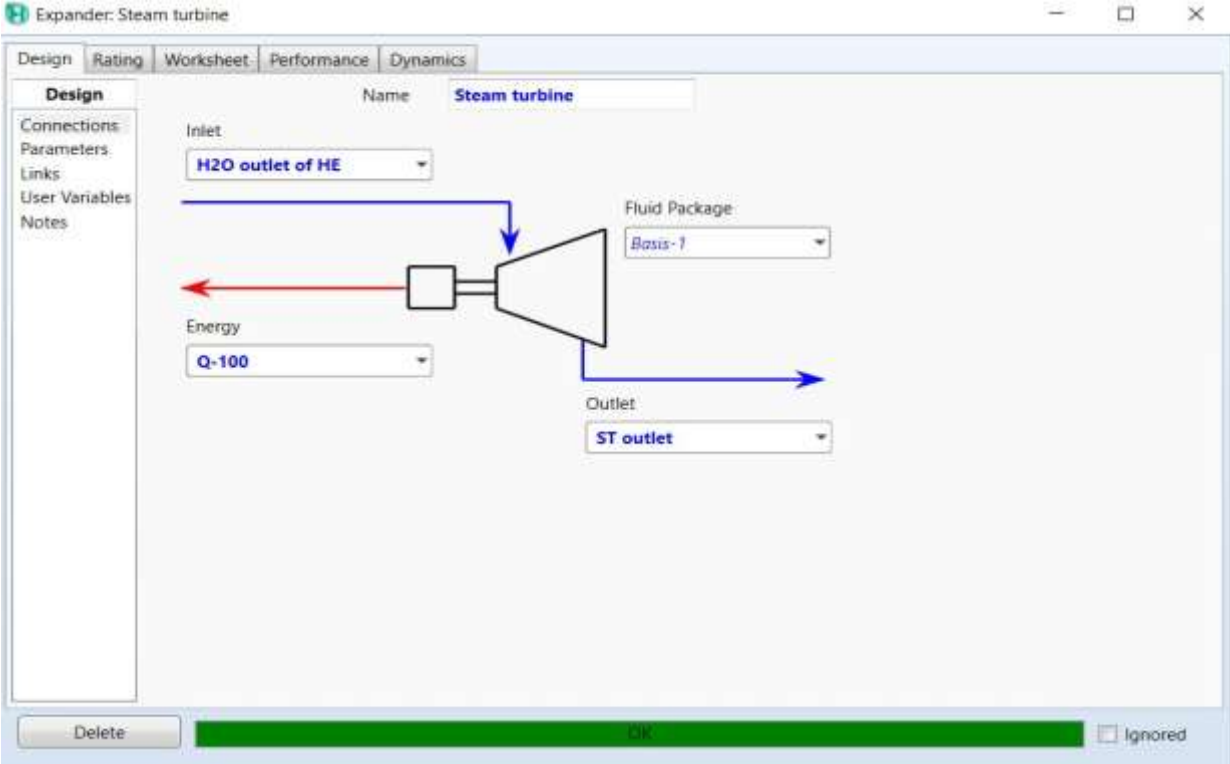


Figure IV.35 : présentation de la turbine

Condenseur :

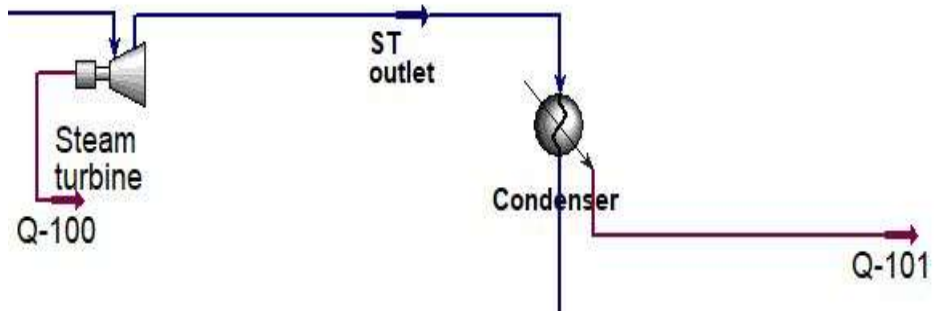


Figure IV.36 : présentation de condenseur

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Clapet anti retour :

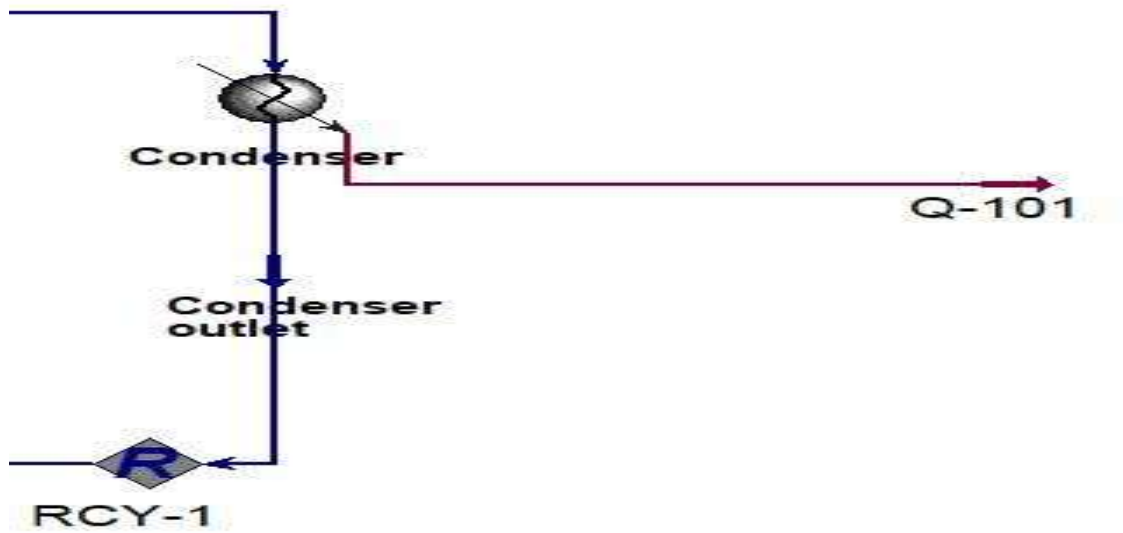


Figure IV.37 : présentation de clapet

La pompe d'eau :

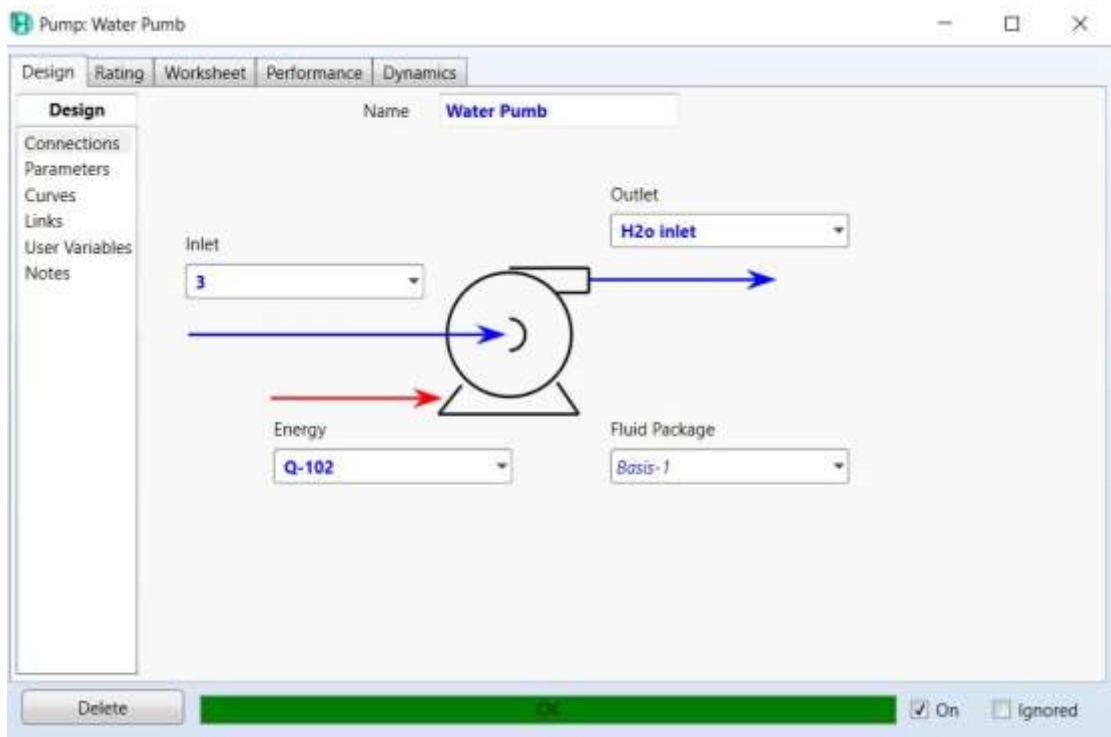


Figure IV.38 : présentation de pompe d'eau

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

Le Cycle de turbine à vapeur :

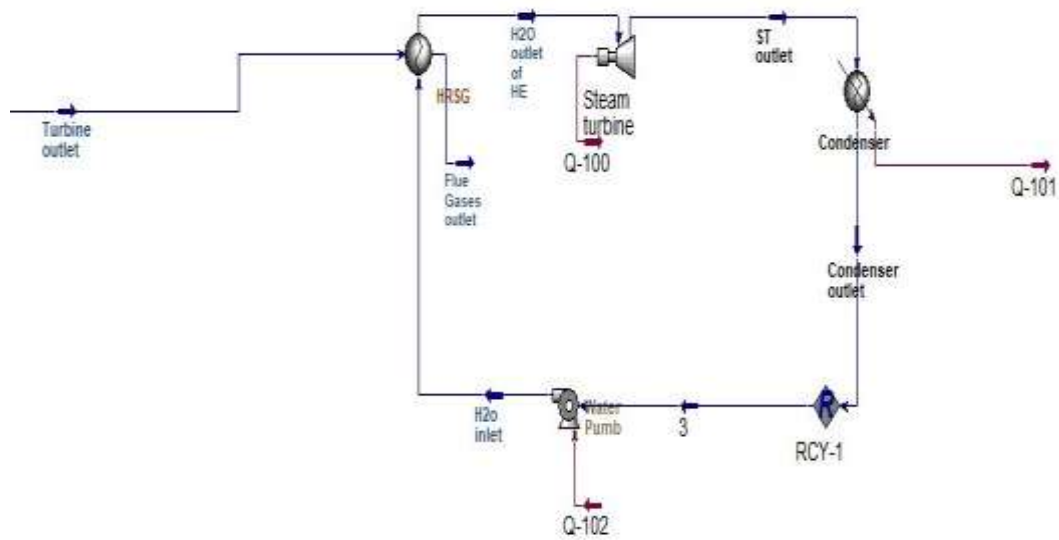


Figure IV.39 : représenté le cycle de turbine à vapeur

IV.8 Le cycle combine TAG -TAV avant optimisation par logiciel Aspen HYSYS :

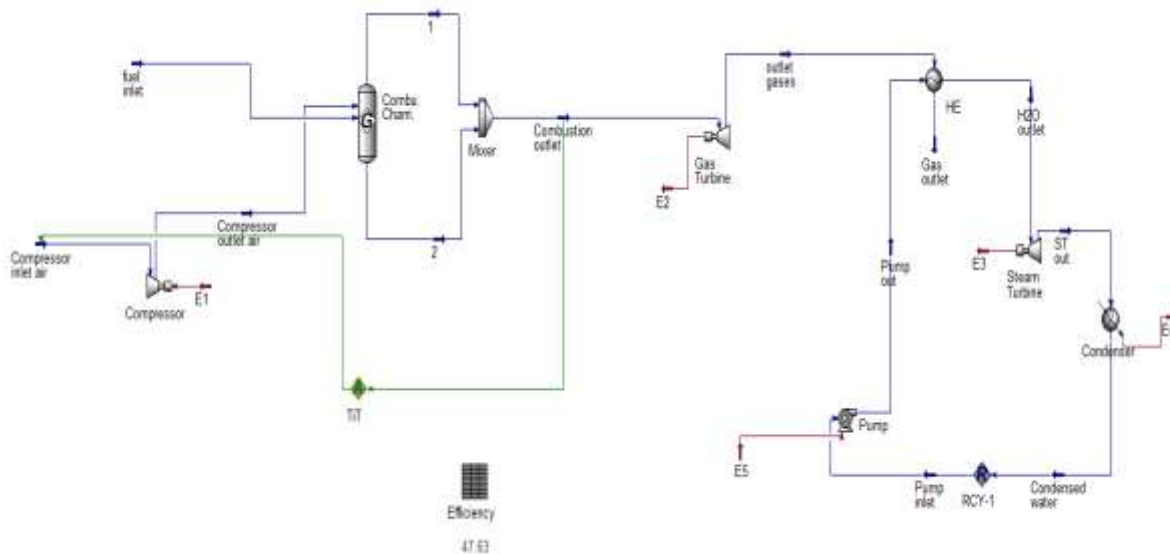


Figure IV.40 : représenté le cycle TAG - TAV

Le rendement du cycle global est évalué à 47.63%

Chapitre IV : La simulation à l'aide de logiciel Aspen HYSYS

IV.9 Dynamics mode :

Les figures IV.40 montre le mode de la simulation dynamique du logiciel Aspen appliqué au cycle proposé. L'une des forces de ce logiciel est la simulation du système durant une certaine période de temps en évaluant les paramètres de ce système en fonction du nombre d'heures de fonctionnement (dans notre la période de fonctionnement est à l'ordre de 57600 minutes = 40 jours). Certainement beaucoup de paramètres varient avec le temps est généralement dans le sens négatif.

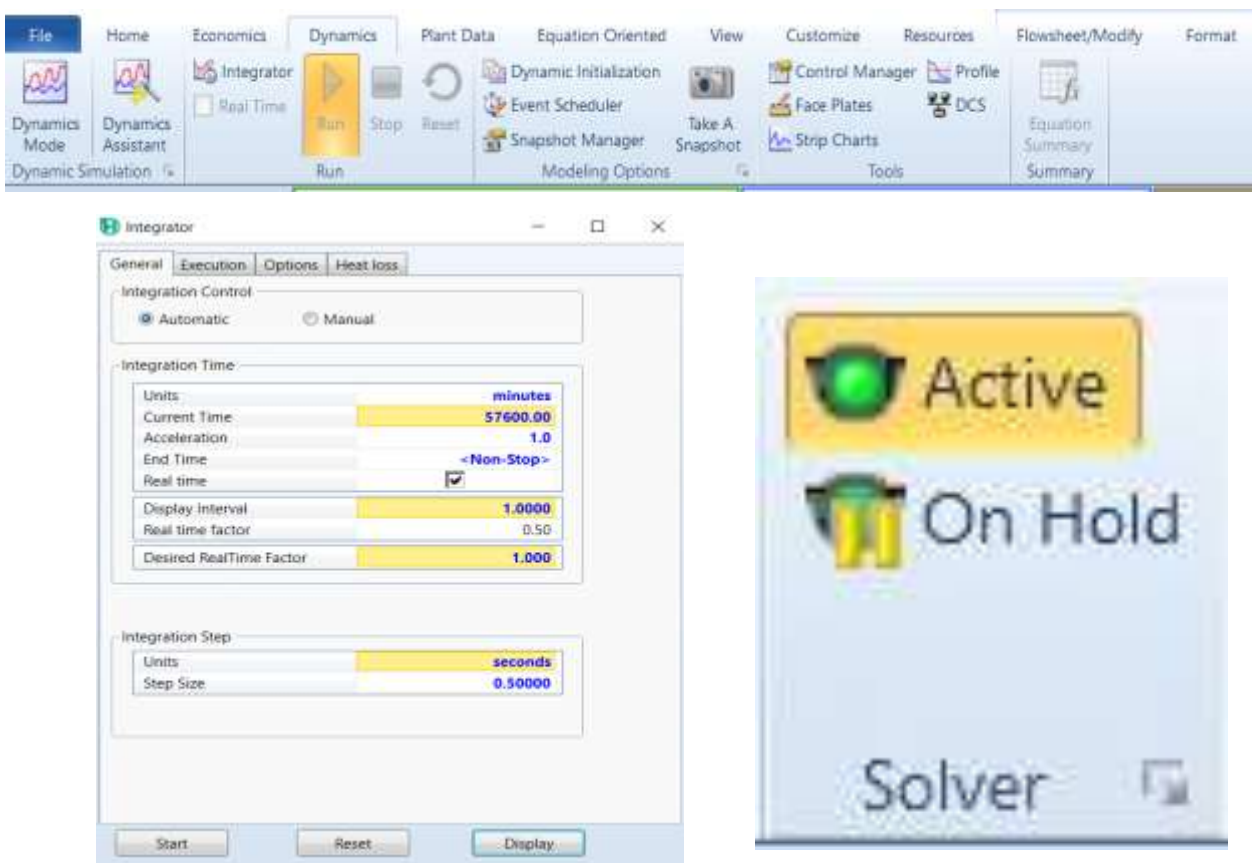


Figure IV.41 : le mode de la simulation dynamique du logiciel Aspen appliqué au cycle proposé



Chapitre V

Les résultats

Chapitre V : les résultats

V.1 Présentation de la variation du rendement global du système combine par rapport à la variation du débit du combustible :

State	control - B5: Phase - Mass Flow (Overall) [kg/s]	control - E8:
Case 1	1.500e-002	50.49
Case 2	1.600e-002	50.39
Case 3	1.700e-002	50.30
Case 4	1.800e-002	50.22
Case 5	1.900e-002	50.15
Case 6	2.000e-002	50.09
Case 7	2.100e-002	50.03
Case 8	2.200e-002	49.98
Case 9	2.300e-002	49.93
Case 10	2.400e-002	49.89
Case 11	2.500e-002	49.85



Graphe V.1 : présente la variation du rendement global du système combine par rapport le débit du combustible

La courbe précédente Graphe.5-1 nous montre la variation du rendement global (E8) du système combine par rapport à la variation du débit du combustible (dans notre cas c'est le méthane CH₄) on constate que à chaque fois la quantité de combustible augmente le rendement diminué. Il existe plusieurs explications à ce comportement. 1) lorsque le débit est très important, 0.024kg/s = 2073.6 kg/jour= 756864 kg/an alors qu'avec un débit de 0.016 kg/s = 504576 kg /an on économise 252288 kg/ an =252.3Ton/an, voir le prix du kg de ch₄...il y aura beaucoup d'économie de combustible en utilisant la quantité judicieuse

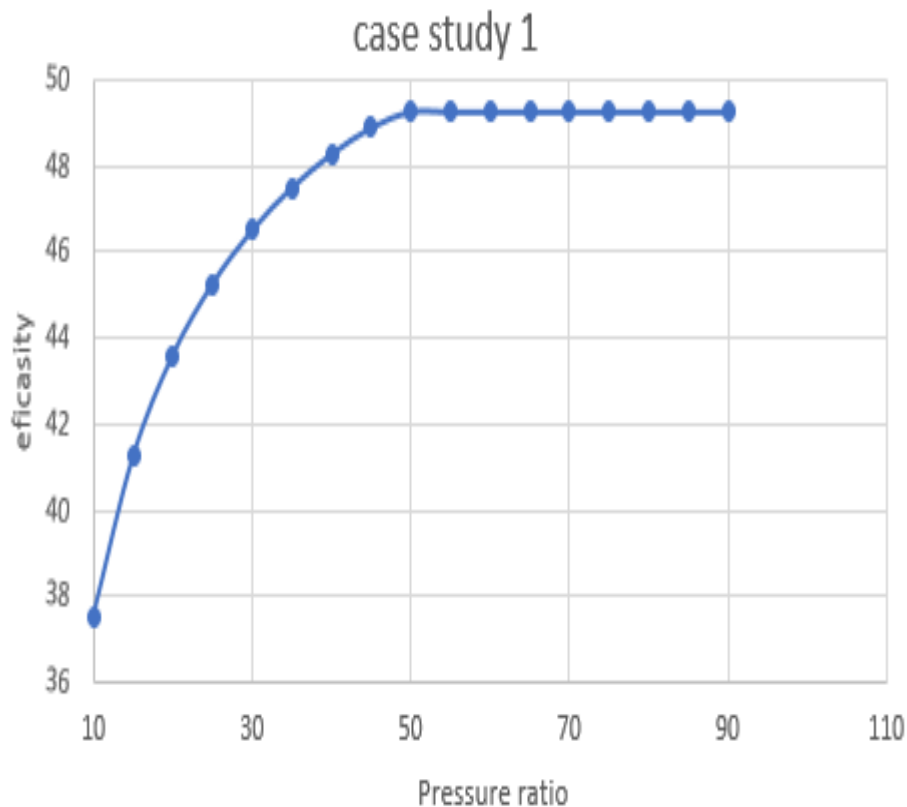
2) avec un excès de combustible introduit dans la cambre de combustion la combustion ne sera pas complète (une combustion no étouffée)

Ce qui va certainement réduire le rendement thermique de la chambre de combustion.

3) une combustion avec une quantité excédentaire de fuel produit de la suie qui se dépose sur les parois des aubes des turbines ce qui va diminuer leur l'aérodynamisme et par conséquent minimiser le rendement thermique et dynamique des aubes

V.2 Présentation de la variation de rendement de la TAG par rapport le taux de compression :

ontrol - E6: Pressure Ratio	control - E8•.
10	37,54
15	41,24
20	43,6
25	45,26
30	46,51
35	47,5
40	48,28
45	48,9
50	49,27
55	49,27
60	49,27
65	49,27
70	49,27
75	49,27
80	49,27
85	49,27
90	49,27



Graph V.2 : présente la variation de rendement par rapport le taux de compression

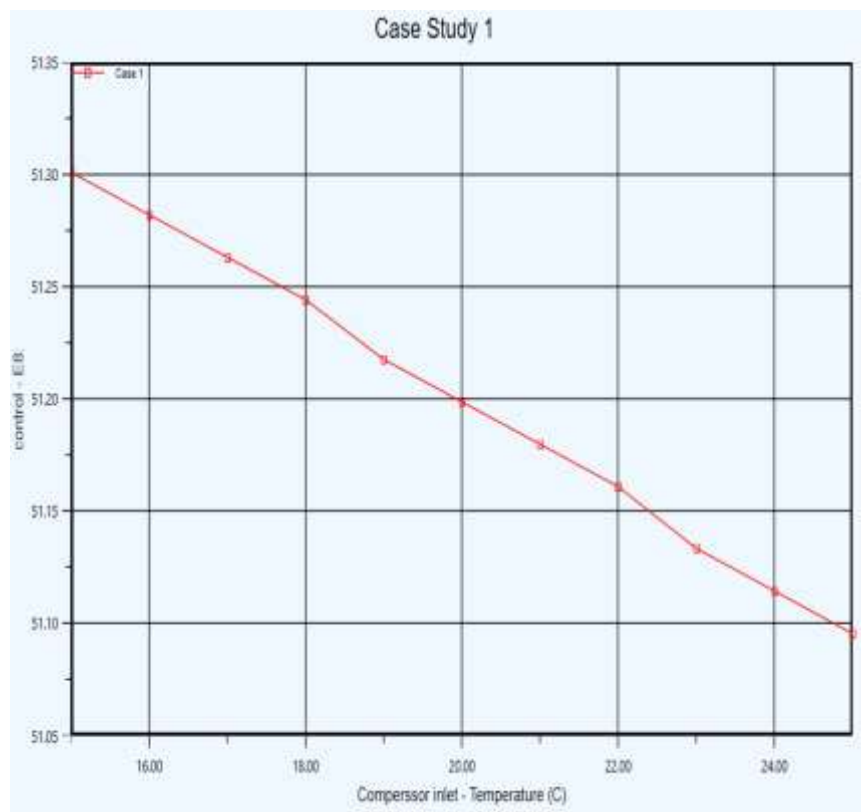
Le rendement de la turbine à gaz a un impact très important sur le rendement global du système combine. Puisque le rendement de la TAG est en fonction directe avec le rapport de compression voire la relation en ci-dessous. Si on augmente le taux de compression α son inverse diminue et par la suite le rendement de la TAG augmente et lorsque le rendement de la TAG augmente, le rendement du système combiné augmente aussi

$$\eta_{TAG} = 1 - \frac{1}{\alpha^\gamma}$$

On constate que le taux de compression à partir de la valeur 50, le rendement global garde la valeur quelque soit la valeur du rapport de compression

V.3. Présentation de la variation de température par rapport le rendement globale :

State	Comperssor inlet - Temperature [C]	control - E8:
Case 1	15.00	51.30
Case 2	16.00	51.28
Case 3	17.00	51.26
Case 4	18.00	51.24
Case 5	19.00	51.22
Case 6	20.00	51.20
Case 7	21.00	51.18
Case 8	22.00	51.16
Case 9	23.00	51.13
Case 10	24.00	51.11
Case 11	25.00	51.10

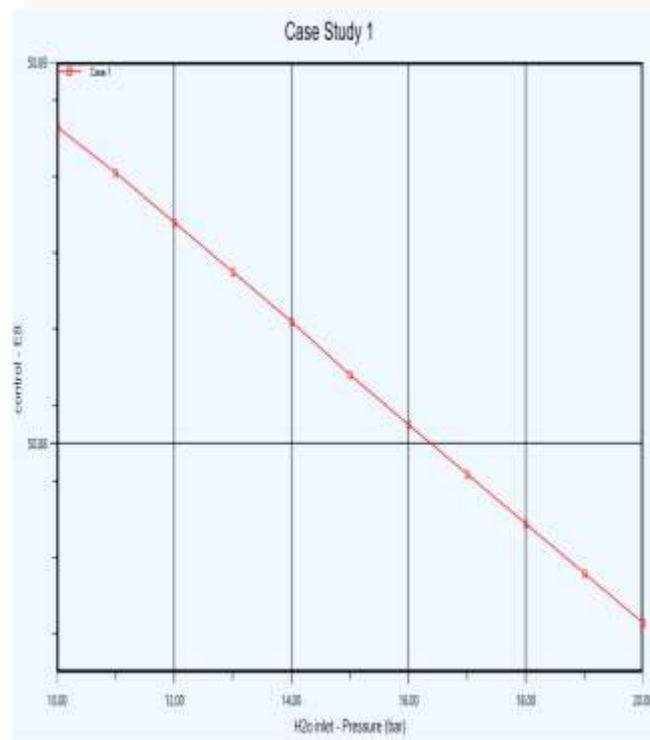


Graphe V.3 : variation de température par rapport le rendement globale

Grphe 5-3. Nous montre que la température ambiante a un impact très fort sur le rendement du compresseur axial de la TAG et par la suite sur le rendement de la TAG elle-même et finalement sur le rendement du système combiné. Aux alentours de 15 °C, le rendement global du système combine est de 51.30 % et il va descendre jusqu'à 48.8 % à 35 °C. Puisque la température ambiante en saison estivale peut grimper jusqu'à 50°C dans la majorité des régions désertiques de notre pays cela va se répercuter négativement sur le rendement de la TAG. C'est pour cette raison que la plupart des TAG sont équipées des systèmes de réfrigération pour baisser la température de l'air d'admission afin de garder le même rendement pendant toute l'année.

V.4 présente la variation de pression entrée pompe par rapport le rendement :

State	H2o inlet - Pressure [bar]	control - E8:
Case 1	10.00	50.89
Case 2	11.00	50.89
Case 3	12.00	50.89
Case 4	13.00	50.88
Case 5	14.00	50.88
Case 6	15.00	50.88
Case 7	16.00	50.88
Case 8	17.00	50.88
Case 9	18.00	50.88
Case 10	19.00	50.88
Case 11	20.00	50.88

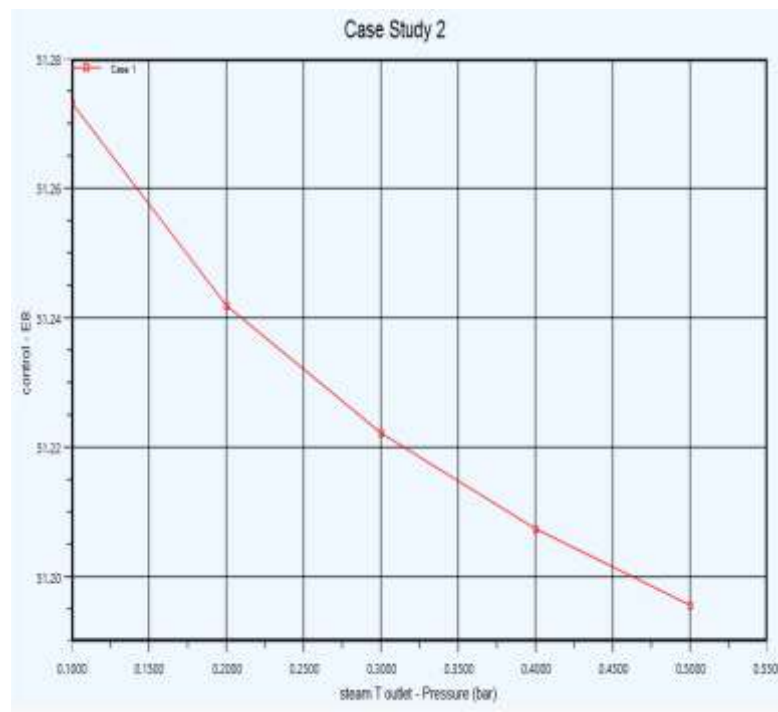


Grphe V.4 : présente la variation de pression entrée pompe par rapport le rendement

Cette Graphe V.4. Représente la variation de la pression entrée dans la pompe par rapport à l'efficacité globale du système. On constate que à chaque fois que la pression diminue, le rendement augment cela est conforme avec la théorie car si la pression est basse entrée pompe le diagramme TS s'élargie et par conséquent le rendement augmente

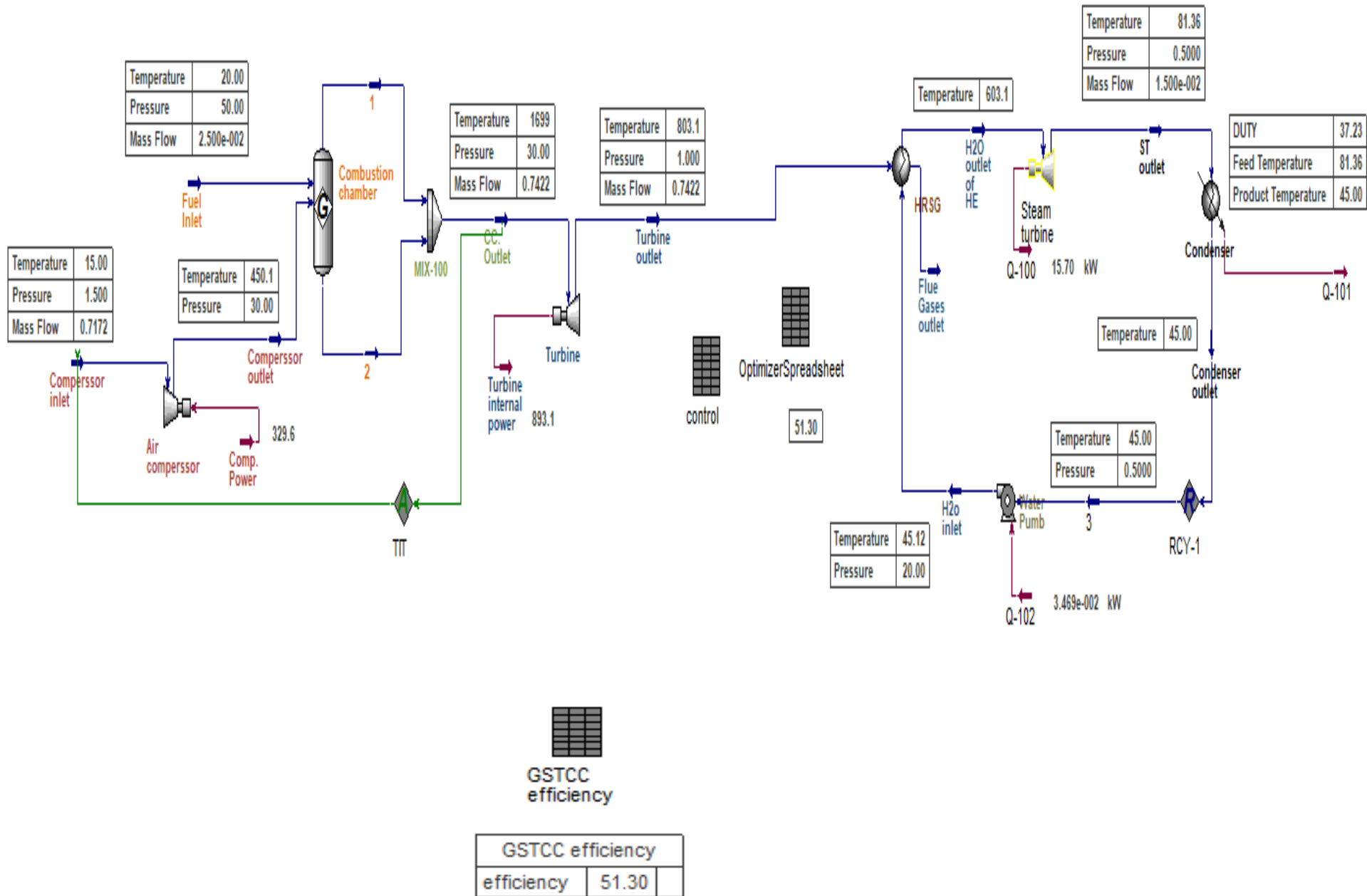
V.5 Présentation de pression au niveau du condenseur par rapport le rendement de la turbine à vapeur

State	steam T outlet - Pressure [bar]	control - E8:
Case 1	0.1000	51.27
Case 2	0.2000	51.24
Case 3	0.3000	51.22
Case 4	0.4000	51.21
Case 5	0.5000	51.20



Graphe V.5 : la variation de pression au niveau du condenseur par rapport le rendement de la turbine à vapeur

Si on baisse la pression au niveau du condenseur le rendement de la turbine à vapeur va augmenter ceci est en accord avec la thermodynamique du cycle de Rankine car on sait que si la pression baisse la quantité de chaleur dégagée vers le milieu extérieur va être réduite et puisque le rendement du cycle de vapeur est égale à $\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{sortant}}{Q_{entrant}}$ donc si $Q_{sortant}$ est réduit cela faire augmenter le rendement du cycle et par conséquent le rendement total du système combiné.



CONCLUSION GENERALE

Le présent travail porte sur l'étude thermodynamique d'un cycle combiné gaz vapeur fonctionnant avec de l'énergie fossile pour la production de l'électricité. L'installation est équipée d'une turbine à gaz au sommet travaillant suivant le cycle de Brayton couplée à une turbine à vapeur qui fonctionne avec le cycle de Rankine à travers un échangeur récupérateur. Les deux turbines à gaz et à vapeur produisent l'électricité simultanément, ce qui place ce type de cycle en tête de liste de tous les cycles de production d'énergie électrique de point de vu rendement thermique. La performance de ces centrales peut atteindre facilement les 60%, ce qui les rapproche fortement du cycle de CARNOT idéal (80%) appliqués aux centrales de puissance.

Dans notre cas nous avons pris un cycle combiné simple et isentropique (idéal), on a proposé tous les paramètres fondamentaux et un calcul manuel a été fait pour déterminer le rendement thermique global du cycle, sa valeur est estimé à 66%. Les mêmes paramètres sont introduit dans les logiciels ASPEN HYSYS V 10 et DWSIM V 7.5.5, pour une éventuelle étude comparative. Malheureusement le logiciel DWSIM avec lequel on a simulé le système n'a pas fonctionné correctement. Toute la simulation du cycle combiné a été faite par le logiciel ASPEN HYSYS à distance (via la connexion Virtuel Private Networks (VPN)) en collaboration avec notre co-encadreur de l'université de Worclaw Poland.

Les premiers résultats de la simulation avec ASPEN estimés le rendement du cycle étudié à 47%. Afin d'améliorer la performance du cycle nous avons utilisé l'optimizer du logiciel, le rendement s'est élevé de une manière significative est sa valeur est devenue 51.30%.

RECOMMANDATIONS

Nous avons identifié les paramètres qui ont un impact direct et fort sur le système. Ces paramètres peuvent être dans les futures études les clefs de l'amélioration des systèmes combinés. Ces paramètres sont les suivants :

Baisser au maximum la température de l'air d'admission du compresseur axial de la TAG (maintenir entre 12 °C- 15°C en saison chaude). Cette condition est établie si on installe une machine frigorifique à absorption à l'amont de la turbine à gaz

Injecter le gaz naturel aux chambres de combustion avec des quantités judicieuses afin d'augmenter le rendement thermique de la combustion. Cela est vérifié avec l'installation d'un microcontrôleur pour l'injection du fuel dans notre cas la valeur idéale était 0.015kg/s.

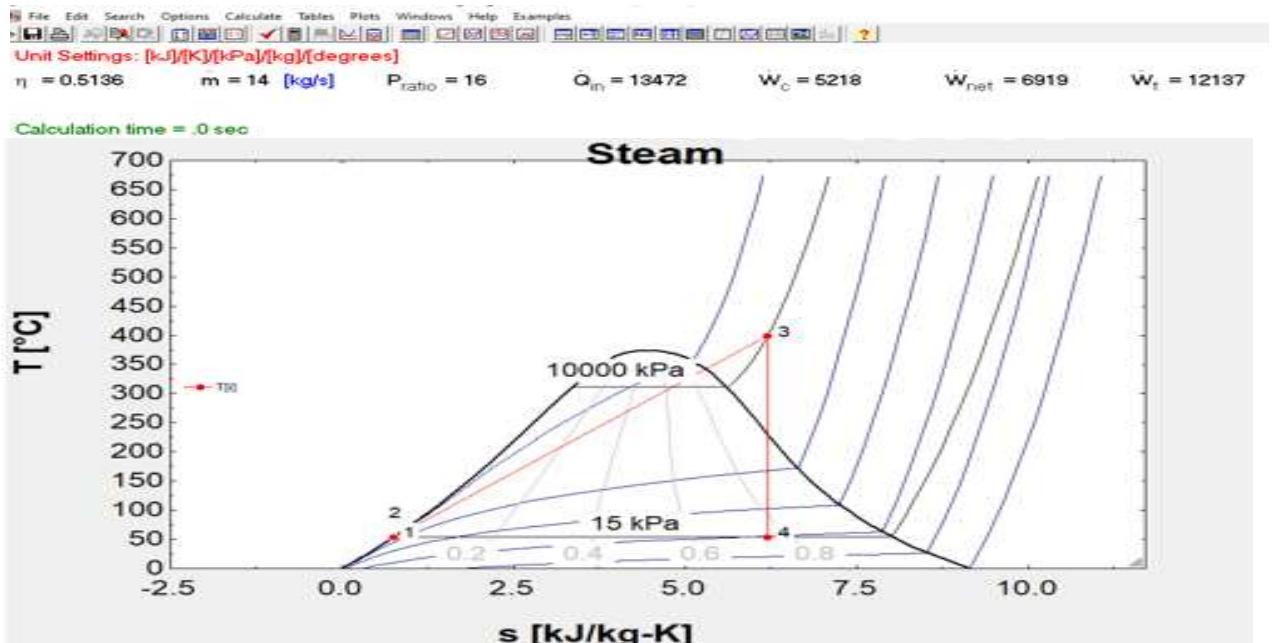
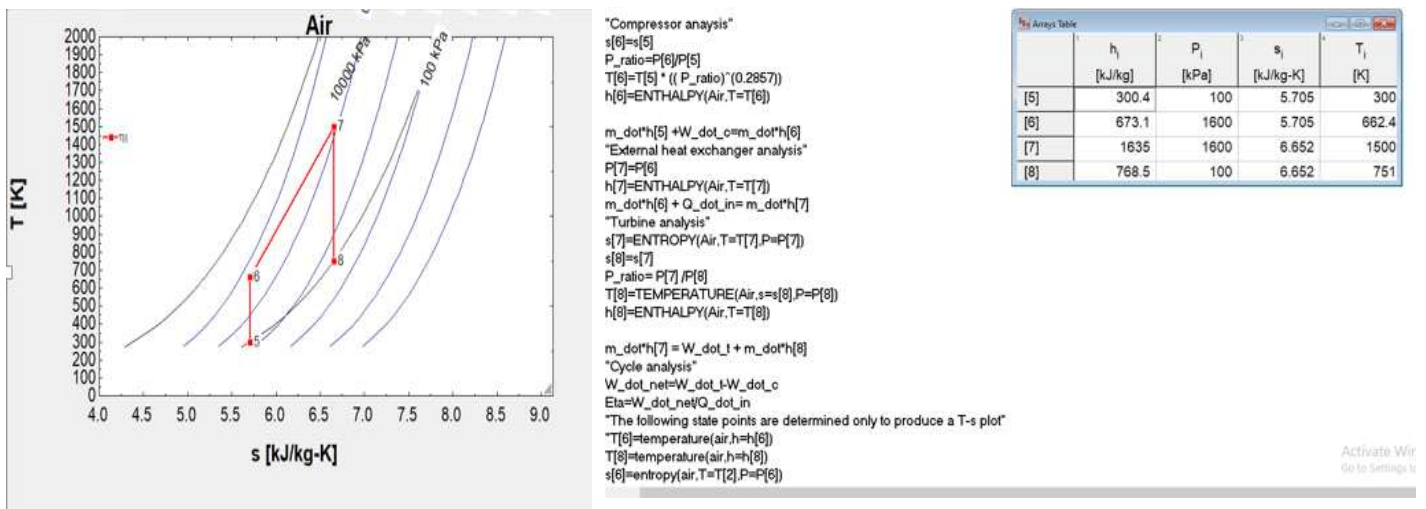
Baisser au maximum la pression au niveau du condenseur à l'ordre de 12-15 kPa.

Il existe d'autres paramètres influençant la performance du cycle tel que la pression de la chambre de combustion de la TAG la pression du générateur de vapeur le taux de compression du compresseur axial etc... mais la variation de ces paramètres demeure techniquement non faisable.

ANNEXE

Définition de logiciel (engineering équation solver EES) :

- Le logiciel EES* (Engineering Equation Solver) a été développé par le professeur Sandy Klein de l'Université du Wisconsin à Madison
- Ce logiciel a pour but de permettre aux étudiants de se concentrer sur la mise en équation du problème et non sur la recherche des propriétés dans des tables ou sur la méthode de solution



EFigures : Installation du cycle combine gaz-vapeur simple + diagramme TS du cycle combine

Résumé

Le présent travail porte sur l'étude thermodynamique d'un cycle combiné gaz vapeur fonctionnant avec de l'énergie fossile pour la production de l'électricité. L'installation est équipée d'une turbine à gaz au sommet travaillant suivant le cycle de Brayton couplée à une turbine à vapeur qui fonctionne avec le cycle de Rankine à travers un échangeur récupérateur. Les deux turbines à gaz et à vapeur produisent l'électricité simultanément, ce qui place ce type de cycle en tête de liste de tous les cycles de production d'énergie électrique de point de vu rendement thermique. La performance de ces centrales peut atteindre facilement les 60%, ce qui les rapproche fortement du rendement du cycle de CARNOT idéal (80%) appliqués aux centrales de puissance. Le cycle combiné étudié est simple et isentropique (idéal), la majorité des paramètres fondamentaux sont proposés et un calcul manuel a été fait pour déterminer le rendement thermique global du cycle, sa valeur est estimé à 66%. Les mêmes paramètres sont introduit dans les logiciels ASPEN HYSYS V 10 et DWSIM V 7.5.5, pour simuler le comportement de ce cycle et d'optimiser les paramètres influençables afin d'améliorer la performance de ce cycle.

Mots Clés : cycle combiné gaz-vapeur, étude thermodynamique, Logiciel Aspen Hysys et Dwsim, amélioration du rendement

Summary

This work focuses on the thermodynamic study of a gas-steam combined cycle operating with fossil energy for the production of electricity. The installation is equipped with a gas turbine at the top working according to the Brayton cycle coupled to a steam turbine which works with the Rankine cycle through a recuperative heat exchanger. Both gas and steam turbines produce electricity simultaneously, which puts this type of cycle at the top of the list of all cycles of electrical energy production in terms of thermal efficiency. The performance of these plants can easily reach 60%, which brings them very close to the efficiency of the ideal CARNOT cycle (80%) applied to power plants. The combined cycle studied is simple and isentropic (ideal), the majority of the fundamental parameters are proposed and a manual calculation has been made to determine the overall thermal efficiency of the cycle, its value is estimated at 66%. The same parameters are introduced in the ASPEN HYSYS V 10 and DWSIM V 7.5.5 software, to simulate the behavior of this cycle and to optimize the influenceable parameters in order to improve the performance of this cycle.

Keywords: gas-steam combined cycle, thermodynamic study, Aspen Hysys and Dwsim software, efficiency improvement

ملخص

يركز هذا العمل على الدراسة الديناميكية الحرارية لدورة مشتركة بين الغاز والبخار تعمل بالطاقة الأحفورية لإنتاج الكهرباء. تم تجهيز المنشأة بتوربينات غازية في الأعلى تعمل وفقاً لدورة برايتون مقترنة بتوربين بخاري يعمل مع دورة رانكين من خلال مبادل حراري تعافي. تنتج كل من توربينات الغاز والبخار الكهرباء في وقت واحد ، مما يضع هذا النوع من الدورات على رأس قائمة جميع دورات إنتاج الطاقة الكهربائية من حيث الكفاءة الحرارية. يمكن أن يصل أداء هذه المحطات بسهولة إلى 60% ، مما يجعلها قريبة جداً من كفاءة دورة كارنو المثالية (80%) المطبقة على محطات الطاقة. إن الدورة المركبة المدروسة بسيطة ومتساوية (مثالية) ، وقد تم اقتراح غالبية المعلمات الأساسية وتم إجراء حساب يدوي لتحديد الكفاءة الحرارية الكلية للدورة ، وتقدر قيمتها بـ 66%. تم تقديم نفس المعلمات في برنامج ASPEN HYSYS V 10 و DWSIM V 7.5.5 لمحاكاة سلوك هذه الدورة ولتحسين المعلمات المؤثرة من أجل تحسين أداء هذه الدورة.

الكلمات الرئيسية: دورة الغاز والبخار المركبة ، دراسة الديناميكا الحرارية ، برنامج Aspen Hysys و Dwsim ، تحسين الكفاءة

