

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Transport et Distribution des Hydrocarbures

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Etude énergétique comparative des performances
des turbines à gaz**

Présenté par:

Nacereddine TENNECH

Proposé et dirigé par:

Dr. A. BENMACHICHE

Promotion : Juin 2017

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes chers parents pour leur soutien et leur
encouragement durant toute ma carrière d'étude*

Mon frère, ma sœur, mon grand père,

Toute ma grande famille,

A tous les étudiants de Génie Mécanique,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me

connaissent.

TENNECH Nacereddine

Remerciement

Je dois tout d'abord remercier le bon Dieu, pour m'avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon Encadreur Dr. BENMACHICHE Abdelmoumene Hakim, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur AISSAOUI Fares, Maître assistant à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, pour ses conseils précieux durant le mémoire.

J'adresse mes plus sincères remerciements à toute ma famille et mes amis, et tous les collègues.

Enfin, je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie mécanique, et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

TENNECH Nacereddine

Sommaire

Dédicace	i
Remerciements	ii
Sommaire.....	iii
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	x
Nomenclature	xi
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz et les méthodes d'amélioration des cycles

I.1 Introduction	3
I.2 Généralités sur les turbines à gaz.....	3
I.3 Définition.....	4
I.3.1 Les éléments d'une turbine à gaz.....	4
I.3.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	5
I.3.3 Classification des turbines à gaz.....	6
I.3.4 Domaine d'application des turbines à gaz.....	9
I.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	9
I.5 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz.....	10
I.5.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz.	10
I.5.3 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz.	11
I.5.4 Injection de la vapeur et l'injection d'eau.....	13
I.6 Amélioration du cycle de Brayton.....	14
I.6.1 Régénération (cycle de récupération).....	15
I.6.2 Injection de masse de fluide dans le circuit de la TAG.....	16
I.6.2.1 Cycle avec injection d'eau à l'amont du compresseur.....	17
I.6.2.2 Cycle avec injection d'eau à l'aval du compresseur.....	18

Sommaire

I.6.2.3 Cycle avec injection de la vapeur à l'amont, dans et à l'aval de la chambre de combustion.....	18
I.7 Étude descriptive de la turbine à gaz MS5002C.....	19
I.7.1 Introduction.....	19
I.7.2 Présentation de la turbine à gaz MS5002C.....	19
I.7.2.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C.....	19
I.7.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.....	21
I.7.4 Les sections principales de la turbine à gaz MS5002C.....	22
I.7.4.1 Section d'aspiration.....	22
I.7.4.2 Section de compresseur.....	23
I.7.4.3 Section de combustion.....	27
I.7.4.4 Section turbine.....	30
I.7.4.5 Section d'échappement.....	32
I.8 Les paliers.....	33
I.9 Les avantages de la turbine MS5002C.....	35
Chapitre II: Etude énergétiques des turbines à gaz fonctionnent avec l'injection de la vapeur d'eau	
II.1 Introduction.....	36
II.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz.....	36
II.2.1 Etude de cycle de Brayton.....	36
II.2.1.1 Etude de cycle idéal de la turbine à gaz.....	36
II.2.1.2 Etude de cycle réel de turbine à gaz.....	37
II.3 Etude énergétique de cycle de Brayton.....	37
II.3 .1 Etude de la compression.....	38
II.3 .2 Etude de la combustion.....	38
II.3 .3 Etude de la détente.....	38
II.3 .4 Bilan de cycle.....	39
II.4 Cycle thermodynamique de l'injection de vapeur.....	40
II.4.1 Analyse de la combustion.....	41
II.4.2 Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG.....	41
II.4.3 Etude de l'humidité.....	42
II.5 Calcul de la turbine à gaz.....	43

Sommaire

II.6 Organigramme de calcul.....	51
Chapitre III: Présentation du code software Hysys	
III.1 Introduction.....	52
III.2 Dessin du système TAG par Hysys.....	52
III.3 Calcul des performances de l’installation TAG par Hysys.....	54
III.4 III.3.1 Comment insérer les données	54
III.4 Calcul	61
Chapitre IV: Résultats et Discussion	
IV.1 Effets des injections de la vapeur d’eau sur la performance du TAG.....	65
IV.1.1 Installation de l’injecteur de la vapeur à l’amont de la chambre de combustion.....	65
IV.1.1.1 Analyse des performances de la TAG à l’état sec.....	65
IV.1.1.1.1 Influence du taux de compression.....	65
IV.1.1.2 Influence de la quantité de vapeur injectée.....	66
IV.1.1.2.1 Influence du taux de compression.....	66
IV.1.1.2.2 Influence l’injection de vapeur.....	67
IV.1.2 Installation de l’injecteur de la vapeur à l’amont de la chambre de combustion (après la première turbine).....	68
IV.1.2.1 Influence du taux de compression.....	68
IV.1.2.2 Influence l’injection de la vapeur.....	69
IV.1.3 Installation de Régénération (cycle de récupération).....	70
IV.1.3.1 Influence du taux de compression.....	70
IV.1.3.2 Influence du Température d’entrée de chambre de combustion.....	71
Conclusion générale.....	73
Bibliographies	

Liste des figures

Figure	Titre	Page
	Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz et les méthodes d'amélioration des cycles	
I.1	Une turbine à gaz.	4
I.2	Les éléments de la turbine à gaz.	5
I.3	Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.	6
I.4	Classification générale des turbines à gaz.	6
I.5	Turbines à gaz à un arbre.	7
I.6	Turbines à gaz à deux arbres.	7
I.7	Schéma de turbine à action.	8
I.8	Schéma de turbine à réaction.	8
I.9	Influence de l'humidité sur la puissance et la consommation spécifique de la turbine.	11
I.10	Cycle Brayton avec régénération.	16
I.11	Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TAG.	17
I.12	Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation.	18
I.13	Turbine à gaz MS5002C.	19
I.14	Présentation de la TAG MS5002C.	21
I.15	Différente section de turbine à gaz MS5002C.	22
I.16	Section d'aspiration.	23
I.17	Les filtres d'aspiration.	23
I.18	Section compresseur.	23
I.19	Le compresseur axial.	24
I.20	Rotor de compresseur.	24
I.21	Stator de compresseur.	25
I.22	Schéma du command des IGV.	26
I.23	L'enveloppe de combustion.	27
I.24	Schéma de Chambre de combustion.	28
I.25	Pièces de transition.	29

Liste des figures

I.26	Bougie à flamme.	29
I.27	Détecteur à flamme.	29
I.28	Directrices 1 ^{ère} étage.	30
I.29	Directrices 2 ^{ème} étage.	31
I.30	Roue de turbine HP	31
I.31	Aube 2 ^{ème} roue et Segment de la directrice.	32
I.32	Roue de turbine BP.	32
I.33	Principe éléments du système d'échappement.	33
I.34	Palier de Butée.	34
I.35	Palier Porteur.	34

Chapitre II: Etude énergétiques des turbines à gaz

fonctionnent avec l'injection de la vapeur d'eau

II.1	Cycle thermodynamique de turbine à gaz.	36
II.2	Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.	37
II.3	Cycle de brayton d'une turbine à gaz.	37
II.4	Cycle de Rankine avec une surchauffe g-a.	40
II.5	Volume de contrôle de la chambre de combustion	41
II.6	Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.	47
II.7	Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée.	48

Chapitre III: Présentation du code software Hysys

III.1	Interface principale Hysys.	52
III.2	Compositions d'air et combustible.	53
III.3	Éléments de l'installation TAG.	54
III.4	Fenêtre des données de compresseur.	55
III.5	Fenêtre des données mélangeur (injection de la vapeur).	55
III.6	Fenêtre des données de chambre de combustion.	56
III.7	Fenêtre des données de turbine.	56
III.8	Fenêtre des données d'Adjust.	57
III.9	Fenêtre des données de Balance.	57
III.10	Installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion du Turbine à gaz.	58
III.11	Fenêtre des données de Mélangeur2.	59
III.12	Fenêtre des données de turbine2.	59
III.13	Installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion et après la Turbine 1.	60
III.14	Fenêtre des données d'échangeur.	60
III.15	Installation de régénération (cycle de récupération).	61

Chapitre IV: Résultats et Discussion

IV.1	Puissance de CR en fonction τ .	65
IV.2	Puissance de TU en fonction de τ .	65
IV.3	Puissance utile en fonction de τ .	66
IV.4	Température du gaz échap en fonction τ .	66
IV.5	Puissance de CR en fonction τ .	67
IV.6	Puissance de TU en fonction de τ .	67
IV.7	Puissance utile en fonction de τ .	67
IV.8	Puissance utile en fonction débit de la vapeur injecté.	68
IV.9	Puissance utile en fonction taux de CR1.	68
IV.10	Puissance utile en fonction Taux de CR2.	68
IV.11	Puissance de CR2.	69
IV.12	Puissance de TU2.	69
IV.13	Puissance utile en fonction débit de la vapeur injecté.	69
IV.14	Puissance de CR en fonction de τ .	70
IV.15	Puissance de TU en fonction de τ .	70
IV.16	Puissance utile en fonction de τ .	70
IV.17	Puissance de TU en fonction T° d'entrée de c-c.	71
IV.18	Puissance utile en fonction T^{ure} d'entrée de c-c.	71
IV.19	T^{ure} de gaz échap en fonction T^{ure} d'entrée de c-c.	72

Liste des tableaux

Tableaux	Titre	Page
	Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz et Méthodes d'amélioration des cycles	
I.1	Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C.	21
I.2	Ensemble des paliers.	34
	Chapitre II: Etude énergétiques des turbines à gaz fonctionnent avec l'injection de la vapeur d'eau	
II.1	Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.	47
II.2	Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée.	48
	Chapitre III: Présentation du code software Hysys	
III.1	Résultats finaux de Calcul de l'installation du 1 ^{er} cas.	61
III.2	Résultats finaux de la composition du 1 ^{er} cas.	62
III.3	Résultats finaux de Calcul de l'installation du 2 ^{ème} cas.	62
III.4	Résultats finaux de la composition du 2 ^{ème} cas.	63
III.5	Résultats finaux de Calcul de l'installation du 3 ^{ème} cas.	63
III.6	Résultats finaux de la composition du 3 ^{ème} cas.	64
	Chapitre IV: Résultats et Discussion	
IV.1	Comparative de la puissance utile.	72

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
C_p	Capacité thermique massique isobare	J / Kg. K
h	Enthalpie massique	J / Kg. K
\dot{m}	Débit massique	kg/s
p	Pression	bar
P	Puissance mécanique	W
P_{CI}	Pouvoir calorifique du gaz nature	J / Kg
Q	Quantité de chaleur	J / Kg
r_{air}	Constant de l'air	J / Kg. K
r_{gb}	Constant de gaz brulés	J / Kg. K
T	Température	°C
W	Travail	J / Kg

symboles grecs

η_{th}	Rendement thermique de la turbine à gaz	%
τ	Taux de compression	-
γ	Coefficient poly tropique	%
η	Rendement isentropique	%
\emptyset	Humidité relative	%
ω	Humidité absolue	-

Les indices

a	L'air
CR	Compresseur
TU	Turbine
CC	Chambre de combustion
GN	Gaz nature
Ut	Utile
Inj	Injection
Echap	Echappement
v	Vapeur
f	Fuel

Nomenclature

Unités

Atm	Atmosphère
K	Kelvin
°C	Celsius
s	Second

Abréviation

TAG	Turbine à gaz
G	Générateur
AC	Compresseur de l'air
C-C	Chambre de combustion
BP	Basse pression
HP	Haut pression

Substances chimiques

CH ₄	Méthane
C ₂ H ₆	Ethane
CO	Oxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
H, H ₂	Hydrogène
O ₂	Oxygène
H ₂ O	Eau
N, N ₂	Azote
	Nitrogen
	Propane
	n-Hexane
	n-Pentane
	i-Pentane
	n-Butane
He	Helium
NO _x	Oxydes d'azote

INTRODUCTION

GENERALE

Introduction générale

Les turbines à gaz sont des machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses applications industrielles. Elle sont destinées soit pour la propulsion des avions soit pour l'entraînement des compresseurs (dans l'industrie pétrochimique), des pompes (dans l'installation de pompage) et d'alternateurs pour la production d'électricité. Leur importance est justifiée par la puissance élevée qu'elles peuvent développer.

L'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale. Les développements des différentes industries (lourde, légère, pétrochimie etc....) ainsi que l'économie de l'agriculture exige un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail et accélérer les systèmes de productivités. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activités industrielles, on peut citer les turbines à gaz.

Plusieurs méthodes (régénération, injection de vapeur) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbine à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter la puissance spécifique comparée à un cycle sec de turbine à gaz.

Notre objectif dans ce mémoire est de faire une étude comparative des performances énergétiques d'une turbine à gaz en utilisant le logiciel Hysys pour investiguer l'effet de quelques paramètres sur la performance énergétique de la turbine à gaz (puissance de turbine, puissance utile). Comme machine d'application, nous avons opter pour la turbine à gaz MS5002C utilisée dans l'industrie des hydrocarbures dans la région de Hassi R'mel.

Ce travail est divisé en quatre chapitres :

Des généralités sur les turbines à gaz et quelques méthodes d'amélioration des cycles sont présentées dans le chapitre premier.

Introduction générale

Le deuxième chapitre est dédié à l'étude énergétique des turbines à gaz (TAG) fonctionnant avec l'injection de la vapeur.

Le troisième chapitre est orienté vers la présentation du code software Hysys.

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation des différents résultats et leurs commentaires.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ ET LES METHODES D'AMELIORATION DES CYCLES

I.1 Introduction

Une turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise) appartient à la famille des moteurs à combustion interne. Son rôle est de produire soit l'énergie mécanique par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice, ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de la turbine dans une tuyère (Turbo réacteur) [1].

I.2 Généralités sur les turbines à gaz

On peut classer les turbines comme suit :

- Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on trouve dans les applications industrielles les turbines hydrauliques, à vapeur et à gaz. Dans ces dernières, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

- Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissant en deux classes :

D'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre. D'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaire) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voitures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautique, très diversifiées on peut citer:

- Les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupe de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée.

- Les machines utilisées dans les stations de pompage et décompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché.

- Les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre de 50 à 60 % [2-3].

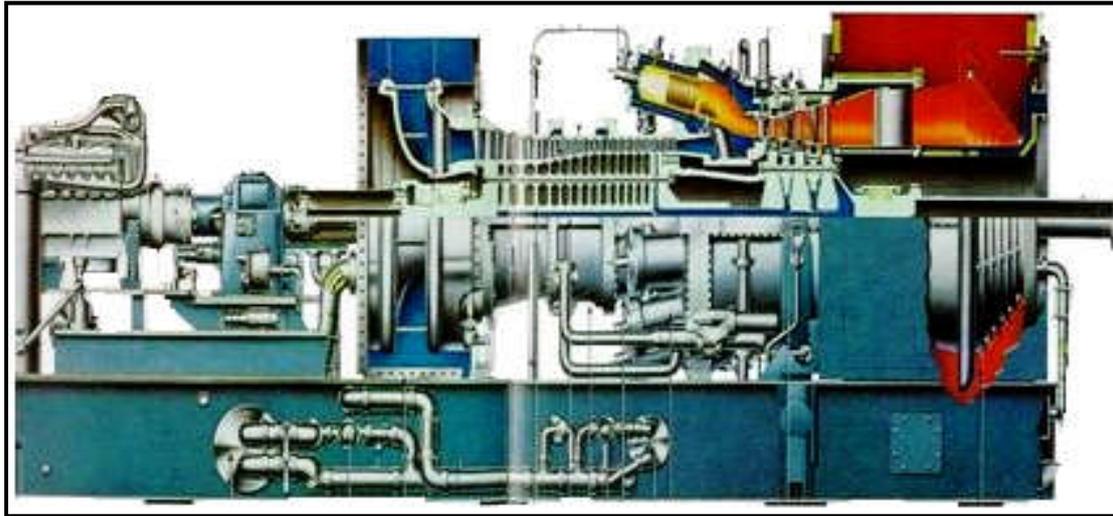


Figure I.1. Une turbine à gaz [3].

I.3 Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel [4].

I.3.1 Les éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments:

- **Un compresseur**, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.

➤ Une **chambre de combustion**, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.

➤ Une **turbine**, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion [5].

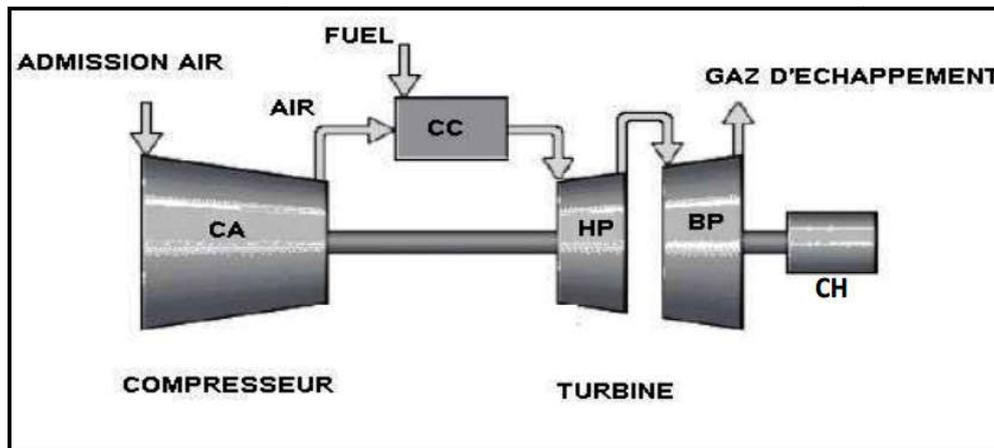


Figure I.2. Les éléments de la turbine à gaz [6].

I.3.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- ❖ Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- ❖ Elle le comprime à une pression plus élevée.
- ❖ Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.

❖ Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

❖ Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La figure I.3. Montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus [7].

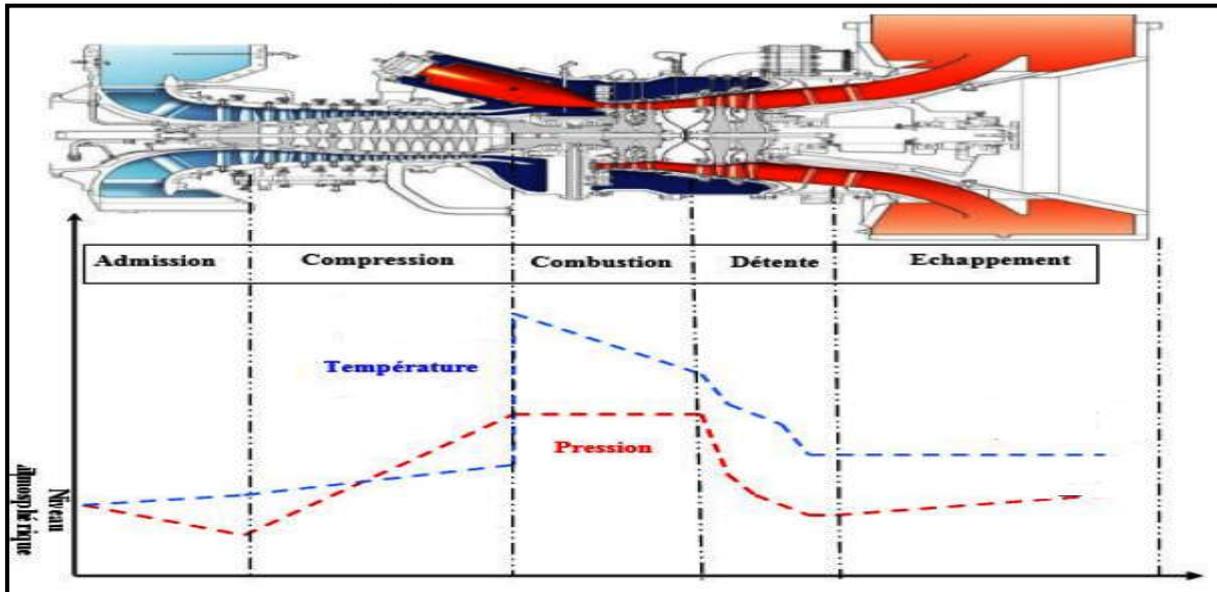


Figure I.3. Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [8].

I.3.3 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- Mode de construction.
- Mode de travail.
- Mode de fonctionnement thermodynamique.

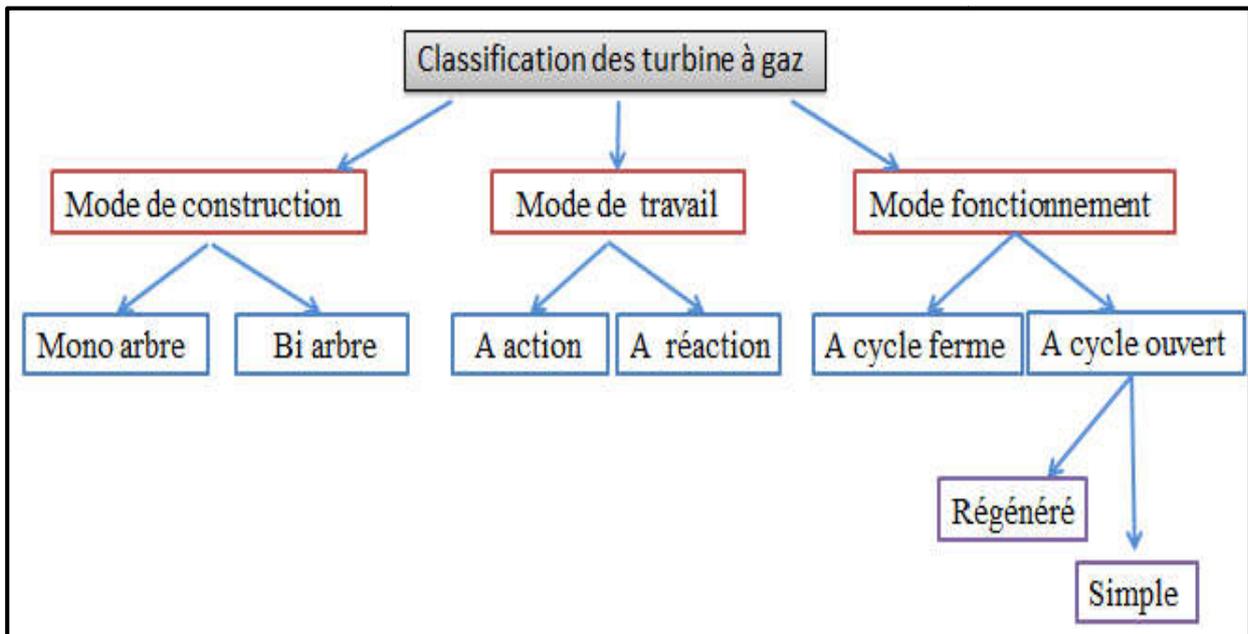


Figure I.4. Classification générale des turbines à gaz [5].

I.3.3.1 Mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère (Voir Fig. I.5 et Fig. I.6) [7].

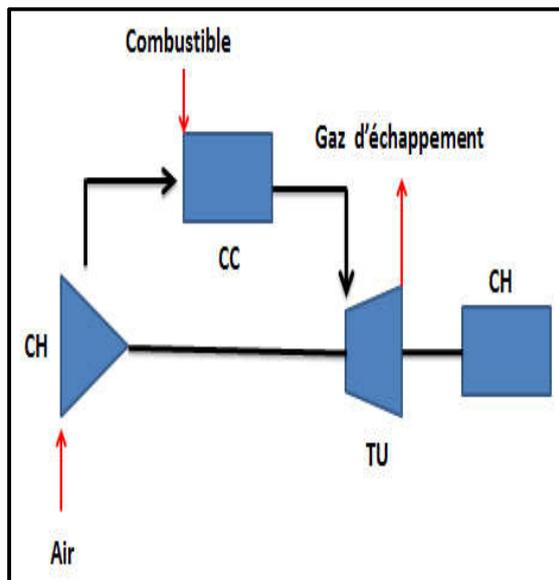


Figure I.5. Turbines à gaz à un arbre.

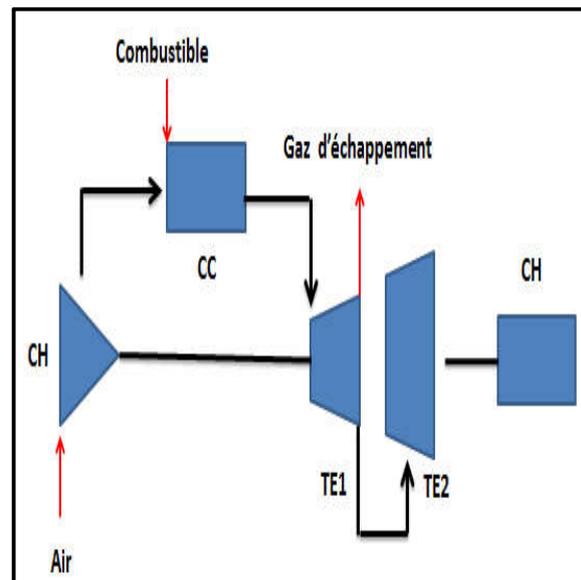


Figure I.6. Turbines à gaz à deux arbres.

CH : charge.

CR : compresseur d'air.

CC : chambre de combustion.

TU : turbine.

TE1 : turbine d'entraînement compresseur.

TE2 : turbine d'entraînement.

I.3.3.2 Mode de travail

On distingue deux types de turbine :

➤ Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$. (Fig. I.7)

➤ Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale [4].

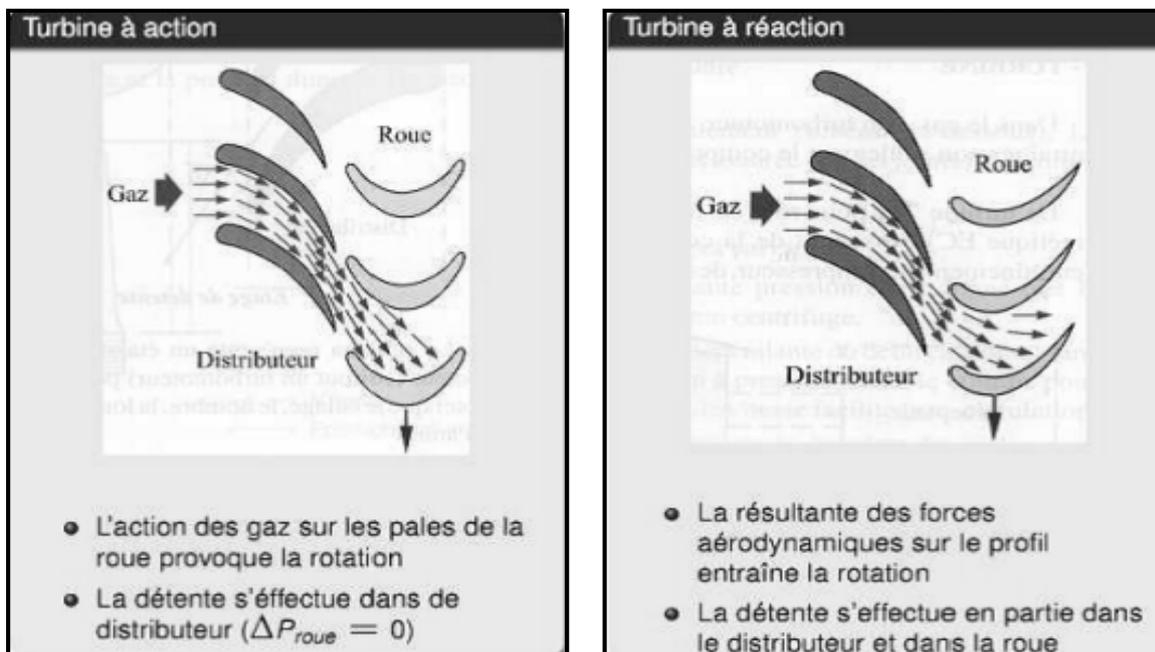


Figure I.7. Schéma de turbine à action [9]. Figure I.8. Schéma de turbine à réaction [9].

I.3.3.1 Mode de fonctionnement Thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques:

➤ Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

➤ Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

➤ Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages [7].

I.3.4 Domaines d'application des turbines à gaz

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

I.3.4.1 Domaines fixes (utilisation industrielle)

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

I.3.4.1 Domaines mobiles

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.

Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice) [10].

I.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.4.1 Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

I.4.2 Inconvénients

Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif: 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel. Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). Attitre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000KW, 32 à 38% pour un groupe diesel [7].

I.5 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz

I.5.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont [11] :

- ✓ La température.
- ✓ La pression.
- ✓ L'humidité.
- ✓ Les poussières.

I.5.1.1 La température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

I.5.1.2 La pression ambiante

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile.

I.5.1.3 L'humidité relative

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente. (Voir Fig. I.9)

I.5.1.4 Les poussières

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère a augmenté à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

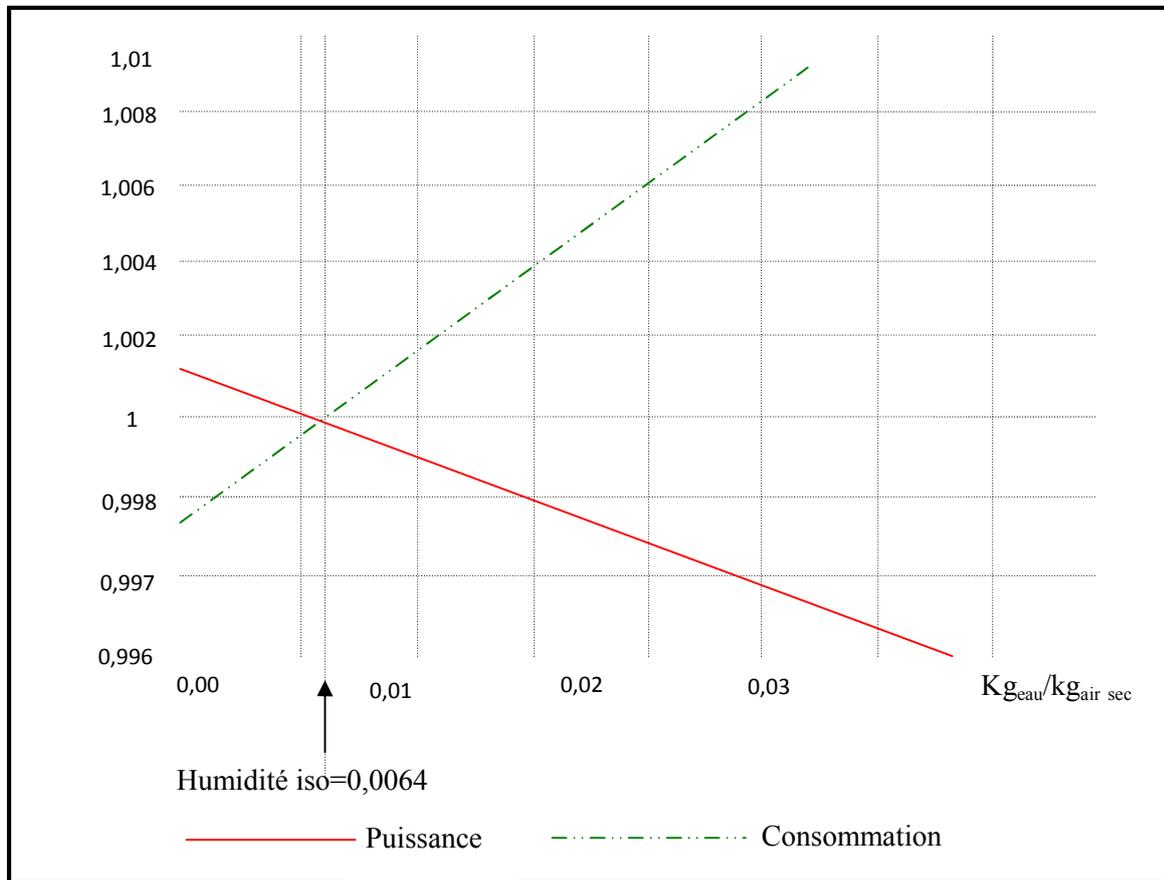


Figure I.9. Influence de l'humidité sur la puissance et la consommation spécifique de la turbine [11].

I.5.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont énumérés ci-dessous [11]:

- ✓ Chute de pression dans la section d'admission du compresseur.
- ✓ Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine.
- ✓ Type de combustible.
- ✓ Injection de vapeur.

I.5.2.1 Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur.

Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

I.5.2.2 Chutes de pression dans le système d'échappement

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère. Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

I.5.2.3 Influence du type de combustible

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil.

En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de TAG. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

I.5.2.4 Injection de vapeur et l'injection d'eau

Injection de vapeur ou d'eau peut avoir les deux buts suivants [12] :

- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (Nox).
- Une augmentation de la puissance débitée.

I.5.2.4.1 Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (Nox)

La méthode d'injection de vapeur ou d'eau a été présentée au début des années 70 pour limiter et contrôler la présence des oxydes d'azote ou Nox.

L'injection est habituellement effectuée dans la zone du chapeau de la chambre de combustion. Le système d'injection limite la quantité maximale de vapeur ou d'eau injectable, afin de sauvegarder la stabilité et la continuité dans le processus de combustion.

Cependant, la quantité de vapeur et d'eau injectée est suffisante pour réaliser des niveaux de réduction de Nox considérables.

Selon la quantité de vapeur ou d'eau injectée dans la chambre de combustion, réglée automatiquement par le système de contrôle de la turbine, en relation avec le niveau Nox désiré, la puissance débitée augmentera en raison de l'augmentation du débit massique traversant la turbine à gaz.

Dans le cas de l'injection de vapeur, la consommation spécifique diminuera également pour les mêmes raisons applicables aux gaz combustibles à faible pouvoir calorifique.

Au contraire, ce dernier avantage n'existe pas dans le cas de l'injection d'eau, car elle exige la vaporisation d'une quantité de combustible plus grande pour satisfaire les conditions nécessaires pour l'injection dans la chambre de combustion.

Dans des conditions de service de pointe, avec un maximum de 1250heures/an, il est possible d'augmenter le débit d'eau dans la zone du chapeau de la chambre de combustion afin d'augmenter la puissance débitée de la turbine à gaz. Evidemment, cela réclame des intervalles d'entretien plus courts [12].

En ce qui concerne les débits d'eau maximums et les d'entretien, ceux-ci doivent être évalués au cas par cas, en fonction du modèle de machine et de son système de combustion.

I.5.2.4.2 Augmentation de la puissance

L'injection de vapeur pour augmenter la puissance a été rendue disponible et fiable par plus de 30 ans d'expérience.

A la différence de l'injection d'eau, la vapeur est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, de ce fait éliminant tous les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs de pourcentage de débit massique de l'air d'aspiration du compresseur.

La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 par rapport à la température de refoulement du compresseur ; la pression limite d'approvisionnement de vapeur doit être (d'eau moins) 4bar (g) plus grande que la pression maximal dans la chambre de combustion. Dans le cas de l'injection de vapeur ou d'eau, la quantité de vapeur injectée dans des conditions de charge partielle doit être égale à la quantité requise pour la réduction Nox.

Une fois la valeur de la charge de base atteinte, le système de commande donne le feu vert pour injecter de la vapeur additionnelle nécessaire pour augmenter la puissance débitée de la turbine [12].

I.6 Amélioration du cycle de Brayton

Un moteur de turbine à gaz aéronautique doit rester léger et compact et il n'est pas possible d'ajouter d'une manière significative des composants afin d'améliorer ses performances. La turbine à gaz industrielle ne subit pas ces contraintes. En tenant compte de ces grands avantages, les chercheurs ont exploré un certain nombre de stratégies qui peuvent être appliquées afin d'obtenir des améliorations significatives des performances de ces machines.

En règle générale, la puissance d'une TAG peut être relevée en augmentant la puissance de sortie de la turbine de détente ou en diminuant la puissance absorbée par le compresseur[13].

I.6.1 Récupération de la chaleur des gaz d'échappement

I.6.1.1 Introduction

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans les installations de turbine à gaz. Pour cela le rendement de ces dernières peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion on récupère une partie de chaleur de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère [11].

I.6.1.2 But de la récupération de chaleur

Grâce à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique [11].

I.6.1.3 Régénération (cycle de récupération)

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, T_4 est souvent plus haute que T_2 (Fig. I.10). 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. Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion.

Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 qui sera égale à T_6 . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle on aura une augmentation du rendement thermique [13].

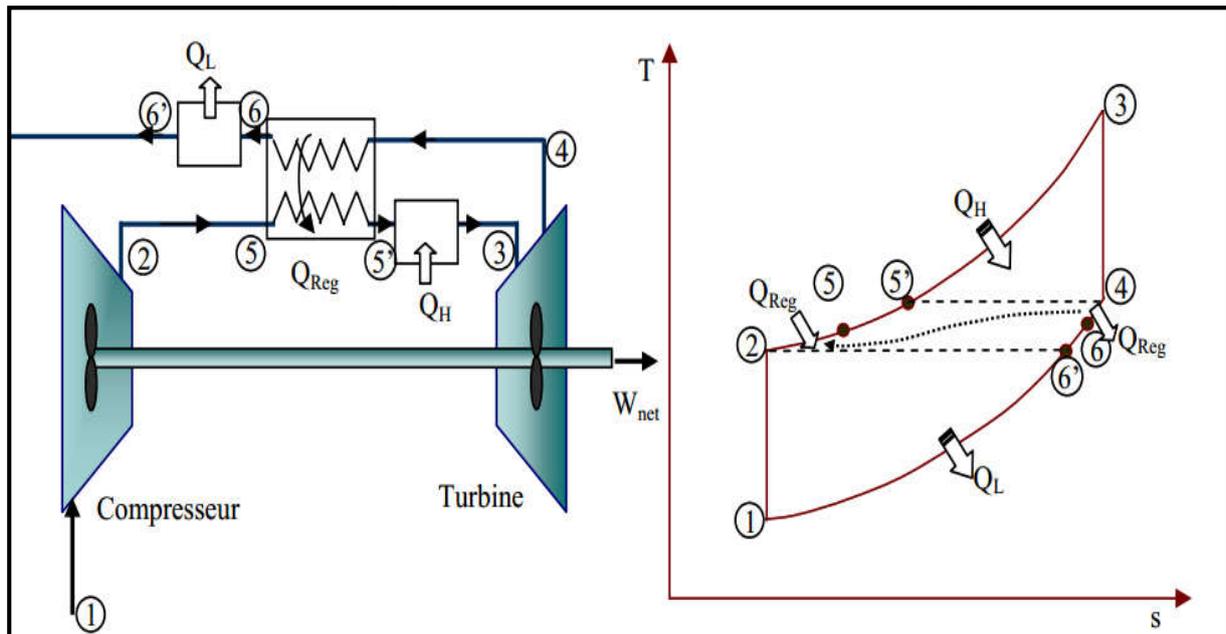


Figure I.10. Cycle Brayton avec régénération.

I.6.2 Injection de masse de fluide dans le circuit de la TAG

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion. Les points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure(I-11).

L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50, et dans des turbines à gaz industrielles depuis les années 60.

L'injection augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement, qui donne une puissance additionnelle au cycle. Cette méthode consiste aussi en une diminution de la formation de NOx dans la chambre de combustion et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine. La vapeur à haute pression peut être injectée dans la chambre de combustion, comme la vapeur à une pression intermédiaire et à basse pression est souvent injectée dans le premier étages de turbine à gaz, suivant les indications de la (Fig. I.11). Il y a plusieurs turbines à gaz particulièrement conçues avec l'injection de vapeur [14].

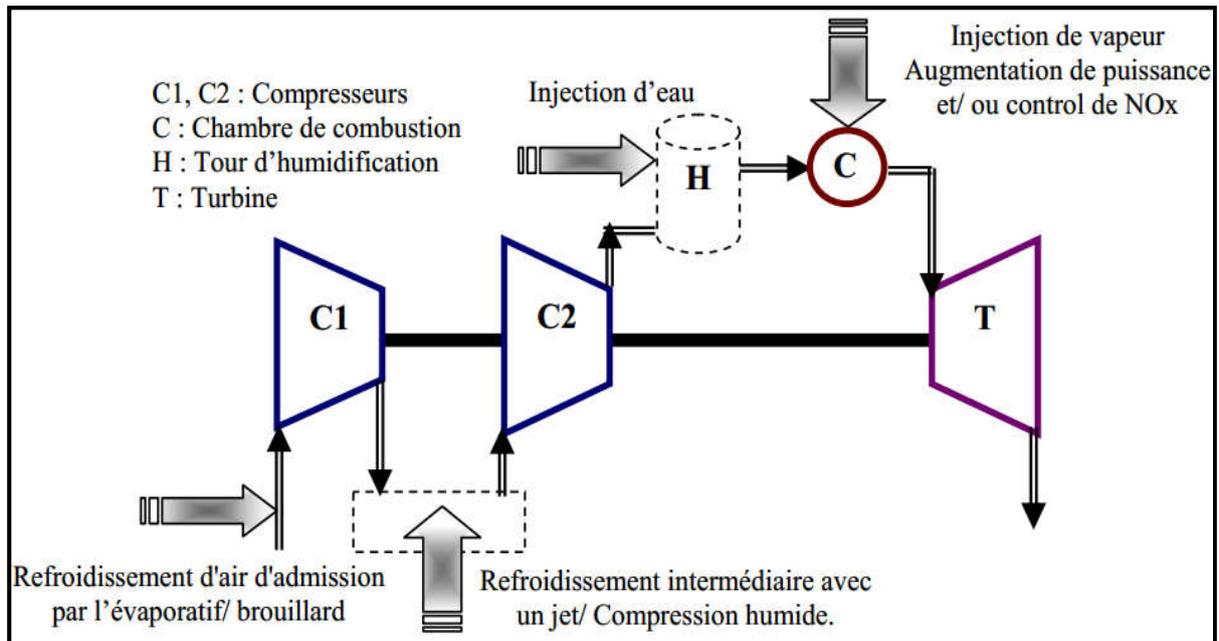


Figure I.11. Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TAG.

I.6.2.1 Cycles avec injection d'eau à l'amont du compresseur

L'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur est une méthode établie pour l'augmentation de puissance lors des journées chaudes. Quand la température ambiante est haute, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fourni par le compresseur [14].

Avec la suralimentation, la pression d'admission dans le système peut être augmentée et cela a comme conséquence une puissance additionnelle développée dans la turbine à gaz. L'utilisation d'un séparateur de particules tournant peut donner deux objectifs ; comme filtre à air d'admission, et comme suralimentation (Fig. I.12).

Le séparateur tournant permet une séparation efficace des particules solides et liquides du diamètre 0.1 millimètre et celles les plus grandes des molécules du gaz. Pour une production importante de puissance, il est préférable d'ajouter un refroidisseur évaporatif à l'amont du filtre. Les avantages du refroidissement d'air pour l'augmentation de puissance sont décrits par plusieurs auteurs.

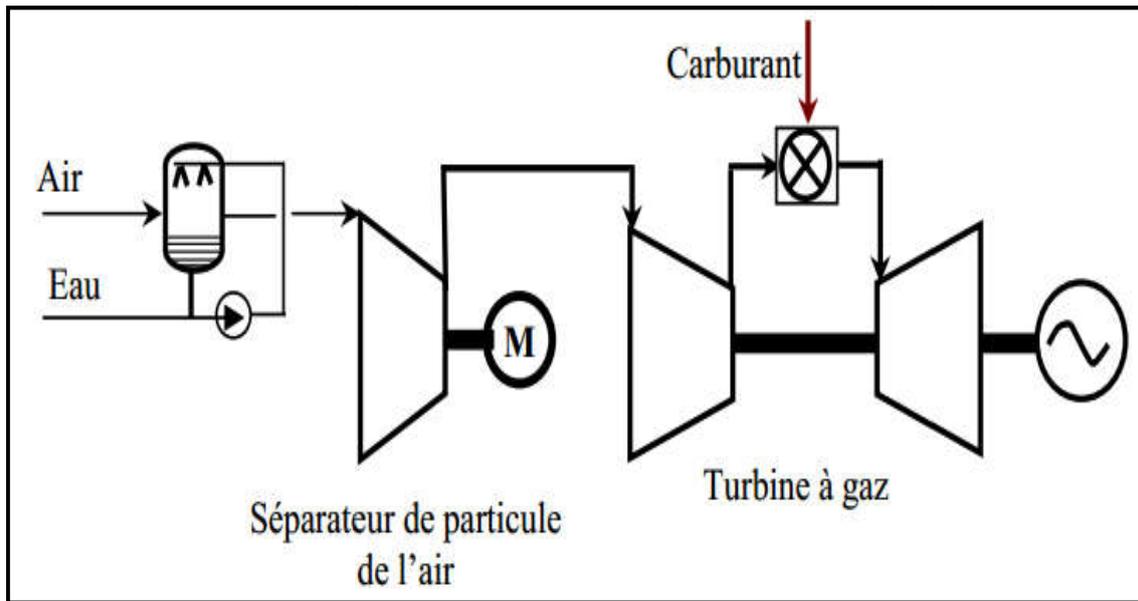


Figure I.12. Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation.

I.6.2.2 Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur

L'eau peut être injectée après le compresseur dans un évaporateur entraîné par l'énergie des gaz d'échappement pour améliorer le rendement du cycle. Cette augmentation de puissance par un débit massique supplémentaire est le principe de base de tous les cycles avec l'injection d'eau ou de vapeur.

Différentes configurations de cycle avec injection d'eau à plusieurs endroits et modes de récupération de l'énergie des gaz chauds ont été suggérées par .La principale difficulté reste toutefois la nécessité de soumettre l'eau injectée à un traitement préalable, et une installation de traitement entraîne un accroissement des investissements[14].

I.6.2.3 Cycles avec injection de vapeur à l'amont, dans et à l'aval de la chambre de combustion

La vapeur produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement peut être injectée, par exemple avant la chambre de combustion, dans la chambre de combustion, après la chambre de combustion, ou entre les turbines (s'il y a plusieurs détente). L'augmentation du débit massique du fluide moteur à travers la détente relève le rendement et la puissance utile de la turbine à gaz[14].

I.7 Étude descriptive de la turbine à gaz MS5002C

I.7.1 Introduction

Les turbine à gaz au niveau du champ de **Hassi R'mel** sont de modèle MS5002C, elles sont utilisées pour entrainer des compresseur centrifuges multi étages.

I.7.2 Présentation de la turbine à gaz MS5002C

La turbine à gaz MS5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dan des chambres de combustion.

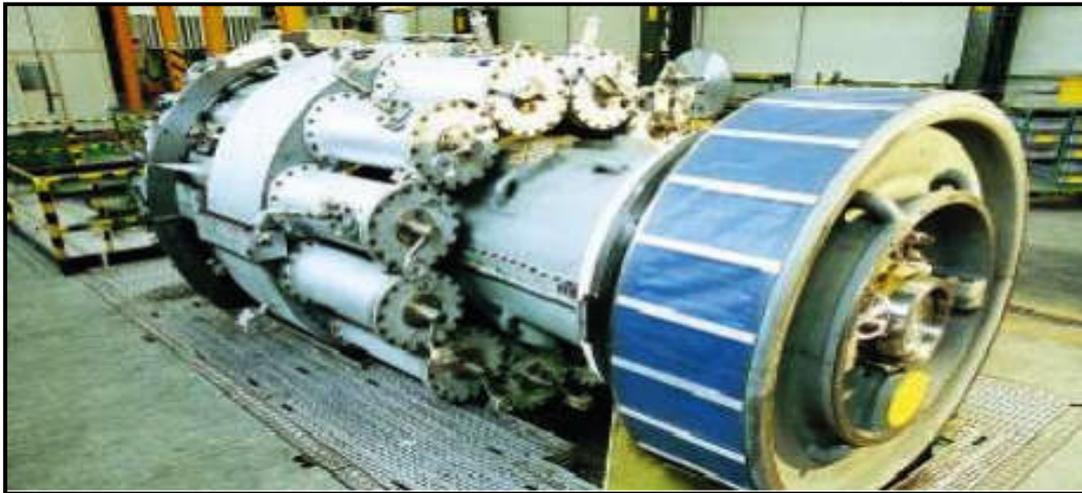


Figure I.13. Turbine à gaz MS5002C [6].

I.7.2.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C

Série du modèle de la turbine à gaz		MS5002C
Emploi de la turbine à gaz		Entrainement mécanique
Cycle		Simple
Rotation de l'arbre		Sens antihoraire
Vitesse d'arbre	VHP	5100tr/min
	VBP	4903 tr/min
Commende électronique		Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protection		Survitesse, température excessive, Détection de vibration et Flamme

Données nominales de la place	Puissance de base	38000HP ou 28337KW
	Température d'admission	59°F ou 15°C
	Pression d'échappement	14.7 PSI ou 1.013Bars
Section compresseur	Nombre d'étages	16
	Taux de compression	6-8
	Types de compresseur	Flux axial, grande capacité
	Types des aubes directrices	Variable
Section turbine	Nombre d'étage	2 {deux arbres}
	Injecteurs premier étage	Zone fixe
	Injecteurs deuxième étage	Variables
Section combustion	Type	12 brûleurs multiples
	Disposition des chambres	Positionnées concentriquement autour du compresseur
	Injecteur combustible	Type combustible gazeux, un par chambre
	Bougies	2, type électrode
	Détecteur de flamme	4, type ultraviolet
Ensemble palier		4
Système démarrage		Moteur électrique
Système de combustible	Type	Gaz naturel
	Signal contrôle combustible	Panneau de commende turbine
	Vanne arrêt gaz, rapport et commende	Servocommande électro-hydraulique
Système de Lubrification	Lubrifiant	A base de pétrole
	Capacité total	23530 litres
	Pression sur les appuis	25 PSI, ou 1.72 Bars
	Pompe de grisage [Principale, Auxiliaire,	3

	Urgence]	
Système d'alimentation	Pompe hydraulique [Principale, Auxiliaire]	2
	Filtre hydraulique d'alimentation	Double avec vanne de transfert

Tableau .I.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C [15].

I.7.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion où le combustible est débité sous pression (voir la Fig. I.14), une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère [6].

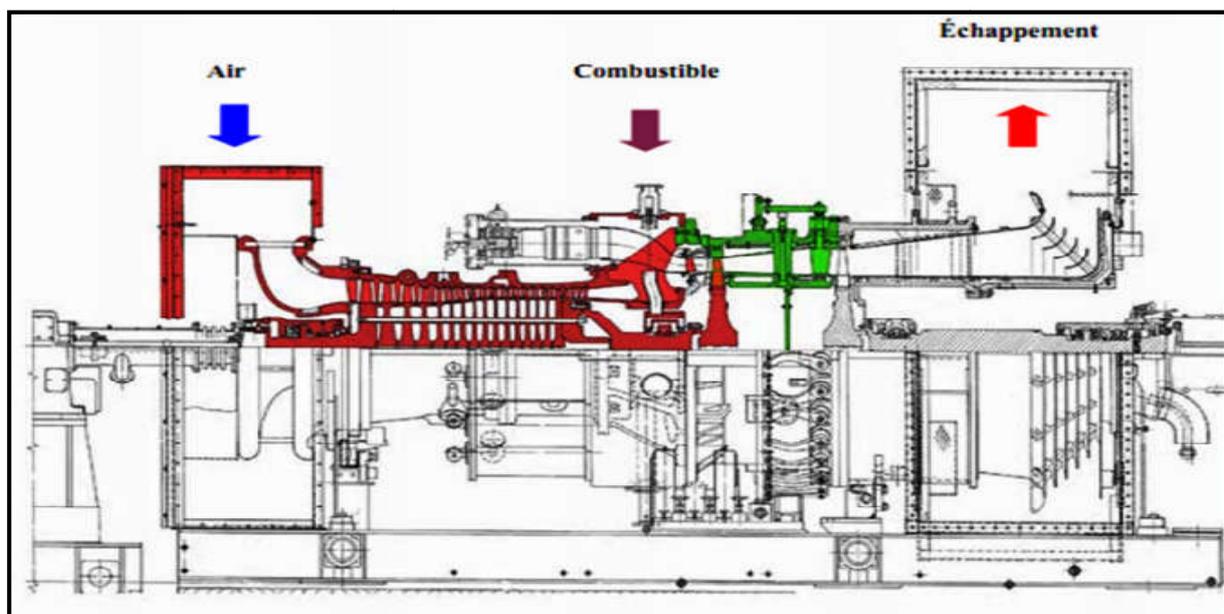


Figure I.14. Présentation de la TAG MS5002C [15].

I.7.4 Les sections principales de la turbine à gaz MS5002C

La turbine à gaz du type MS5002C a des sections principales, ces composantes sont montrées dans la figure suivante (Fig. I.15) :

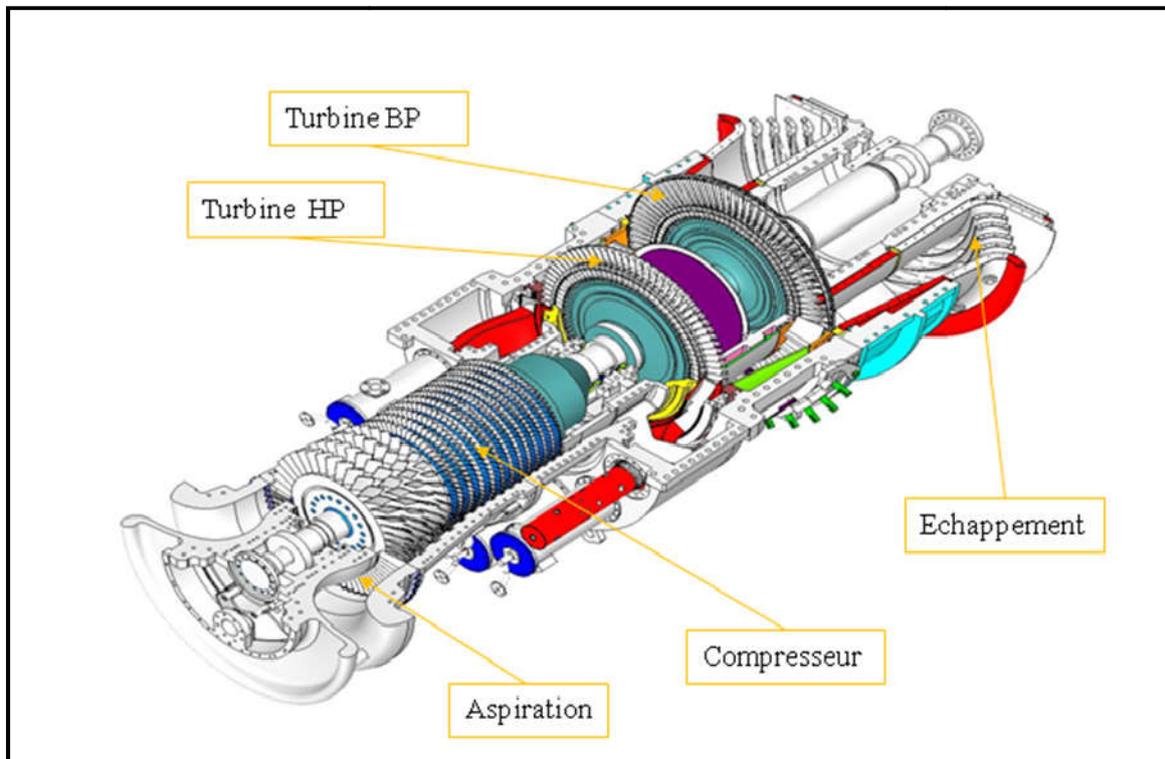


Figure I.15. Différente section de turbine à gaz MS5002C [11].

I.7.4.1 Section d'aspiration

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stator du compresseur.

D'air et entraîner des pertes de performance dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relie au caisson d'admission de la turbine (voir Fig. I.16 et Fig. I.17). Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine [16].



Figure I.16. Section d'aspiration [17].



Figure I.17. Les filtres d'aspiration [17].

I.7.4.2 section de compresseur

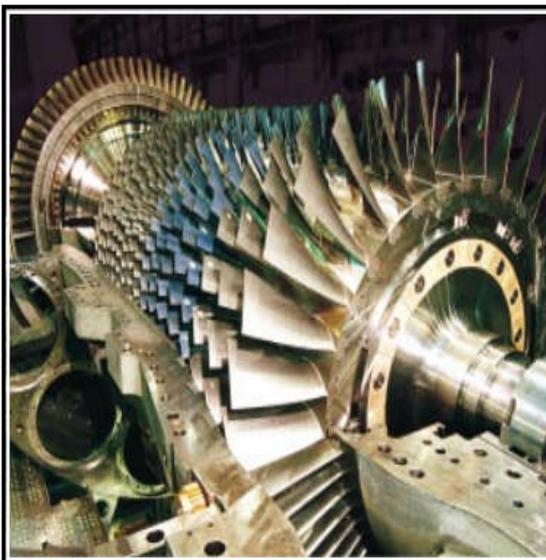


Figure I.18. Section compresseur [17].

La section de compression axiale comprend le corps stator et rotor. Cette dernière comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 déflecteurs de sortie. Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression. Ils sont insérés dans des rainures et maintenus dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au but des rainures. Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successif du rotor. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants [16].

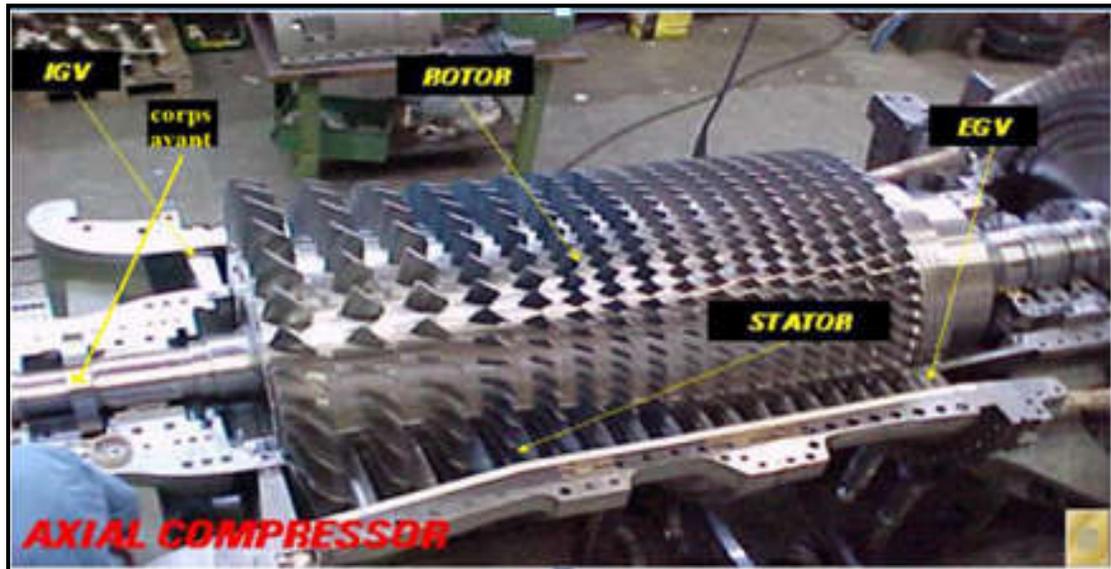


Figure I.19. Le compresseur axial [16].

IGV: Intel Guide Valve.

EGV: End Guide Valve.

I.7.4.2.1 Le rotor de compresseur

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage. Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures [6].

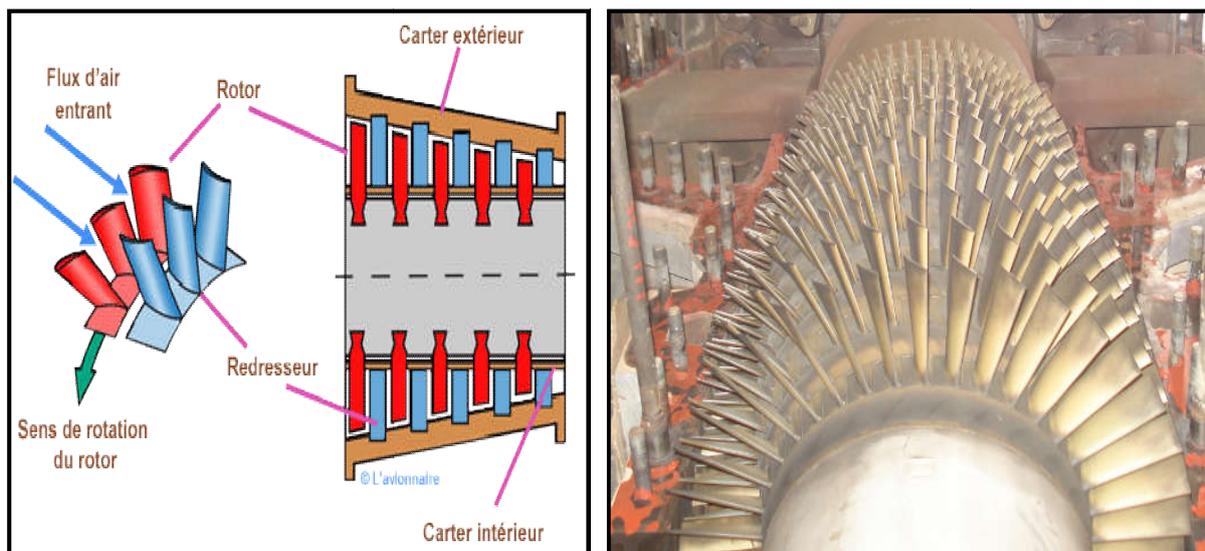


Figure I.20. Rotor de compresseur [17].

I.7.4.2.2 Le stator du compresseur

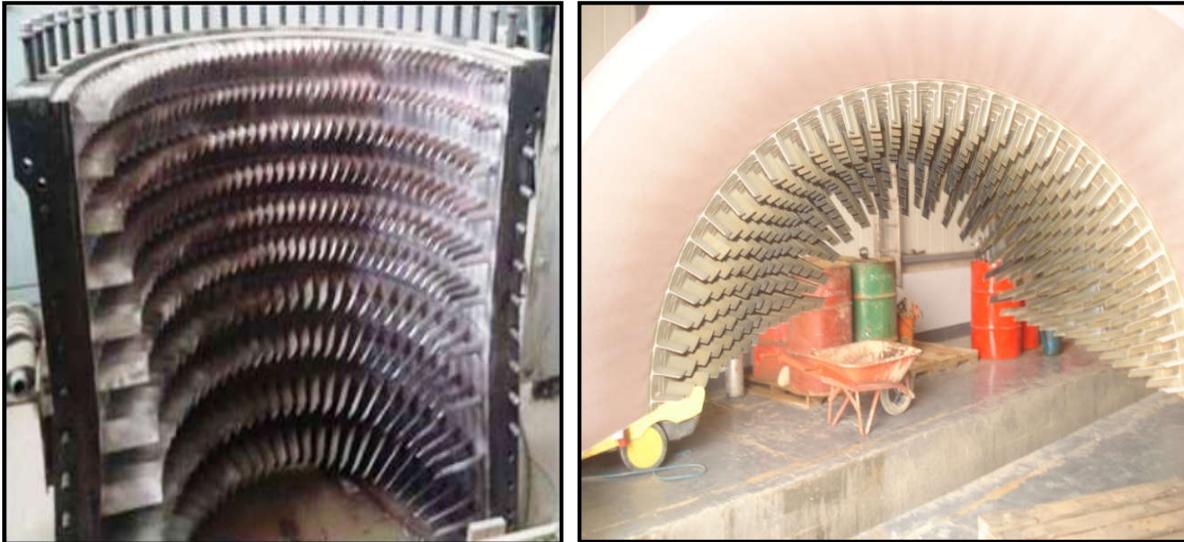


Figure I.21. Stator de compresseur [17].

La partie stator est composée de 4 éléments principaux:

I.7.4.2.2.1 Corps coté aspiration

Se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier de stator.

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur Il abrite le palier No.1 (voir Tab. I.2) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Intel Guide Vanes) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur) [6].

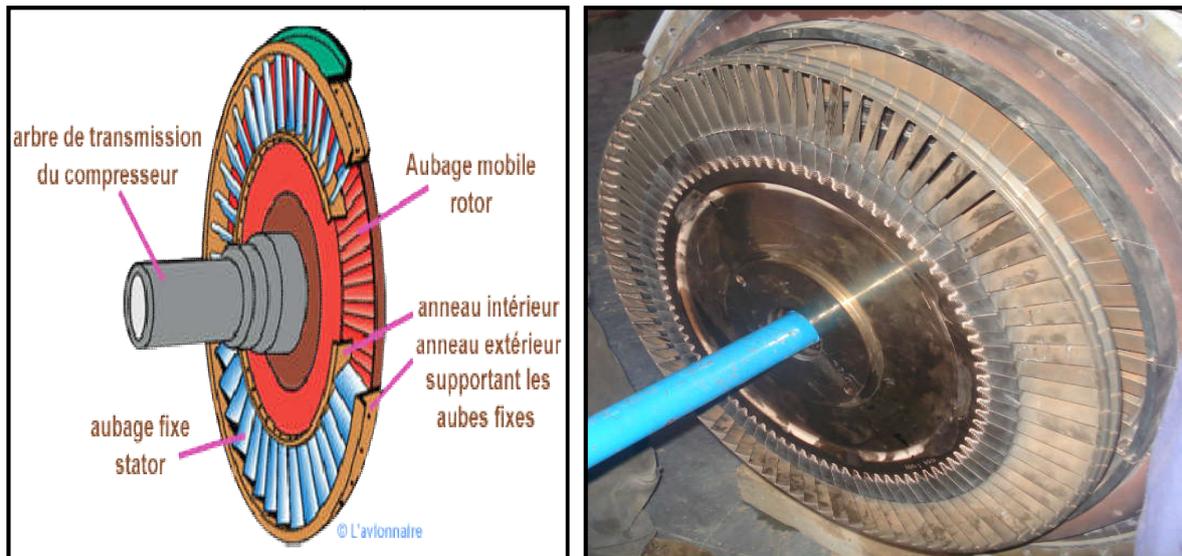


Figure I.22. Schéma du command des IGV [17].

I.7.4.2.2 Corps partie avant du compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle. Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission [6].

I.7.4.2.2.3 Corps partie arrière du compresseur

Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du 10ème étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

I.7.4.2.2.4 Corps du compresseur coté refoulement

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

Il abrite aussi le palier N°2(voir Tab. I.2). A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion [16].

I.7.4.3 Section de combustion

La section combustion comporte les éléments suivants :

- L'enveloppe de combustion.
- Les chambres de combustion.
- Ensembles de pièces de transition.
- Brûleurs, bougies et détecteurs de flamme.

I.7.4.3.1 L'enveloppe de combustion

Elle est recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition. L'enveloppe de combustion qui est contient de 12 corps de combustion extérieur.

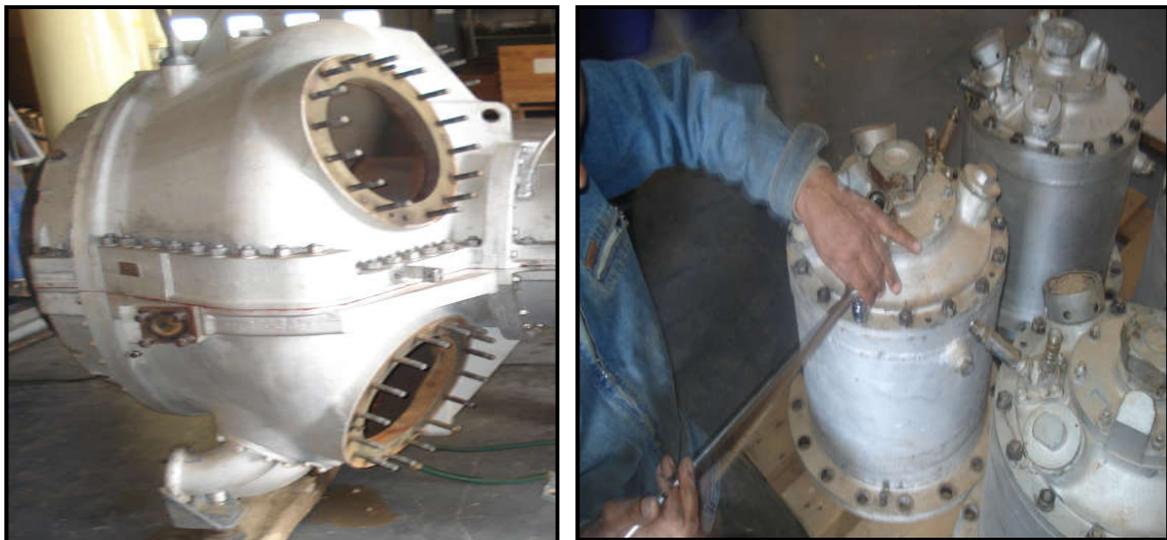


Figure I.23. L'enveloppe de combustion [17].

I.7.4.3.2 Chambres de combustion

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (Fig. I.24). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre

de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu.

Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres de combustion. Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self-maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables [16].

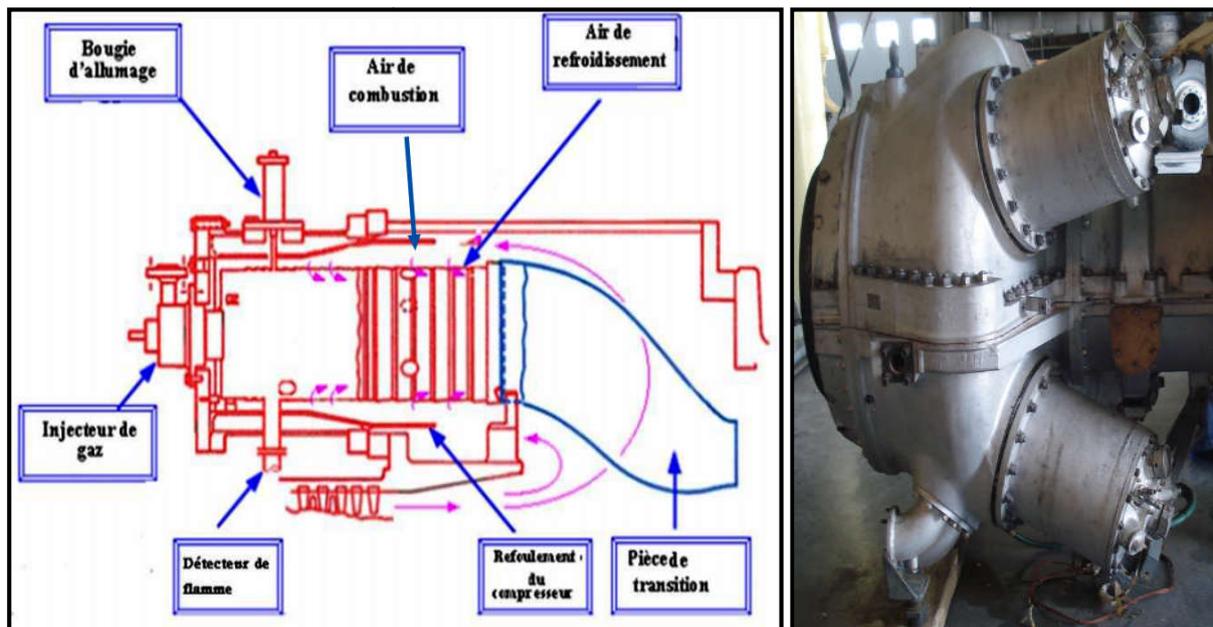


Figure I.24. Schéma de Chambre de combustion [17].

I.7.4.3 Ensembles des pièces de transition

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage. Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition (voir Fig. I.25) [16].

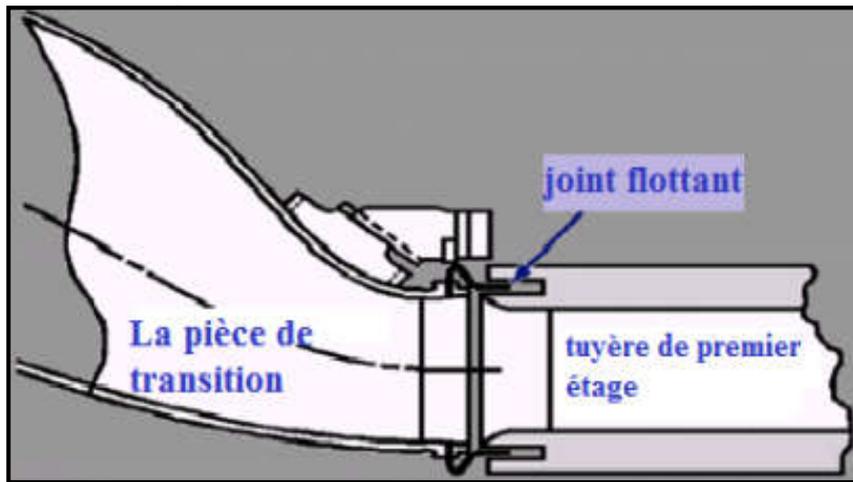


Figure I.25. Pièces de transition.

I.7.4.3.4 Brûleurs, bougies et détecteurs

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage. Un système de capteur de flamme à ultraviolet est installé au niveau de deux chambres de combustion adjacentes. Chaque capteur contient un détecteur rempli de gaz. Ce gaz est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme [16].



Figure I.26. Bougie à flamme [17].



Figure I.27. Détecteur à flamme [17].

I.7.4.4 Section turbine

Cette partie contient des gaz chauds du ministère de la pénétration qui a été converti en énergie mécanique.

I.7.4.4.1 Corps de turbine

Cet article ne contient tous les dispositifs qui composent le flux de gaz provenant de la combustion et donc les chambres par des roues chemin jusqu'à l'échappement. Et ceci est la partie principale des turbines.

I.7.4.4.2 Directrices 1^{ère} étage

A ce stade, la montée en pression à chaud de gaz et de laisser les chambres de combustion à travers la pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (voir Fig. I.28). La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation. Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion [16].



Figure I.28. Directrices 1^{ère} étage [17].

I.7.4.4.3 Directrices 2^{ème} étage

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP. Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique (voir Fig. I.29) [16].

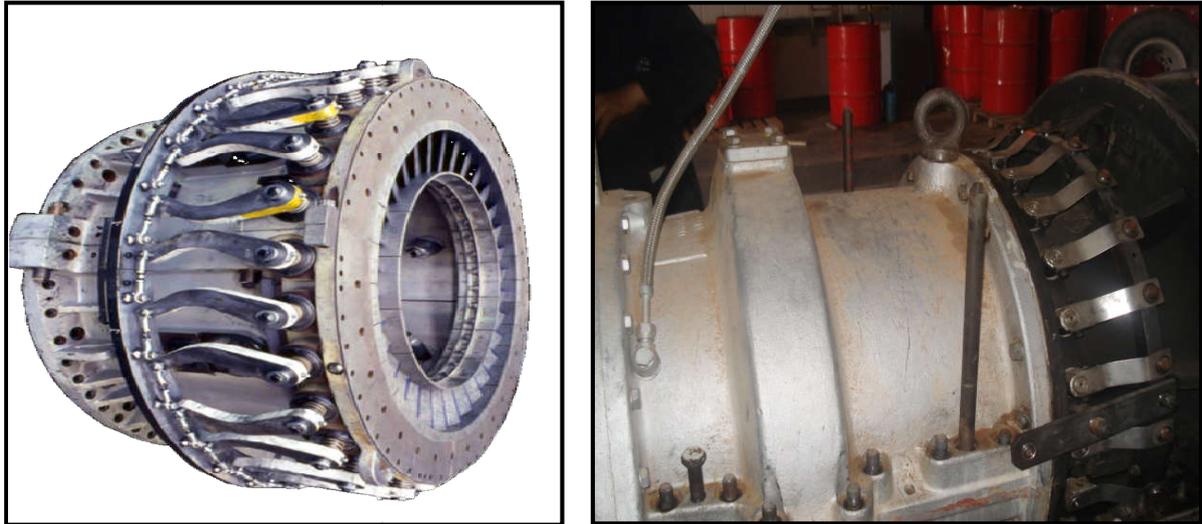


Figure I.29. Directrices 2^{ème} étage [17].

I.7.4.4 Roues de la turbine

La turbine comprend 2 roues :

La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir fig. I.30 et tableau. I.2).

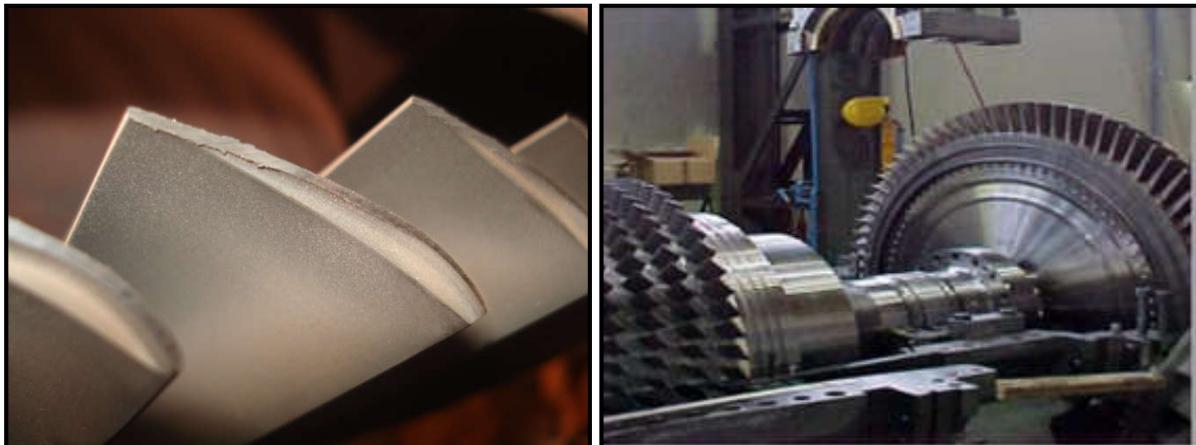


Figure I.30. Roue de turbine HP [17].

La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir Fig. I.32 et tableau. I.2).



Figure I.31. Aube 2^{ème} roue et Segment de la directrice. **Figure I.32.** Roue de turbine BP.

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10^{ème} étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal [16].

I.7.4.5 Section d'échappement

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

I.7.4.5.1 Plenum d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine.

Il supporte aussi les paliers 3 et 4 (voir Tab I.2), la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz

d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement [16].

I.7.4.5 .2 Caisson d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés [16].

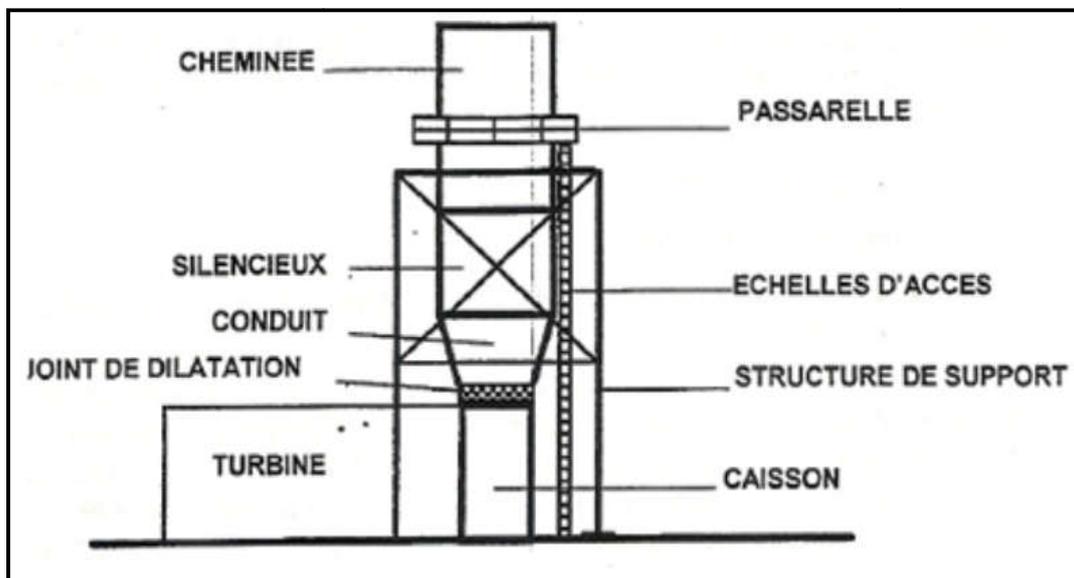


Figure I.33. Principe éléments du système d'échappement.

I.8 Paliers

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz [16] :

Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression.

Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge.

Le tableau. I.2. Les ensembles des paliers.

N°	Genre	Type
1	Palier Butée active	Elliptique Patins oscillants (six patins), auto-égalisateur
	Butée inactive	Cordon conique
2	Palier	Elliptique
3	Palier	Patin oscillants (cinq patins)
4	Palier Butée active	Patins oscillants (cinq patins) Patins oscillants (huit patins) auto-égalisateur
	Butée inactive	Patins oscillants (quatre patins) non-égalisateur

Tableau. I.2. Ensemble des paliers [11].



Figure I.34. Palier de Butée [17].



Figure I.35. Palier Porteur [17].

I.9 Les avantages de la turbine à gaz MS5002C

Inhérents à ce type de machine sont les suivants :

- Puissance massique et volumique très élevée.
- Possibilité de démarrage, prise et variation de charge 0 à 100 % très rapidement ; à titre d'exemple, une machine « heavy duty » de 200 MW installée en France dans les années 1990 dans la région parisienne peut arriver à vitesse nominale 6 minutes après l'ordre de démarrage, fournir les premiers 100 MW en quelques secondes, et les 100 MW restants en 6 minutes.
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).
- Pollution limitée en HC, CO et NOx du fait du contrôle de l'excès d'air et de la température limitée.
- Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération).
- Coûts de maintenance inférieurs aux moteurs pistons.
- Longévité en marche stationnaire.
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles liquides ou gazeux variés et de moindre qualité (gaz pauvre).
- Meilleure aptitude aux arrêts et démarrages fréquents que les turbines à vapeur.
- Peu de génie civil nécessaire pour sa mise en œuvre, et facilité de transport en colis standardisés pour les machines de puissance unitaire inférieure à 100 MW.
- Facilité de standardiser les composants « nobles » (aubages fixes et mobiles), ce qui permet de construire les machines en avance sans connaître les conditions finales d'utilisation sur site.
- Possibilité d'entraîner des machines (pompes ou compresseurs) à vitesse variable sans grande perte de rendement pour les machines « deux arbres », ce qui permet l'utilisation dans les lignes d'oléoducs ou de gazoducs [15].

CHAPITRE II

**ETUDE ENERGETIQUES DES
TAG FONCTIONNENT AVEC
L'INJECTION DE LA VAPEUR**

II.1 Introduction

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, né an moins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz, Le but de ce chapitre est d'étude énergétiques des TAG fonctionnent avec l'injection de la vapeur [13].

II.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz

II.2.1 Etude de cycle de Brayton

II.2.1.1 Etude de cycle idéal de la turbine à gaz

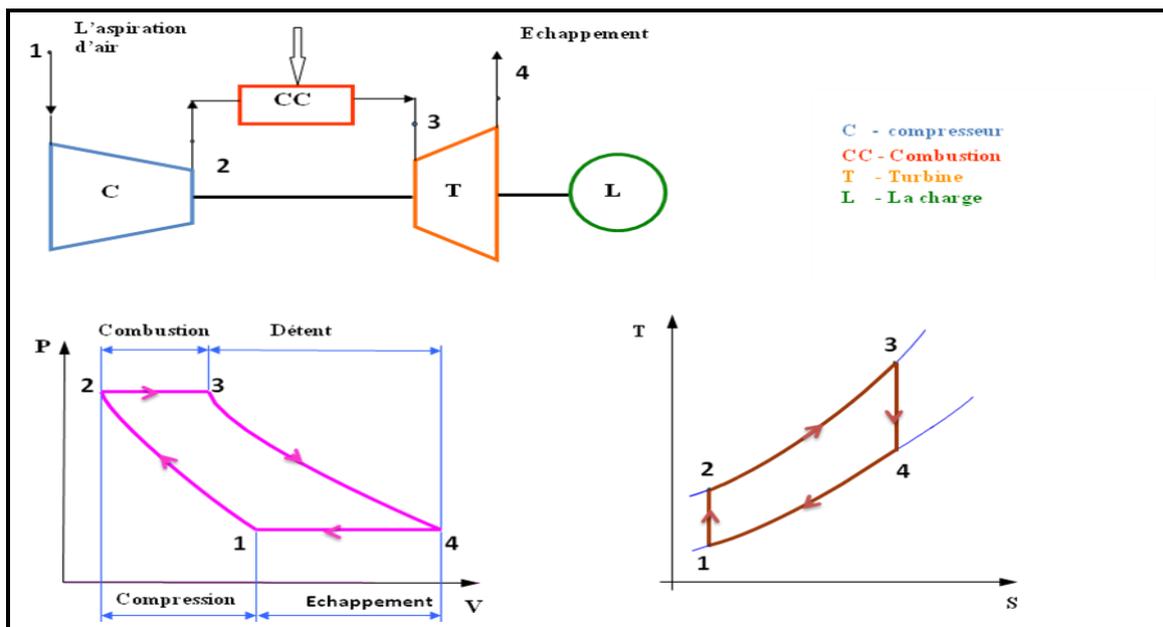


Figure II.1. Cycle thermodynamique de turbine à gaz [11].

- 1 à 2: compression isentropique, (Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare, (Chambre de combustion).
- 3 à 4 : détente isentropique, (Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique, (Echappement). En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement poly tropique est égal à l'unité [17].

II.2.1.2 Etude de 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 (h,s) de la figure (II-2) [18].

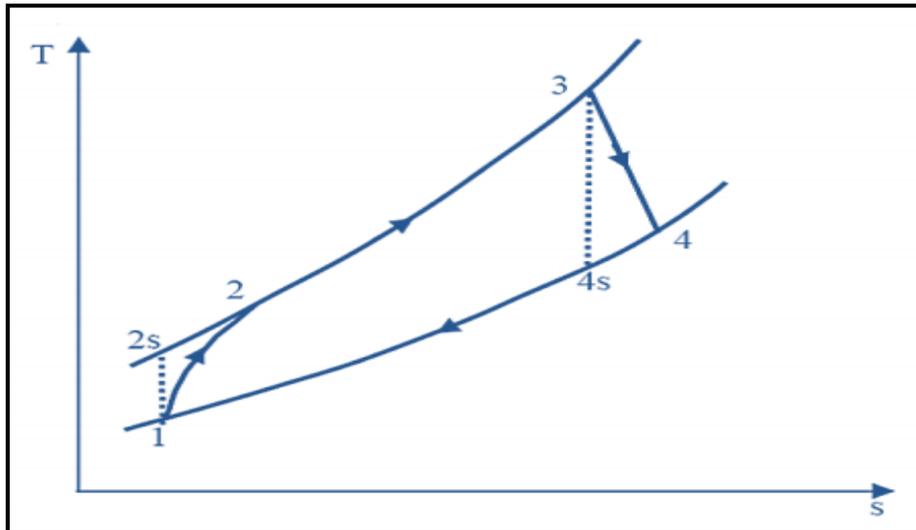


Figure II.2. Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression [18].

II.3 Etude énergétique de cycle de Brayton

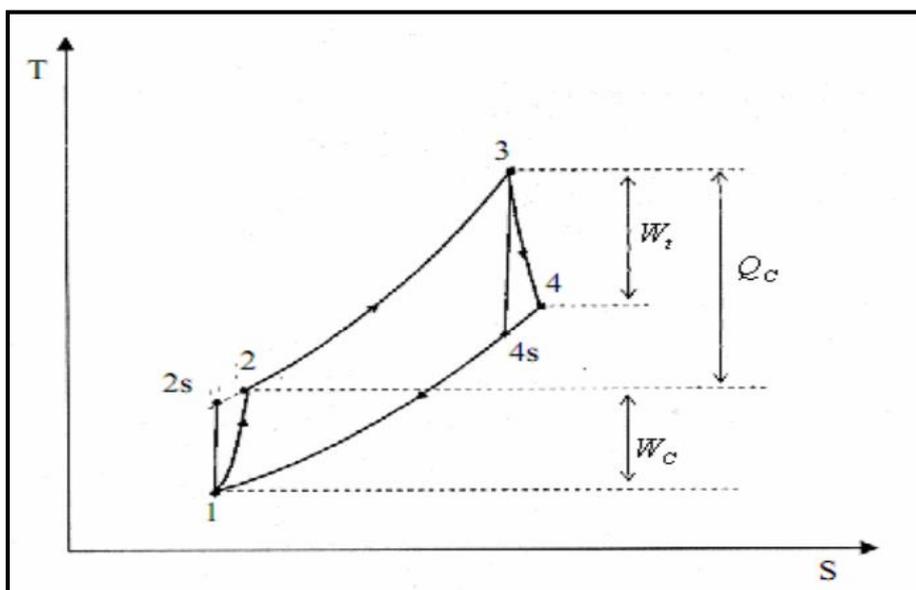


Figure II.3. Cycle de brayton d'une turbine à gaz [5].

II.3 .1 Etude de la compression

La pression à la sortie de compresseur CR

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (\text{II.1})$$

Avec

τ : Taux de compression.

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{SC} :

$$w_{sc} = c_{p_{air}}(T_{2S} - T_1) = c_{p_{air}} T_1 \left(\frac{T_{2S}}{T_1} - 1 \right) \quad (\text{II.2})$$

Transformation isentropique

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left(\frac{P_{2S}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (\text{II.3})$$

$$w_{sc} = c_{p_{air}} T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (\text{II.4})$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_C :

$$\eta_{sc} = \frac{w_{sc}}{w_c} \quad w_c = \frac{w_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (\text{II.5})$$

La température à la sortie de compresseur :

$$w_c = c_{p_{air}}(T_2 - T_1) \quad T_2 = T_1 + \frac{w_c}{c_{p_{air}}} \quad (\text{II.6})$$

II.3 .2 Etude de la combustion

$$Q_{C-C} = c_{p_{moy}}(T_3 - T_2) \quad (\text{II.7})$$

Avec

$c_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés

II.3 .3 Etude de la détente

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = \frac{c_{p_{moy}}}{c_{p_{moy}} - r_{gb}} \quad (\text{II.8})$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{ST} :

$$w_{sT} = c_{p_{moy}}(T_{4S} - T_3) = c_{p_{moy}} T_3 \left(\frac{T_{4S}}{T_3} - 1 \right) \quad (\text{II.9})$$

Transformation isentropique ($p_4 = p_{4s} = p_1$ et $p_3 = p_{2s} = p_2$)

$$\frac{T_{4S}}{T_3} = \left(\frac{P_{4S}}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{1}{\tau}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \quad (II.10)$$

$$w_{sT} = c_{p_{moy}} T_3 \left(\left(\frac{1}{\tau}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} - 1 \right) \quad (II.11)$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sc} = \frac{w_T}{w_{sT}} \quad w_T = \eta_{sc} * w_{sT} \quad (II.12)$$

Température à la sortie de turbine (l'échappement):

$$w_T = c_{p_{moy}}(T_4 - T_3) \quad T_4 = T_3 + \frac{w_T}{c_{p_{moy}}} \quad (II.13)$$

II.3 .4 Bilan de cycle

Le travail utile w_{uT} :

$$w_{uT} = |w_T| - |w_C| \quad (II.14)$$

La puissance de compresseur P_C :

$$P_C = \dot{m}_a \cdot w_C \quad (II.15)$$

La puissance de la turbine P_T :

$$P_T = \dot{m}_a \cdot w_T \quad (II.16)$$

La puissance utile P_{uT} :

$$P_{uT} = |P_T| - |P_C| \quad (II.17)$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{GT} = \frac{w_{uT}}{Q_{C-C}} \quad (II.18)$$

II.4 Cycle thermodynamique de l'injection de vapeur

Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine.

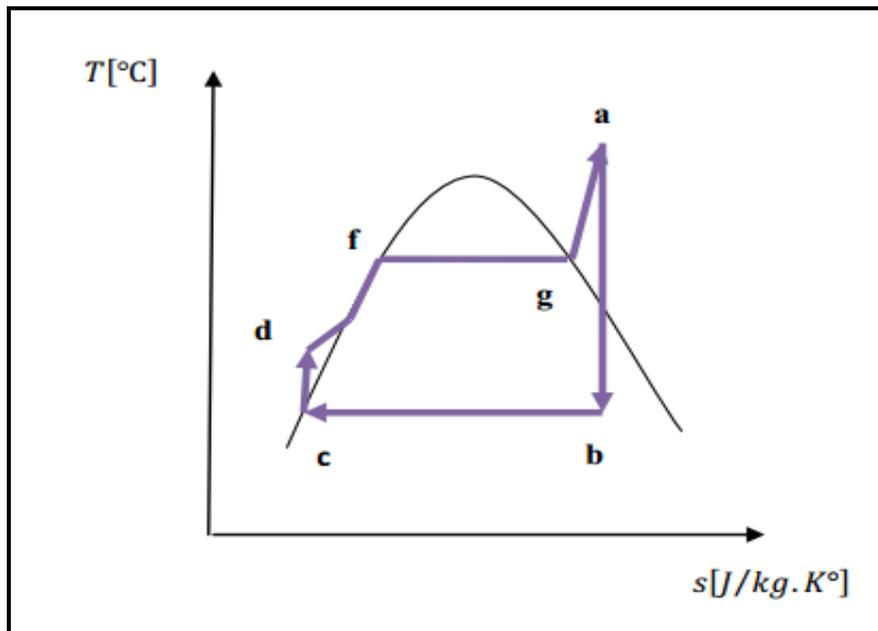


Figure II.4. Cycle de Rankine avec une surchauffe g-a [5].

L'utilisation des tables des propriétés de l'eau (région surchauffée et région saturée) donne l'enthalpie dans le chaque point.

➤ **Point (a) à l'entrée**

A partir l'interpolation bilinéaire (p, T) et la relation (I.19), (I.20), (I.21) : [tableaux région surchauffée], on aura:

$$h_a = h\{P_a, T_a\}; s_l; s_g$$

➤ **Point (b) à la sortie**

Calcul du titre x:

$$s_b = x * s_g + (1 - x) * s_l \tag{II.19}$$

$$x = \frac{s - s_l}{s_g - s_l} \tag{II.20}$$

$$h_{v,tcc} = x * h_g + (1 - x) * h_l \tag{II.21}$$

II.4 .1 Analyse de la combustion

Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée.

Cette opération ne se réalisera que lorsque les paramètres d'entrées du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de la machine [13].

Le calcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan thermique appliqué au régime stationnaire d'un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la fig (II-6).

$$\dot{m}_a * h_{1,a} + \dot{m}_f * PCI + \dot{m}_v * h_{v,tinj} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * h_{3,g} + \dot{m}_v * h_{v,tcc} \tag{II.22}$$

$$cp_{air} T_1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} * PCI + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * h_{v,tinj} = \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right) * cp_{moy} T_3 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * h_{v,tcc} \tag{II.23}$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * (h_{v,tcc} - h_{v,tinj}) + cp_{moy} T_3 - cp_{air} T_1}{PCI - T_3} \tag{II.24}$$

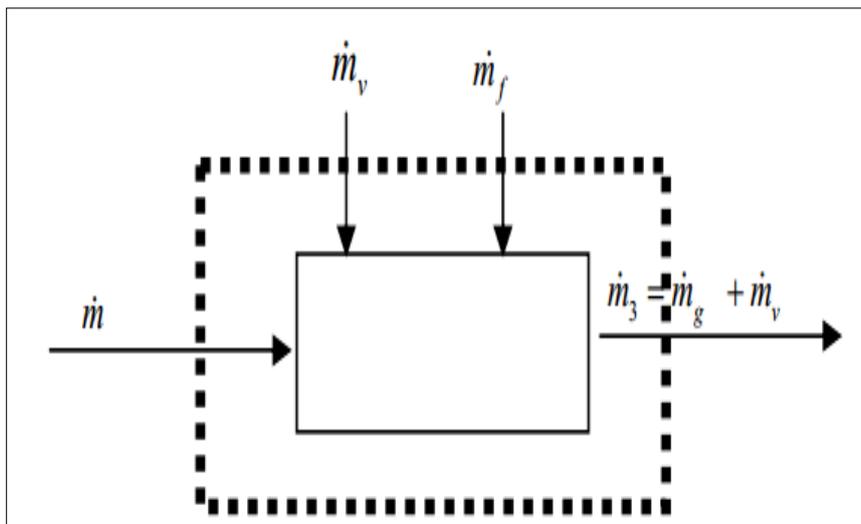


Figure II.5. Volume de contrôle de la chambre de combustion.

(Application du bilan thermique) [13].

II.4.2 Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG

Pour des conditions de référence données , les caractéristiques de la TAG avec l'injection de vapeur sont exprimées par [13] :

a. L'enthalpie

$$h_{3,g} = c_{p_{moy}} T_3 \quad (II.25)$$

$$h_{4,g} = c_{p_{moy}} T_4 \quad (II.26)$$

b. Puissance fournie par la turbine de détente :

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) \quad (II.27)$$

II.4 .3 Étude de l'humidité

a. L'humidité absolue

$$\omega = \frac{0.622 * \phi * P_g}{p - \phi * P_g} \quad (II.28)$$

Avec

P_g : Vapeur de saturation à température $T(c^\circ)$

ϕ : Humidité relative

b. L'enthalpie

$$h = C_p + \omega * h_v \quad (II.29)$$

II.5 Calcul de la turbine à gaz

Type GT

MS5002C

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont:

La pression ambiante après le filtre

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

Le combustible : gaz naturel

$$P_{CI} = 45778 \text{ (KJ / Kg)}$$

Le taux de compression

$$\tau = 12$$

La température à l'entrée de compresseur

$$T_1 = 20^\circ\text{C}$$

La température à la sortie de la C-C

$$T_3 = 1200^\circ\text{C}$$

Rendement isentropique du compresseur

$$\eta_{sc} = 0.88$$

Rendement isentropique de la turbine

$$\eta_{sT} = 0.88$$

Débit massique d'air

$$\dot{m}_a = 50 \text{ kg/s}$$

Capacité thermique massique isobare de l'air

$$c_{p_{air}} = 1004 \text{ J / Kg. K}$$

Chaleur spécifique des gaz brûlés

$$c_{p_{moy}} = 1275 \text{ J / Kg. K}$$

Coefficient poly tropique de l'air

$$\gamma_{air} = 1.4$$

Le coefficient adiabatique moyen

$$\gamma_{moy} = 288.5 \text{ J / Kg. K}$$

- **Compresseur (CR)**

La pression à la sortie de compresseur CR :

$$P_2 = 1 \times 12 = 12 \text{ bar}$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur w_{sc} :

On utilise l'équation (II.4):

$$w_{sc} = 1004 \times 293 \times \left((12)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \quad w_{sc} = 304155.32 \text{ J/Kg}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur w_c :

D'après l'équation (II.6):

$$w_c = \frac{304155.32}{0.88} \quad w_c = 345631.04 \text{ J/Kg}$$

La température à la sortie de compresseur :

D'après la relation (II.5), on aura:

$$T_2 = 293 + \frac{3459267.40}{1004} \quad T_2 = 364 \text{ °C}$$

- **Combustion (c-c)**

Pour $c_{p_{moy}} = 1275 \text{ J / Kg. K}$ on a $\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$ étant faible de l'ordre de $1/50 \div 1/75$

On utilise l'équation (II.7):

$$Q_{c-c} = 1275 \times (1200 - 364) \quad Q_{c-c} = 1065900 \text{ J/Kg}$$

- **Turbine (T)**

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

On utilise l'équation (II.8):

$$\gamma_{moy} = \frac{1275}{1275 - 288.5} \quad \gamma_{moy} = 1.29$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine w_{sT} :

D'après la relation (II.11), on a:

$$w_{sT} = 1275 \times 1473 \left(\left(\frac{1}{12} \right)^{\frac{1.29-1}{1.29}} - 1 \right) \quad w_{sT} = -803822.69 \quad \text{J/Kg}$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine w_T :

En appliquant l'équation (II.13):

$$w_T = -803822.69 \times 0.88 \quad w_T = -707363.96 \quad \text{J/Kg}$$

Température à la sortie de turbine:

D'après l'équation (II.12), on aura:

$$T_4 = 1200 + \frac{-707363.96}{1275} \quad T_4 = 645 \text{ } ^\circ\text{c}$$

- **Bilan de cycle**

Le travail utile w_{uT} :

D'après (II.14), on a:

$$w_{uT} = 707363.96 - 345631.04 = 361732.92 \quad \text{J/Kg}$$

La puissance de compresseur P_C :

En appliquant la relation (II.15), on aura:

$$P_C = 50 \times 345631.04 = 17281252 \quad \text{KW}$$

La puissance de la turbine P_T :

D'après l'équation (II.16), on a:

$$P_T = 52 \times (-707363.96) = -36782925.92 \quad \text{KW}$$

La puissance mécanique P_{GT} :

On utilise la relation (II.17):

$$P_{GT} = 36782925.92 - 17281252 = 1950374 \quad \text{MW}$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

A partir (II.18), on a:

$$\eta_{GT} = \frac{361732.92}{1065900} = 0.34 \quad \eta_{GT} = 34\%$$

A partir l'interpolation bilinéaire (P, T) et la relation (II.19) [tableaux région surchauffée], on aura:

$$h_a = h\{P_a = 12\text{bar}, T_a = 1200\}$$

$$s_g = 7.9082 \quad \text{KJ.K/Kg} \quad s_l = 0.8313 \quad \text{KJ.K/Kg}$$

$$s_a = \frac{3+172.7716}{24.70355} \quad s_a = 73157 \quad \text{KJ.K/Kg}$$

- $s_a = s_b$

On remplace dans l'équation (II.20), on aura:

$$x = \frac{7.3157 - 0.8313}{7.9082 - 0.8313} \quad x = 0.897$$

En appliquant l'interpolation linéaire [tableaux région saturée]:

$$h_l = 417.46 \quad \text{KJ/Kg} \quad h_g = 2675.5 \quad \text{kJ/kg}$$

En appliquant l'équation (II.21):

$$h_{4v} = 0.897 \times (2675.5) + (1 - 0.897) \times 417.46 \quad h_{4v} = 2442.92 \quad \text{KJ}$$

Analyse de la combustion

En appliquant l'interpolation linéaire [tableaux région saturée]: $P_a = 12\text{bar}, T_a = 1200^\circ\text{c}$

$$x = \frac{15 - 10}{27922 - 27781} \quad x = 0.35$$

$$h_{v,3} = h_{v.tcc} = \frac{0.35 \times 2792.2 - 3}{0.35} \quad h_{v,3} = 2783.64 \quad \text{kJ/kg}$$

On utilise l'équation (II.24):

- ❖ Pour un rapport de débit $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0.0087$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{0.0087 \times (2442.92 - 2783.64) + ((1275 \times 1200) - (1004 \times 20))}{45778 - 1200} \qquad \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = 0,02$$

Les Tableau II.1. Le rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.

$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$	$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$
0	0,02657634
0,0087	0,02657627
0,25	0,02657554
1	0,02657434
1,5	0,02656834
2,5	0,02656434
3,7	0,02655634
4,8	0,02654675
5,65	0,02653795

Tableau II.1. Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.

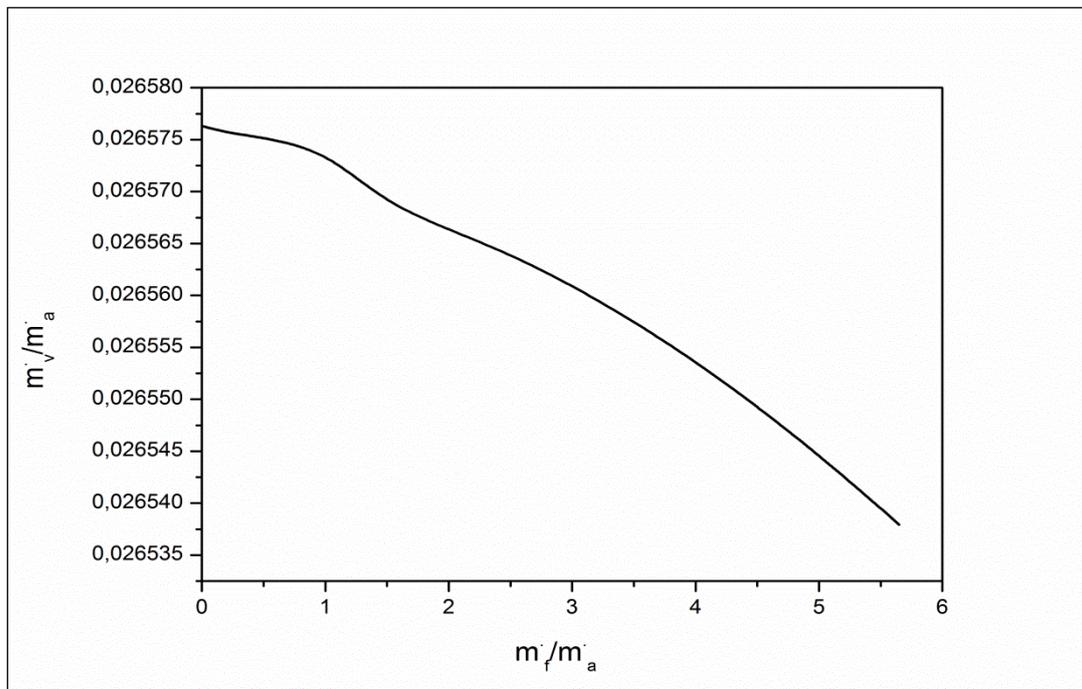


Figure II.6. Rapport de débit fuel en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

On utilise l'équation (II.25) et(II.26):

$$h_{3,g} = 1275 \times 1475$$

$$h_{3,g} = 1878075 \text{ kj/kg}$$

$$h_{4,g} = 1275 \times 918$$

$$h_{4,g} = 1170450 \text{ kj/kg}$$

La puissance fournie par la turbine de détente :

On remplace dans l'équation (II.27), on aura:

- Pour débit vapeur injectée $\dot{m}_v = 1 \text{ Kg/s}$

$$P_T = (50 + 0.02) \times (1878075 - 1170450) + 1 \times (2383.131 - 2783.62)$$

$$P_T = 35395803 \text{ W}$$

\dot{m}_a Kg/s	\dot{m}_f Kg/s	$h_{3,g}$ kj/kg	$h_{4,g}$ kj/kg	\dot{m}_v Kg/s	$h_{v,t_{cc}}$ KJ	h_{v,t_4} KJ	P_T W
50	0,02	1878075	1170450	0	2383,131	2783,62	35395402,5
50	0,02	1878075	1170450	0,1	2383,131	2783,62	35395442,5
50	0,02	1878075	1170450	0,25	2383,131	2783,62	35395502,6
50	0,02	1878075	1170450	1	2383,131	2783,62	35395803
50	0,02	1878075	1170450	1,5	2383,131	2783,62	35396003,2
50	0,02	1878075	1170450	2,5	2383,131	2783,62	35396403,7
50	0,02	1878075	1170450	3,7	2383,131	2783,62	35396884,3
50	0,02	1878075	1170450	4,8	2383,131	2783,62	35397324,8
50	0,02	1878075	1170450	5,65	2383,131	2783,62	35397665,3

Tableau II.2. Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée.

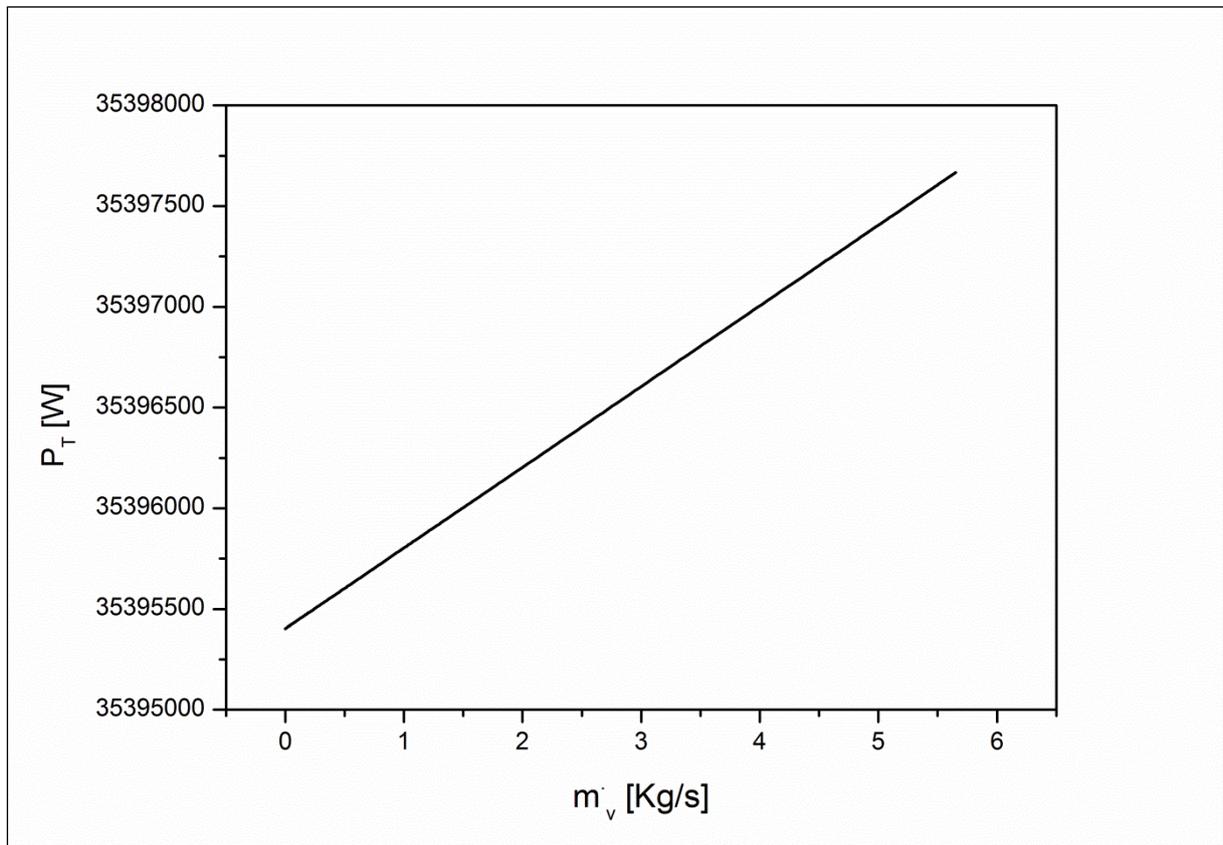


Figure II.7. Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée.

🌈 Étude de l'humidité

A partir des tables internationales des propriétés de l'eau (région saturée) :

➤ 1^{ère}: $T_1 = 20 \text{ °C}$; $P_1 = 1 \text{ bar}$; $P_g = P_{s,T1} = 2.3392 \text{ KPa}$;
 $h_{v1} = 2537.9 \text{ KJ/Kg}$

❖ Pour l'humidité relative $\phi_1 = 40\%$

D'après la relation (II.28), on aura:

$$\omega_1 = \frac{0.622 \times 0.40 \times 2.3392 \times 10^3}{1 \times 10^5 - 0.40 \times 2.3392 \times 10^3} \quad \omega_1 = 5.8 \times 10^{-3}$$

On remplace dans l'équation (II.29), on aura:

$$h_1 = 1004 \times 20 + 5.8 \times 10^{-3} \times 2537.4 \quad h_1 = 34.79 \text{ KJ}$$

❖ Pour L'humidité relative $\phi_1 = 55\%$

$$\omega_1 = \frac{0.622 \times 0.55 \times 2.3392 \times 10^3}{1 \times 10^5 - 0.55 \times 2.3392 \times 10^3} \quad \omega_1 = 8.1 \times 10^{-3}$$

$$h_1 = 1004 \times 20 + 8.1 \times 10^{-3} \times 2537.4 \quad h_1 = 40.632 \text{ KJ}$$

❖ Pour L'humidité relative $\phi_1 = 60\%$

$$\omega_1 = \frac{0.622 \times 0.60 \times 2.3392 \times 10^3}{1 \times 10^5 - 0.60 \times 2.3392 \times 10^3} \quad \omega_1 = 8.8 \times 10^{-3}$$

$$h_1 = 1004 \times 20 + 8.8 \times 10^{-3} \times 2537.4 \quad h_1 = 42.40 \text{ KJ}$$

➤ 2^{ème} : $T_2 = 364 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_2 = 12 \text{ bar}$; $P_g = P_{s,T_2} = 2457.61 \text{ kPa}$;

$$h_{v2} = 3192 \text{ kJ/kg}$$

❖ Pour L'humidité relative $\phi_2 = 40\%$

$$\omega_2 = \frac{0.622 \times 0.40 \times 2457.61}{1 \times 10^5 - 0.40 \times 2457.61} \quad \omega_2 = 6.2 \times 10^{-3}$$

$$h_2 = 1004 \times 364 + 6.2 \times 10^{-3} \times 3192 \quad h_2 = 385.246 \text{ KJ}$$

❖ Pour L'humidité relative $\phi_2 = 55\%$

$$\omega_2 = \frac{0.622 \times 0.55 \times 2457.61}{1 \times 10^5 - 0.55 \times 2457.61} \quad \omega_2 = 8.5 \times 10^{-3}$$

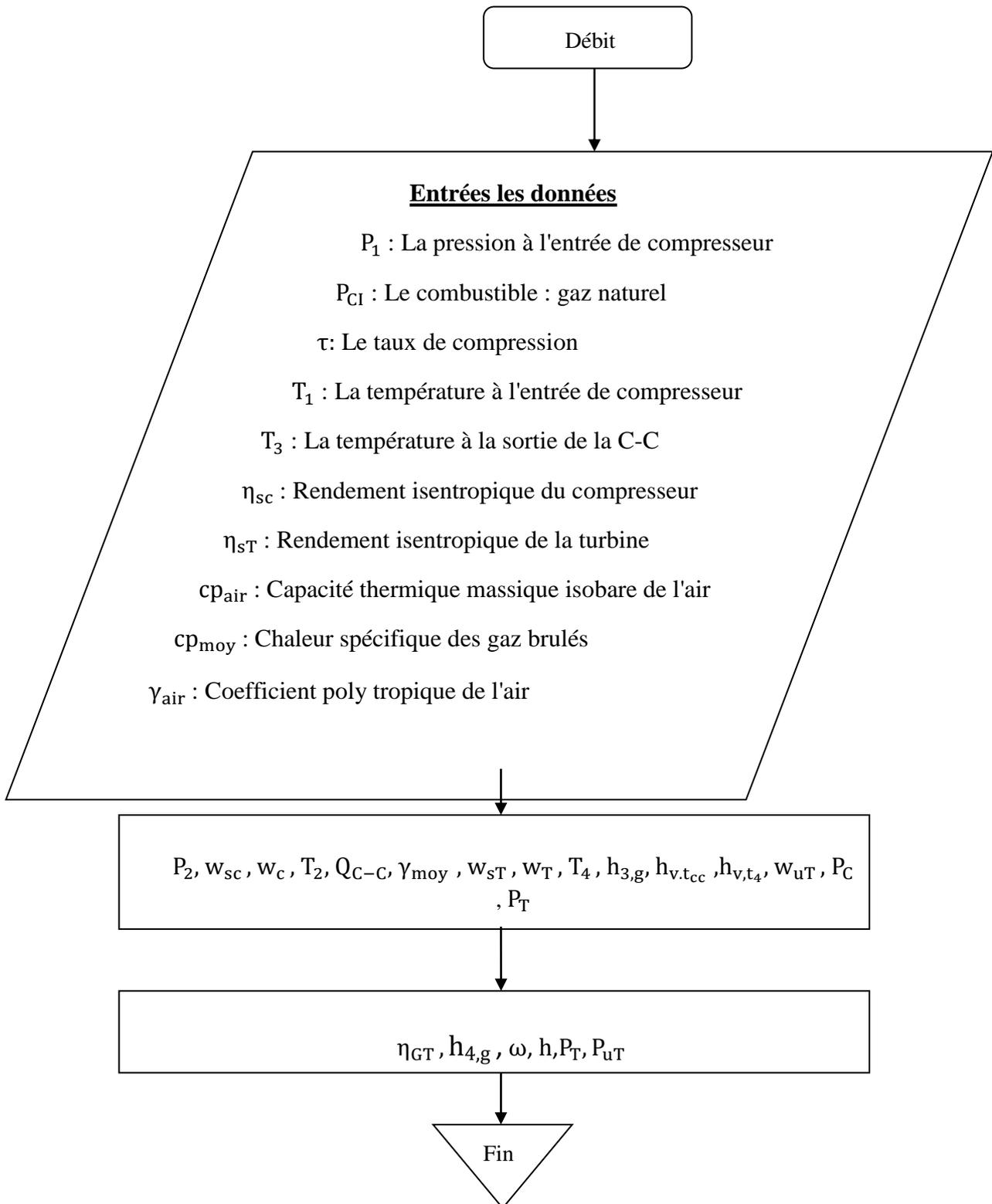
$$h_2 = 1004 \times 364 + 8.5 \times 10^{-3} \times 3192 \quad h_2 = 392.588 \text{ KJ}$$

❖ Pour L'humidité relative $\phi_2 = 60\%$

$$\omega_2 = \frac{0.622 \times 0.60 \times 2457.61}{12 \times 10^5 - 0.60 \times 2457.61} \quad \omega_2 = 9.3 \times 10^{-3}$$

$$h_2 = 1004 \times 364 + 9.3 \times 10^{-3} \times 3192 \quad h_2 = 395.141 \text{ KJ}$$

II.6 Organigramme de calcul



CHAPITRE III

PRESENTATION DU CODE SOFTWARE HYSYS

III.1 Introduction

Le HYSYS est un logiciel de simulation le plus utilisé dans les usines de l'industrie chimique et le raffinage du pétrole. Ce logiciel est inventé par la société **Aspentech**.

Plusieurs avantages sont produits lors de l'utilisation du logiciel HYSYS, notamment:

- Calcul des propriétés physiques.
- Simulation de la plupart des équipements utilisés dans le domaine industriel.
- Interface facile à utiliser.
- Il n'attend pas l'achèvement de toutes les données pour donner l'ordre aux calculs.
- Amélioration des résultats automatique dès qu'on change les données.
- Facile d'afficher les erreurs et comprendre facilement l'erreur.

III.2 Dessin du système TAG par Hysys

Premièrement

En cliquant sur le bouton nouveau page nous obtenons le texte suivant.

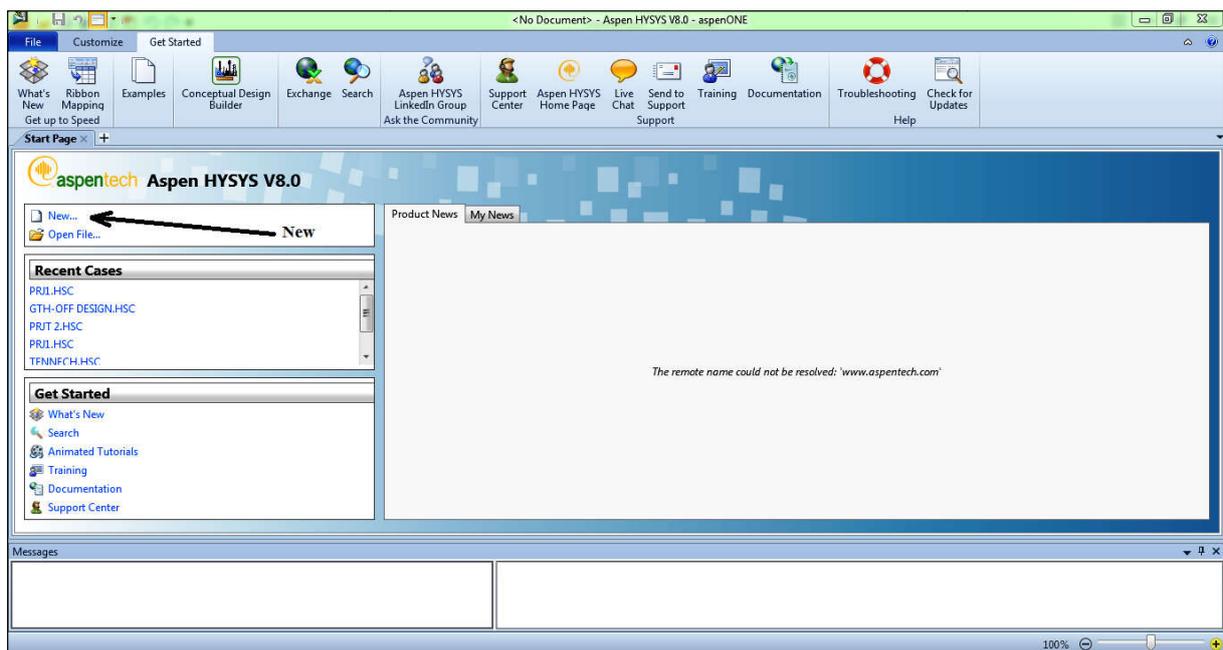


Figure III.1. Interface principale Hysys.

Deuxièmement

Pour dessiner l'installation TAG, on prend les compositions disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran :

- **Component lists>Add**

- Composition Air d'admission : $O_2=21\%$; $N_2=79\%$.
- Composition fuel combustible (gaz naturel):

Methane=85,22% ; $CO_2=0,36\%$; $CO=0\%$; $H_2O=0\%$; n-Huxane=0,08% ; n-Pentane=0,08% ; i-Pentane=0,07% ; n-Butane=0,33% ; Helium=0,12% ; Nitrogen=5,82% ; i-Butane=0,22% ; Ethane=6,21% ; Propane=1,49%.

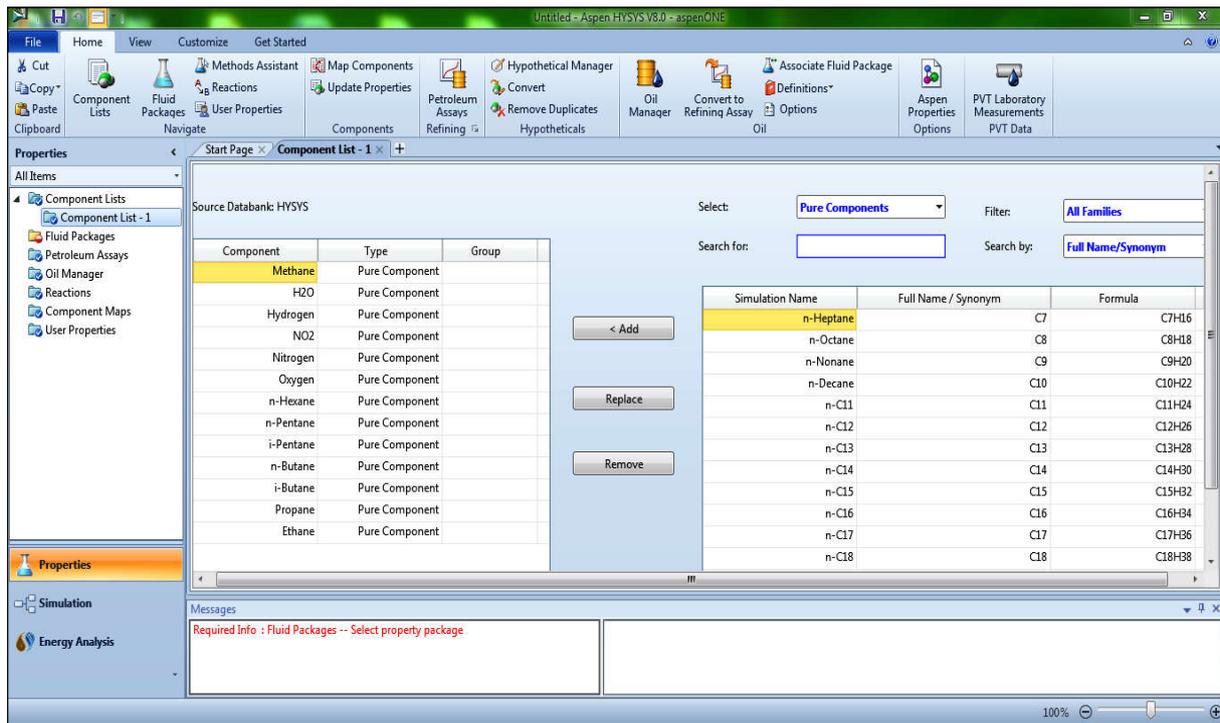


Figure III.2. Compositions d'air et combustible.

- **Fluid Packages>Add>Peng- Robinson**

Troisièmement

Choisir les éléments disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran et on le met dans l'espace du dessin, comme il est illustré dans la figure III.3.

On va faire l'insertion des données principales et nous relierons entre les éléments de l'installation de TAG.

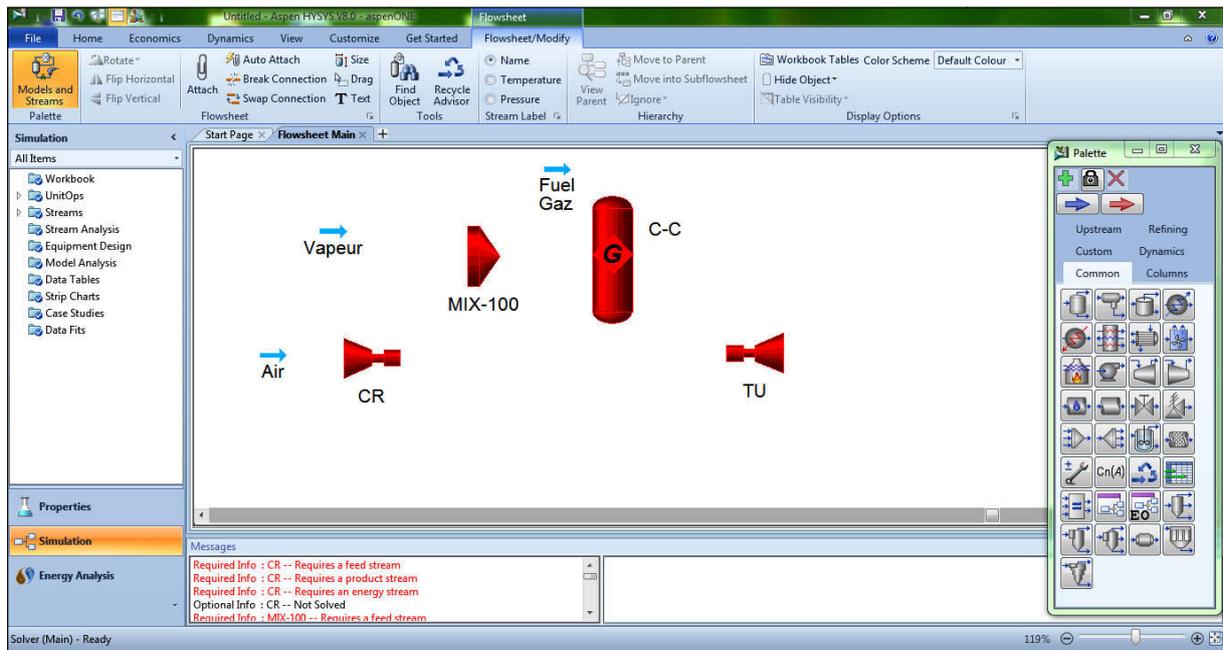


Figure III.3. Éléments de l'installation TAG.

III.3 Calcul des performances de l'installation TAG par Hysys

III.3.1 Comment insérer les données

❖ 1^{er} cas : installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion

Nous prenons comme exemple l'insertion des données sur l'air et le compresseur.

Par double-clic sur chaque élément, nous introduisons les données suivantes sur les étiquettes.

AIR

Température d'entrée

$$T_1 = 20 \text{ c}$$

Pression d'entrée

$$P_2 = 1 \text{ bar}$$

Débit massique d'air

$$m_a = 48.72 \text{ Kg/s}$$

Compresseur 1

Rapport de pression de compresseur

$$\tau = 12$$

Adiabatic Efficiency

$$\eta_{sc} = 0.88$$

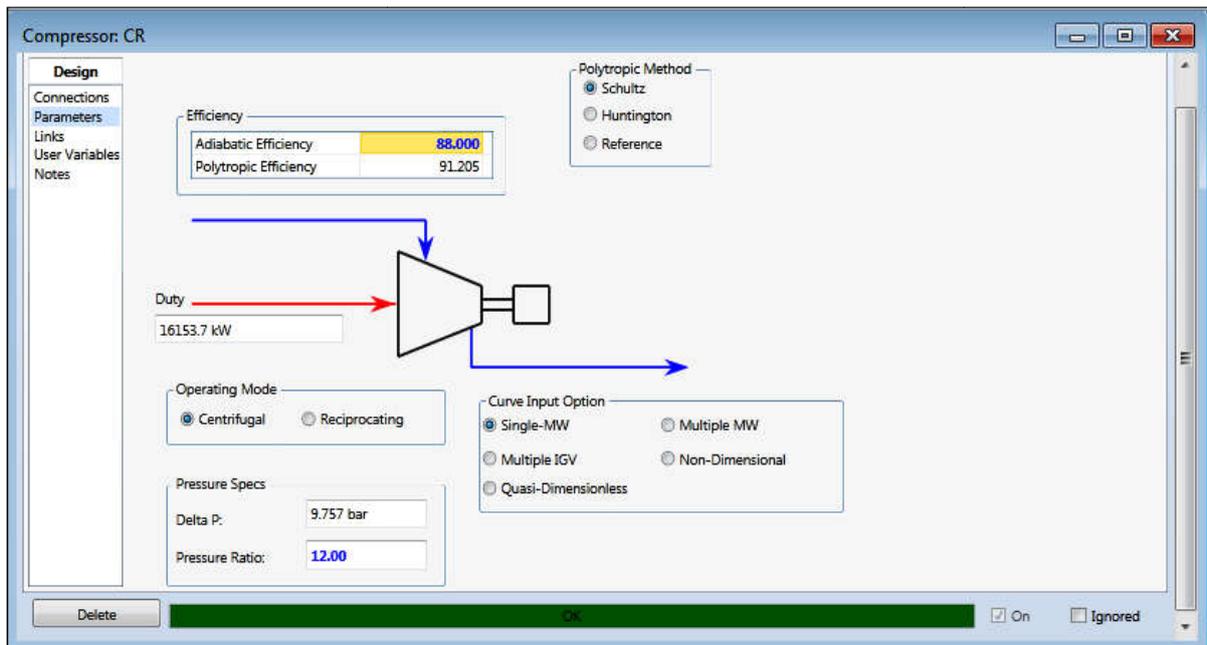


Figure III.4. Fenêtre des données de compresseur.

Mélangeur 1
 ➤ L'injection de la Vapeur

Température d'entrée

$$T_{inj,v} = 300 \text{ c}$$

Pression d'entrée

$$P_2 = 12 \text{ bar}$$

Débit massique de vapeur

$$m_v = 0.020 \text{ Kg/s}$$

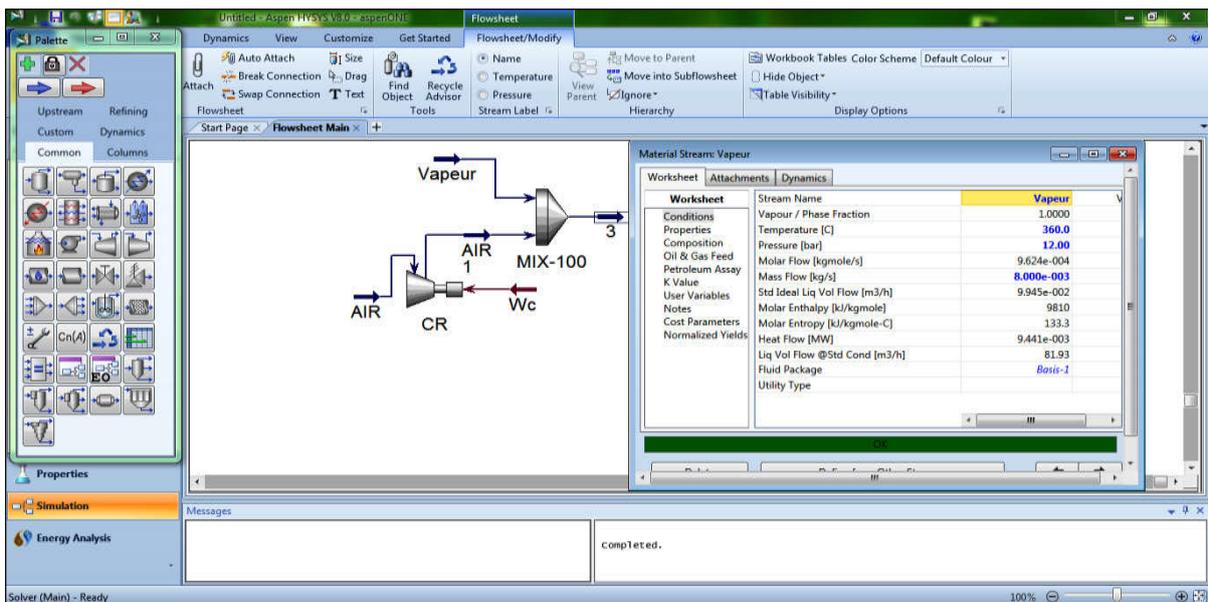


Figure III.5. Fenêtre des données mélangeur (injection de vapeur).

Chambre de combustion (C-C)

➤ **Fuel gaz : gaz naturel**

Température d'entrée

$$T_{inj,f} = 35 \text{ c}$$

Pression d'entrée

$$P_2 = 12 \text{ bar}$$

Débit massique de fuel gaz

$$m_f = 1 \text{ Kg/s}$$

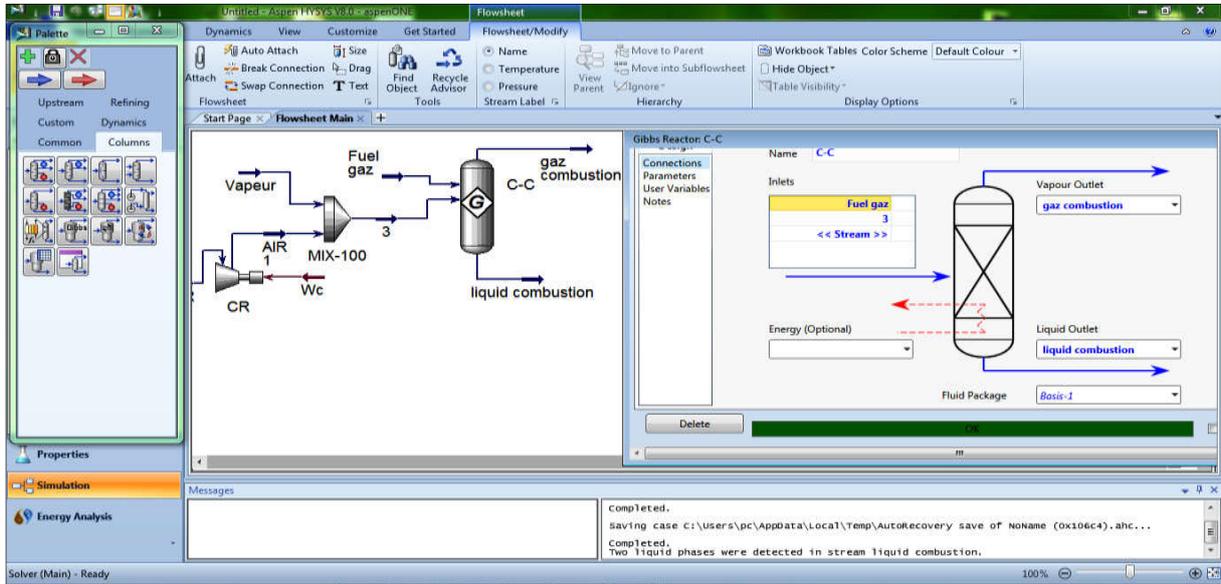


Figure III.6. Fenêtre des données de chambre de combustion.

Turbine 1

Branchement de gaz combustion avec l'entrée de la turbine

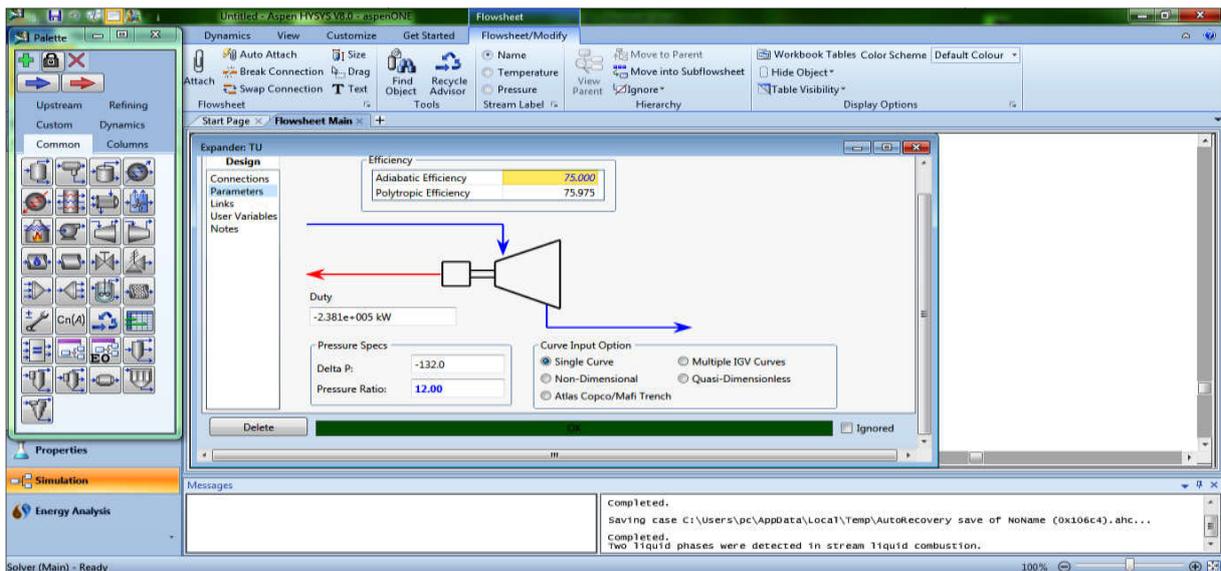


Figure III.7. Fenêtre des données de turbine.

Adjust

Pour que la température à la sortie de la chambre de combustion reste égale à 1200°C.

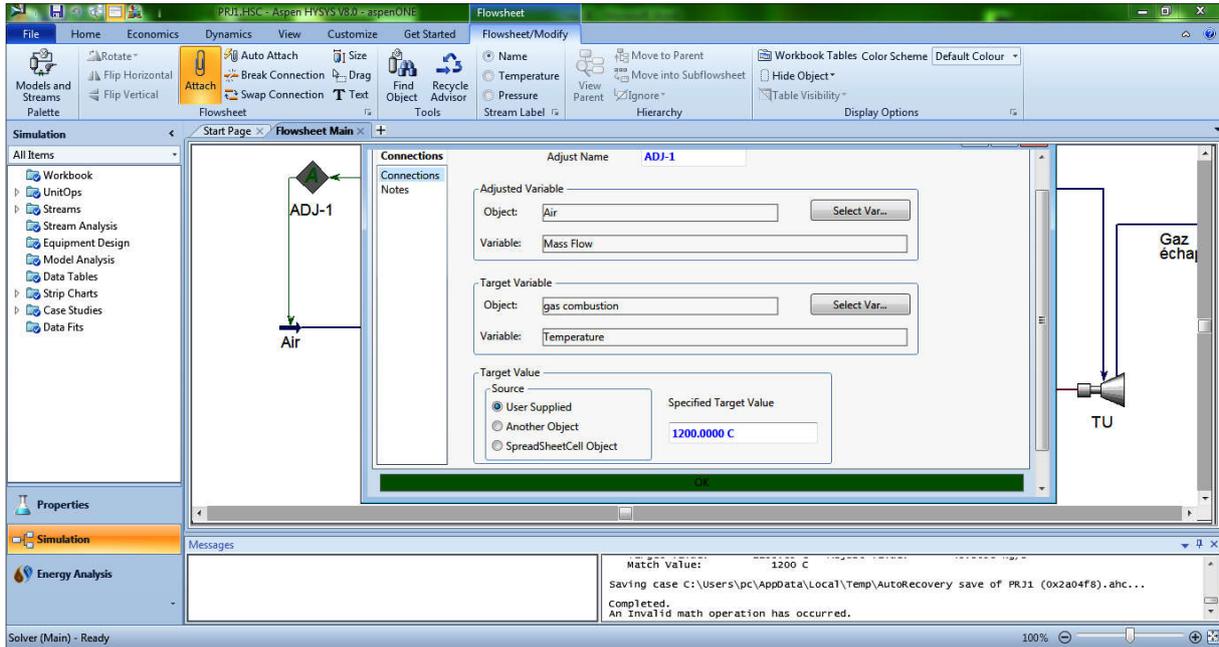


Figure III.8. Fenêtre des données d'Adjust.

Balance

La balance prend le rôle d'équilibre thermique entre le compresseur (W-c) et la turbine (W-t), pour calculer la puissance.

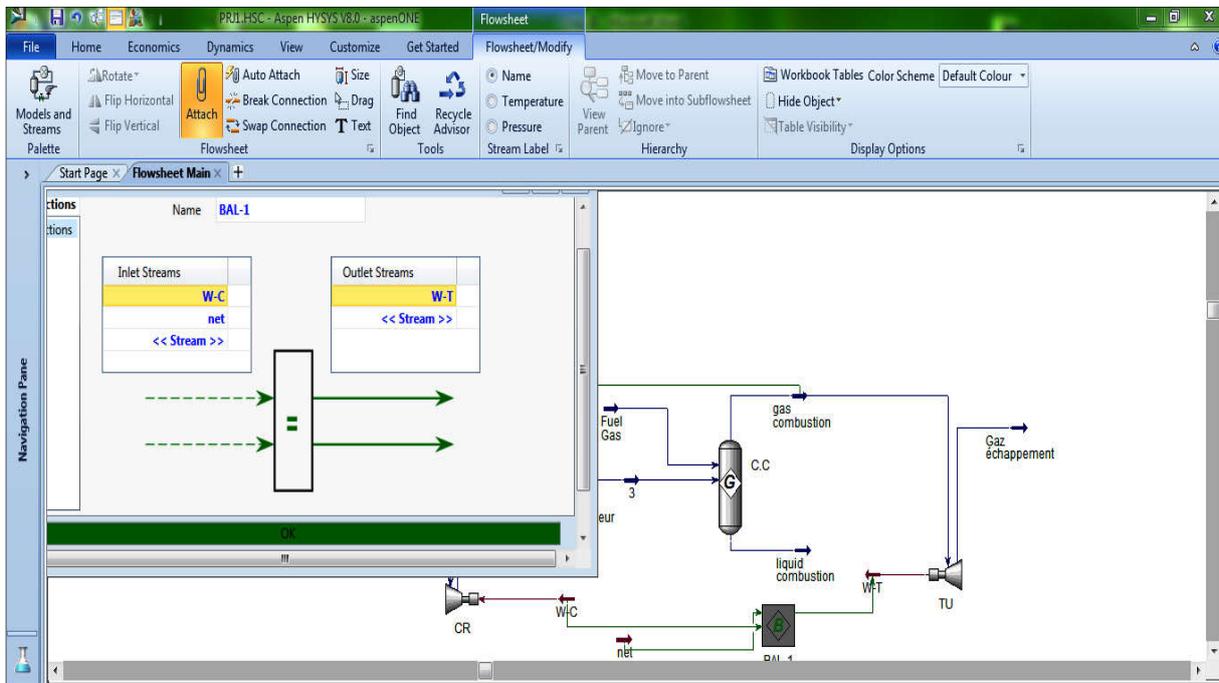


Figure III.9. Fenêtre des données de la Balance.

• L'installation finale du 1^{er} cas

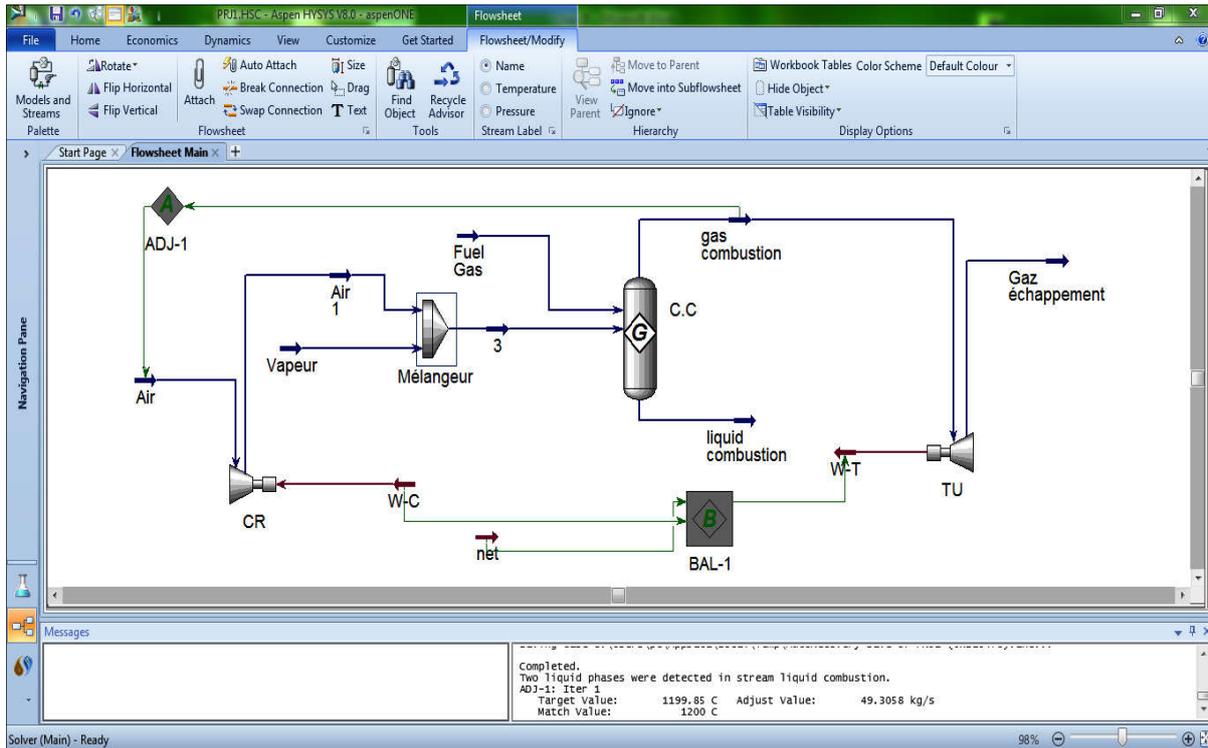


Figure III.10. Installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion du Turbine à gaz.

❖ 2^{ème} cas : installation de l'injecteur de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion (après la première turbine).

En ajoutant les étapes suivantes aux étapes réalisées dans le premier cas :

1. Couplage d'un deuxième compresseur au premier compresseur.
2. Amélioration de la performance de la deuxième turbine par un mélangeur installé entre les turbines.

🔧 **Compresseur 2**

Rapport de pression de compresseur 2 $\tau = 4$

Adiabatic Efficiency $\eta_{sc} = 0.88$

🔧 **Mélangeur 2**

❖ L'injection de Vapeur 2

Température d'entrée $T_{inj,v} = 600 \text{ c}$

Pression d'entrée $P_{inj,2} = 8 \text{ bar}$

Débit massique de la vapeur 2 $m_v = 0.012 \text{ Kg/s}$

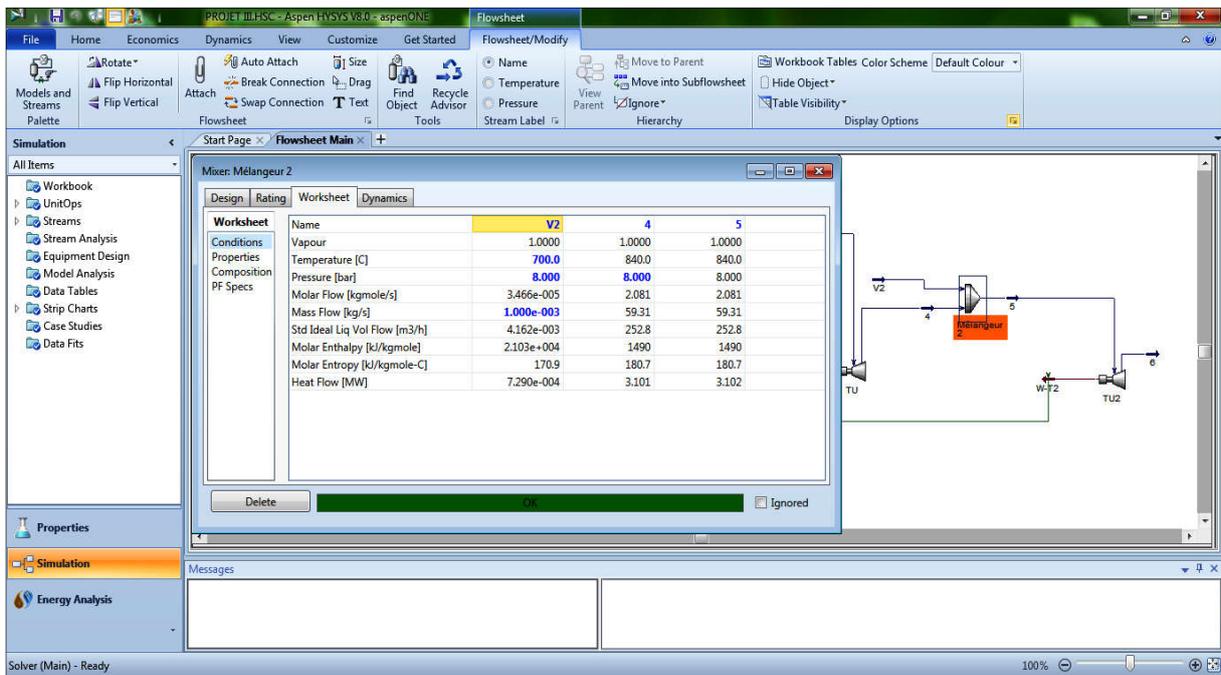


Figure III.11. Fenêtre des données du Mélangeur 2.

Turbine 2

Branchement du deuxième mélangeur à l'entrée de la deuxième turbine.

Pression de sortie

P=1 bar

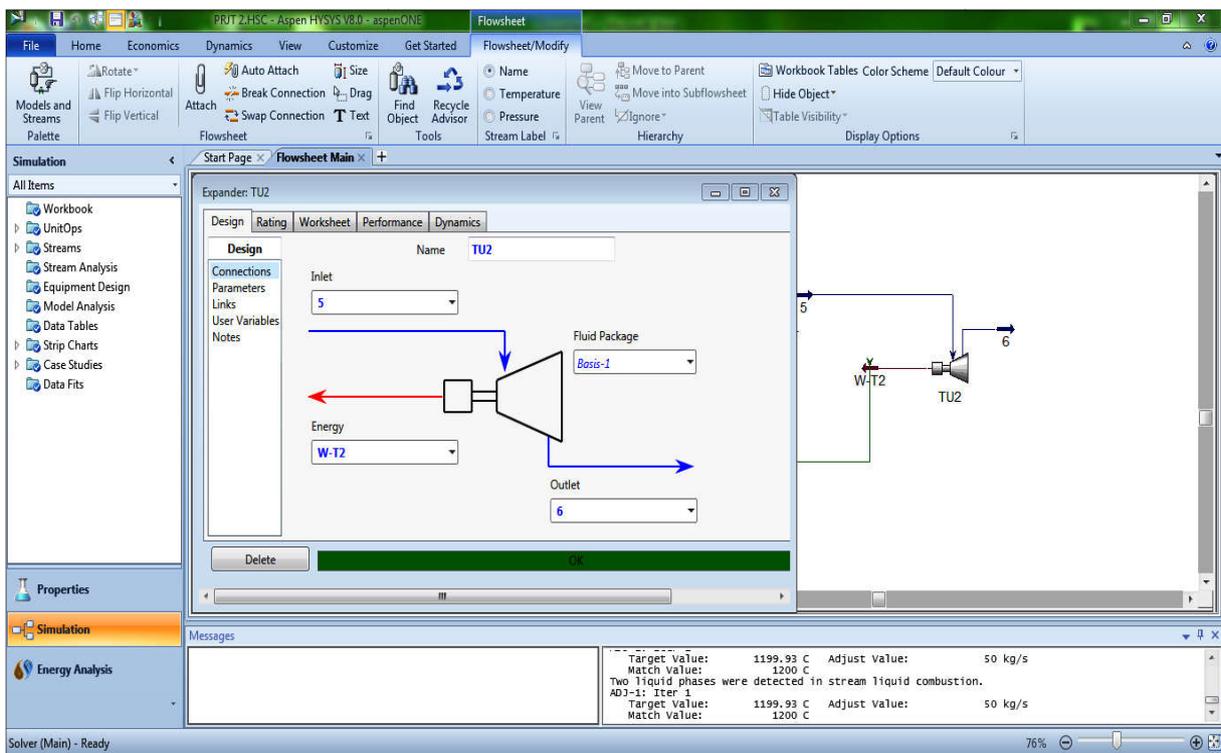


Figure III.12. Fenêtre des données de turbine2.

- L'installation finale du 2^{ème} cas

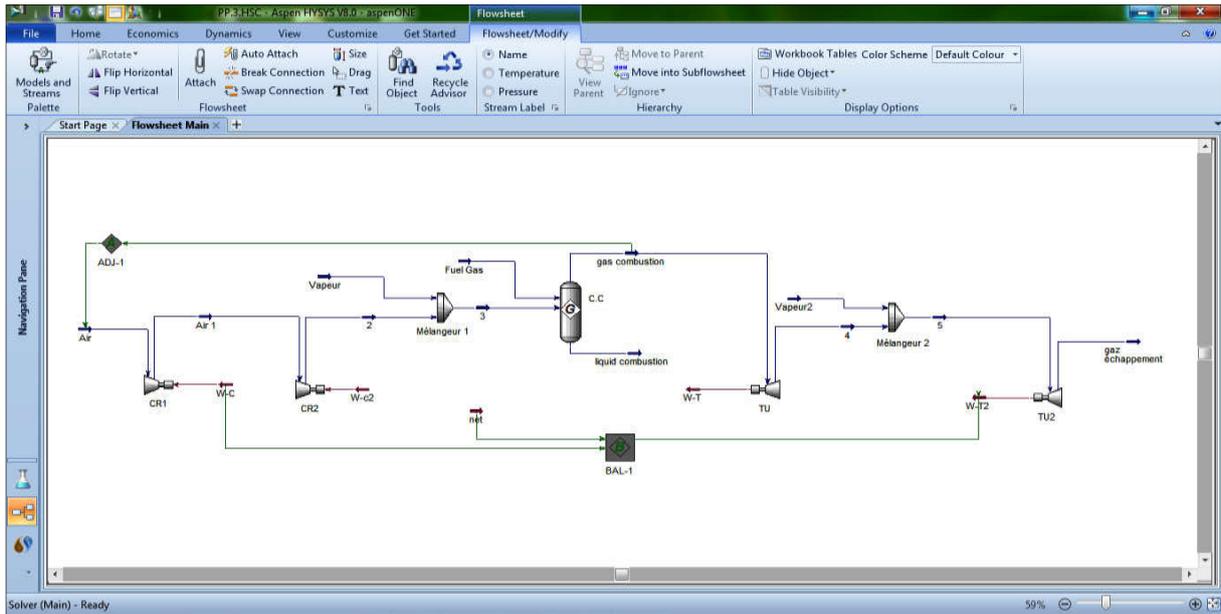


Figure III.13. Installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion (après la turbine 1).

- ❖ 3^{ème} cas : installation de régénération (cycle de récupération)

- Compresseur

Taux de compression

$$\tau = 12$$

- L'échangeur (heat)

L'échangeur avant le chambre de combustion.

Entrée 1: Air 1 ; Sortie 1: Air2. (Hot)

Entrée 2: gaz échappement 1 ; Sortie 2: gaz échappement 2. (Cold)

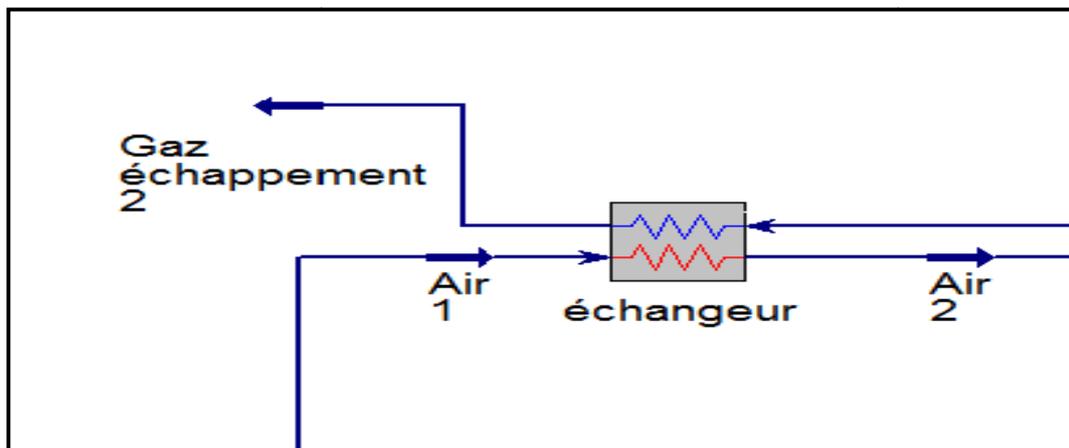


Figure III.14. Fenêtre des données d'échangeur.

• L'installation finale du 3^{ème} cas

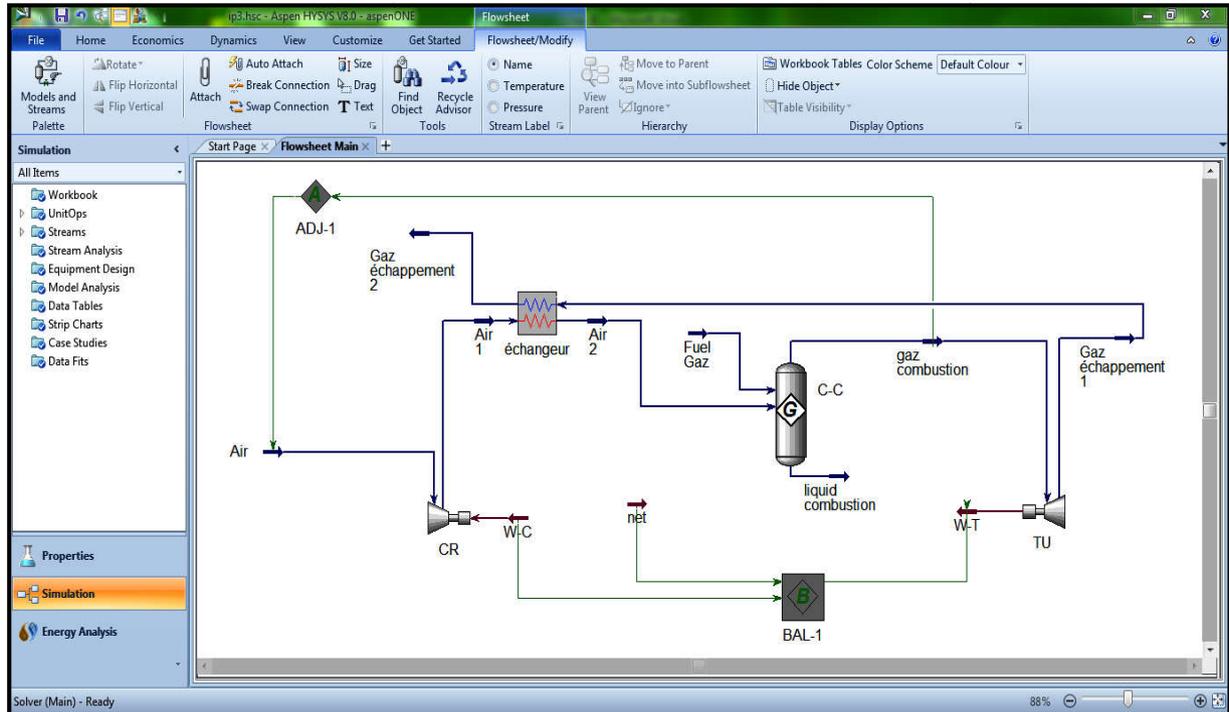


Figure III.15. Installation de régénération (cycle de récupération).

III.4 Calcul

Pour effectuer le calcul et obtenir les résultats finaux, on clique sur le bouton droit pour afficher et cliquer sur le message 'Add WorkbookTable' :

❖ Pour : 1^{er} cas

1. Material streams :

Material Streams									
		Fuel Gas	gas combustion	liquid combustion	Air	Air 1	Gaz échappement	Vapeur	3
Vapour Fraction		1,0000	1,0000	0,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Temperature	C	35,00	1200	1200	20,00	350,5	623,4	300,0	350,5
Pressure	bar	12,00	12,00	12,00	1,000	12,00	1,000	12,00	12,00
Molar Flow	kgmole/s	5,811e-002	1,555	0,0000	1,496	1,496	1,555	6,491e-005	1,496
Mass Flow	kg/s	1,000	44,15	0,0000	43,15	43,15	44,15	1,200e-003	43,15
Liquid Volume Flow	m3/h	11,34	188,8	0,0000	179,6	179,6	188,8	1,292e-002	179,6
Heat Flow	MW	-4,229	10,44	0,0000	-0,2303	14,67	-21,16	-3,942e-003	14,67

Tableau III.1. Résultats finaux de Calcul de l'installation du 1^{er} cas.

2. Compositions :

Compositions								
	Fuel Gas	gas combustion	liquid combustion	Air	Air 1	Gaz échappement	Vapeur	3
Comp Mole Frac (Methane)	0,9142	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,8522	0,0000
Comp Mole Frac (CO2)	0,0014	0,0379	0,0379	0,0000	0,0000	0,0379	0,0036	0,0000
Comp Mole Frac (CO)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (NO)	0,0000	0,0009	0,0009	0,0000	0,0000	0,0009	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (N2O)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (NO2)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (H2O)	0,0000	0,0737	0,0737	0,0000	0,0000	0,0737	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Nitrogen)	0,0358	0,7605	0,7605	0,7900	0,7900	0,7605	0,0582	0,7900
Comp Mole Frac (Oxygen)	0,0000	0,1268	0,1268	0,2100	0,2100	0,1268	0,0000	0,2100
Comp Mole Frac (Propane)	0,0058	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0149	0,0000
Comp Mole Frac (Ethane)	0,0355	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0621	0,0000
Comp Mole Frac (n-Pentane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000
Comp Mole Frac (i-Pentane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0007	0,0000
Comp Mole Frac (n-Butane)	0,0010	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0033	0,0000
Comp Mole Frac (i-Butane)	0,0007	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0022	0,0000
Comp Mole Frac (n-Hexane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000
Comp Mole Frac (Helium)	0,0052	0,0002	0,0002	0,0000	0,0000	0,0002	0,0012	0,0000

Tableau III.2. Résultats finaux de la composition du 1^{er} cas.❖ Pour : 2^{ème} cas

1. Material streams :

Material Streams													
		Fuel Gas	gas combustion	liquid combustion	Air	Air 1	4	Vapeur	3	Vapeur2	5	gaz échappement	2
Vapour Fraction		1,0000	1,0000	0,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Temperature	C	300,0	1199	1199	20,00	281,8	838,5	300,0	561,2	700,0	838,5	328,1	561,2
Pressure	bar	48,00	32,00	32,00	1,000	8,000	8,000	48,00	32,00	8,000	8,000	0,4245	32,00
Molar Flow	kgmole/s	5,811e-002	2,051	0,0000	1,991	1,991	2,051	6,491e-005	1,991	3,466e-005	2,051	2,051	1,991
Mass Flow	kg/s	1,000	58,44	0,0000	57,44	57,44	58,44	1,200e-003	57,44	1,000e-003	58,44	58,44	57,44
Liquid Volume Flow	m3/h	11,34	249,1	0,0000	239,1	239,1	249,1	1,292e-002	239,1	4,162e-003	249,1	249,1	239,1
Heat Flow	MW	-3,553	29,35	0,0000	-0,3066	15,29	3,102	-3,955e-003	32,90	7,290e-004	3,103	-31,68	32,90

Tableau III.3. Résultats finaux de Calcul de l'installation du 2^{ème} cas.

2. Compositions:

Compositions												
	Fuel Gas	gas combustion	liquid combustion	Air	Air 1	4	Vapeur	3	Vapeur2	5	gaz échappement	2
Comp Mole Frac (Methane)	0,9142	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,8522	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (CO2)	0,0014	0,0287	0,0287	0,0000	0,0000	0,0287	0,0036	0,0000	0,0000	0,0287	0,0287	0,0000
Comp Mole Frac (CO)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (NO)	0,0000	0,0010	0,0010	0,0000	0,0000	0,0010	0,0000	0,0000	0,0000	0,0010	0,0010	0,0000
Comp Mole Frac (N2O)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (NO2)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (H2O)	0,0000	0,0559	0,0559	0,0000	0,0000	0,0559	0,0000	0,0000	0,0000	0,0559	0,0559	0,0000
Comp Mole Frac (Nitrogen)	0,0358	0,7675	0,7675	0,7900	0,7900	0,7675	0,0582	0,7900	0,7900	0,7675	0,7675	0,7900
Comp Mole Frac (Oxygen)	0,0000	0,1467	0,1467	0,2100	0,2100	0,1467	0,0000	0,2100	0,2100	0,1467	0,1467	0,2100
Comp Mole Frac (Propane)	0,0058	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0149	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Ethane)	0,0355	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0621	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (n-Pentane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (i-Pentane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0007	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (n-Butane)	0,0010	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0033	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (i-Butane)	0,0007	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0022	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (n-Hexane)	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Helium)	0,0052	0,0001	0,0001	0,0000	0,0000	0,0001	0,0012	0,0000	0,0000	0,0001	0,0001	0,0000

Tableau III.4. Résultats finaux de la composition du 2^{ème} cas.

❖ Pour : 3^{ème} cas

1. Material streams :

Material Streams									
		Air	Air 1	Air 2	Fuel Gaz	gas combustion	liquid combustion	Gaz échappement 1	Gaz échappement 2
Vapour Fraction		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	1,0000	1,0000
Temperature	C	20,00	350,5	470,0	35,00	1200	1200	621,2	511,7
Pressure	bar	1,000	12,00	12,00	12,00	12,00	12,00	1,000	1,500
Molar Flow	kgmole/s	1,656	1,656	1,656	5,409e-002	1,713	0,0000	1,713	1,713
Mass Flow	kg/s	47,77	47,77	47,77	1,000	48,77	0,0000	48,77	48,77
Liquid Volume Flow	m3/h	198,8	198,8	198,8	10,77	206,0	0,0000	206,0	206,0
Heat Flow	MW	-0,2550	16,24	22,49	-3,948	18,54	0,0000	-16,22	-22,46

Tableau III.5. Résultats finaux de Calcul de l'installation du 3^{ème} cas.

2. Compositions :

Compositions								
	Air	Air 1	Air 2	Fuel Gaz	gaz combustion	liquid combustion	Gaz échappement 1	Gaz échappement 2
Comp Mole Frac (Methane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,8522	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Helium)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0012	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (H2O)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0629	0,0629	0,0629	0,0629
Comp Mole Frac (Hydrogen)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Nitrogen)	0,7900	0,7900	0,7900	0,0582	0,7654	0,7654	0,7654	0,7654
Comp Mole Frac (CO2)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0036	0,0334	0,0334	0,0334	0,0334
Comp Mole Frac (CO)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Oxygen)	0,2100	0,2100	0,2100	0,0000	0,1382	0,1382	0,1382	0,1382
Comp Mole Frac (n-Hexane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (n-Pentane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0008	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (i-Pentane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0007	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (n-Butane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0033	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (i-Butane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0022	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Propane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0149	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Comp Mole Frac (Ethane)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0621	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tableau III.6. Résultats finaux de la composition du 3^{ème} cas.

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSION

IV. 1 Effet d'injection de la vapeur d'eau sur la performance du TAG

IV.1.1 Installation de l'injecteur de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion

IV.1.1.1 Analyse des performances de la turbine à gaz à l'état sec

IV.1.1.1.1 Influence du taux de compression

Le taux de compression du compresseur de la turbine à gaz est considéré parmi les paramètres les plus importants qui influent sur les performances des turbines à gaz. Pour cela, nous avons étudié les puissances du compresseur, de la turbine, utile et la température d'échappement en fonction de ce paramètre.

Les figures IV.1, IV.2 montrent que, pour une valeur de pression atmosphérique fixe $P_{atm}=1\text{ bar}$, les profils des paramètres P_c , P_t ont pratiquement la même allure. Toutefois, les figures IV.3 IV.4 montrent que La puissance utile augmente jusqu'à qu'elle atteint son maximum à $\tau = 12$, puis elle diminue. Cette valeur optimale du taux de compression qui correspond aussi au rendement maximal.

Quant à la température des gaz d'échappement, la figure IV.4 montre que la température des gaz d'échappement diminue jusqu'à atteindre sa valeur minimale à ce même taux de compression $\tau = 12$. Puis elle demeure constante.

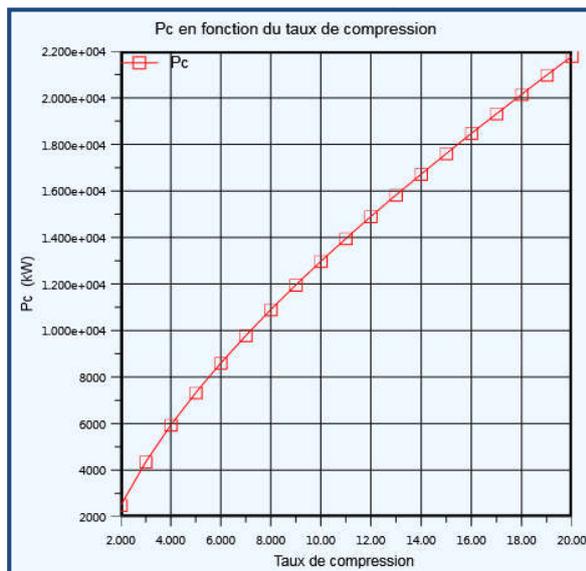


Figure IV.1. P_c en fonction τ .

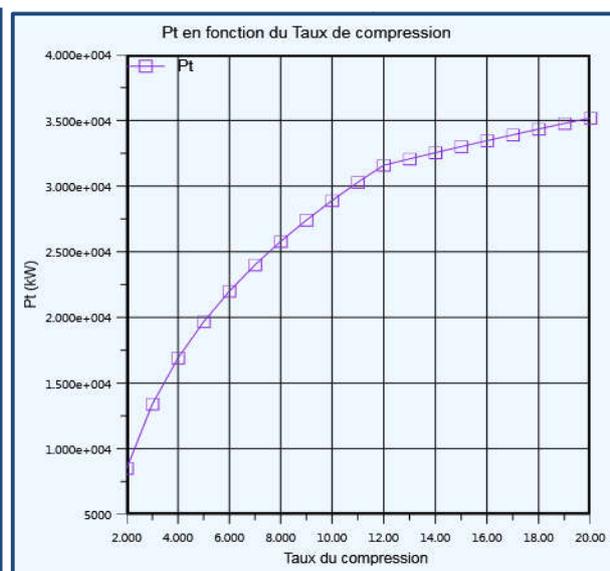


Figure IV.2. P_t en fonction de τ .

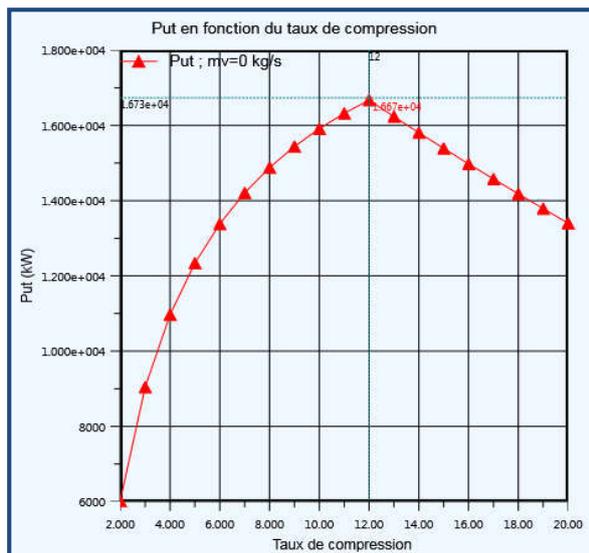


Figure IV.3. Puissance utile en fonction de τ . Figure IV.4. T^{urc} du gaz échap en fonction τ .

IV.1.1.2 Influence de la quantité de la vapeur injectée

IV.1.1.2.1 Influence du taux de compression

Les figures (IV.5 et IV.6) représentent les puissances absorbées par le compresseur et la puissance de la turbine en fonction du taux de compression dans le cas d'injection de la vapeur. On constate que l'injection de la vapeur n'influe pas sur la puissance du compresseur car l'injection se fait après la compression. Par contre, l'injection de la vapeur fait augmenter la puissance de la turbine. Pour le cas optimal qui se produit à $\tau = 12$ on a :

- ✓ sans injection $P_{\text{ut}} = 16,67 \text{ KW}$
- ✓ Avec injection ($m_v = 0.02 \text{ kg/s}$) $P_{\text{ut}} = 17,04 \text{ KW}$

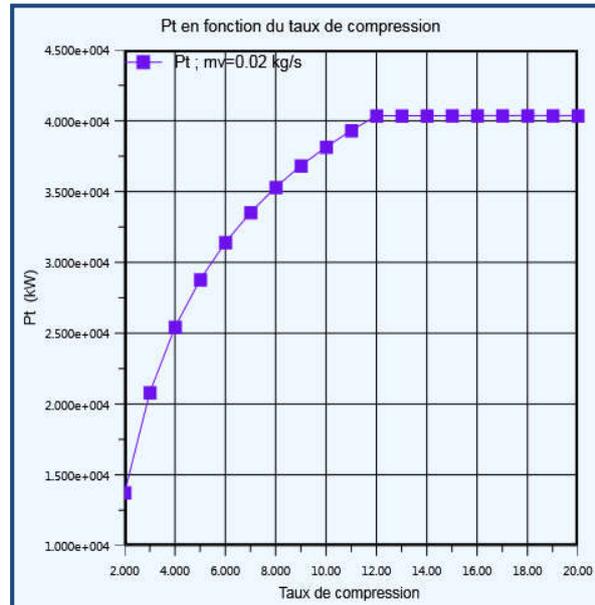
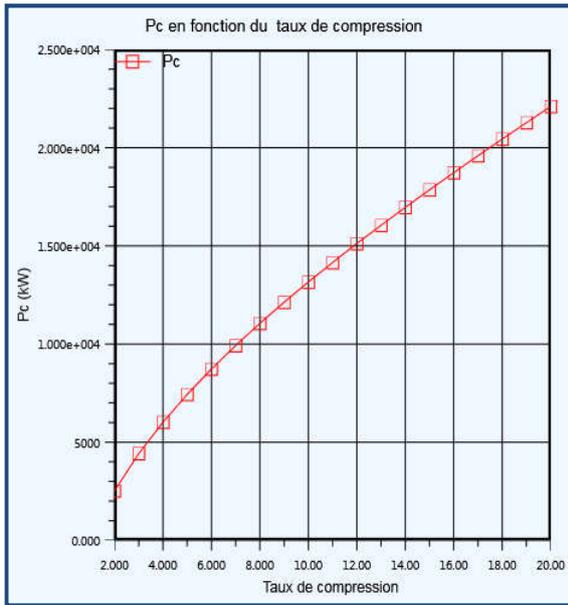


Figure IV.5. P_C en fonction du τ . (avec injection) Figure IV.6. P_T en fonction du τ .(avec injection)

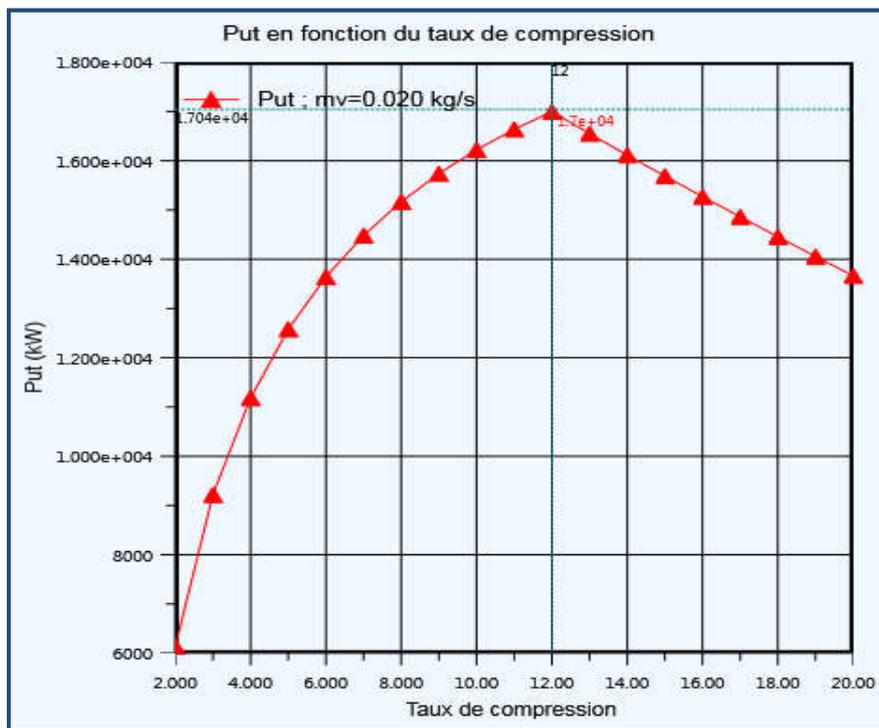


Figure IV.7. Puissance utile en fonction du τ .

IV.1.1.2.2 Influence l'injection de la vapeur

La figure (IV.8) représente la variation de la puissance utile en fonction du débit de la vapeur injectée. De cette figure, on remarque que la puissance utile augmente avec l'augmentation du débit massique de la vapeur injectée; car la vapeur est produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz échappement peut être injectée.

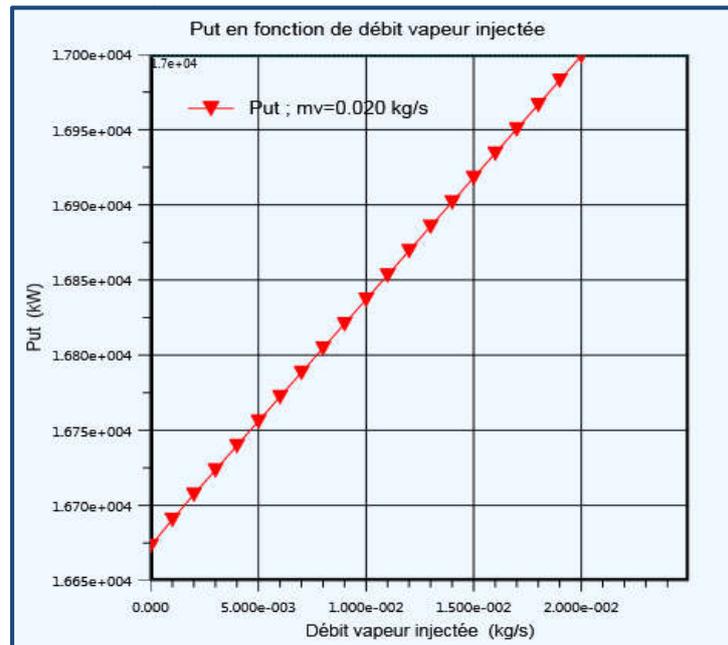


Figure IV.8. Puissance utile en fonction du débit de la vapeur injectée.

IV.1.2 Installation de l’injecteur de la vapeur à l’amont de la chambre de combustion (après la première turbine)

IV.1.2.1 Influence du taux de compression

- Pour : $m_v=0.02$ kg/s

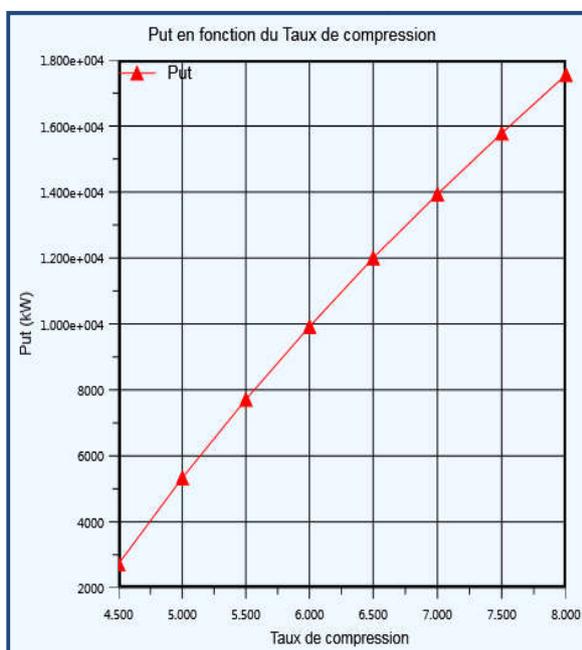


Figure IV.9. Puissance utile en fonction du taux de CR1.

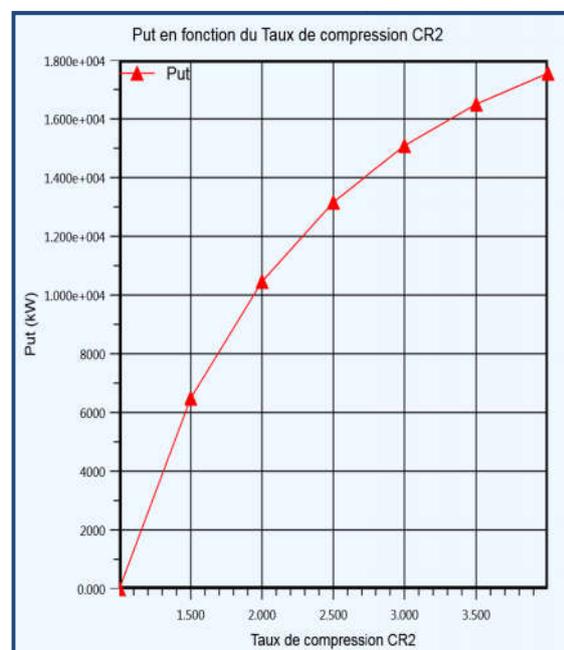


Figure IV.10. Puissance utile en fonction du taux de CR2.

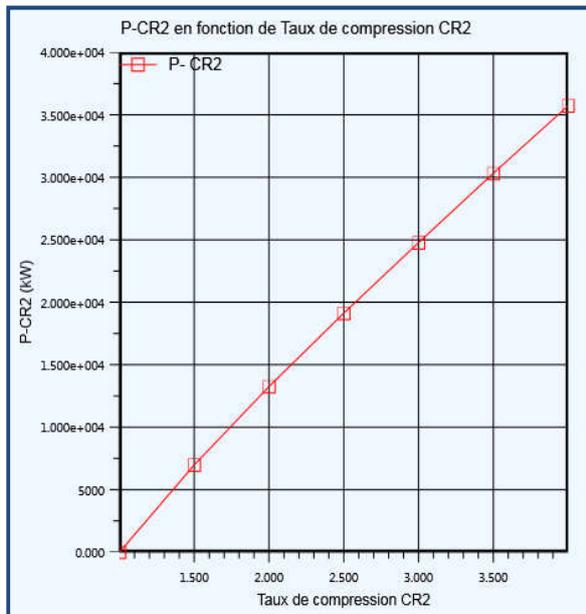


Figure IV.11. Puissance de CR2.

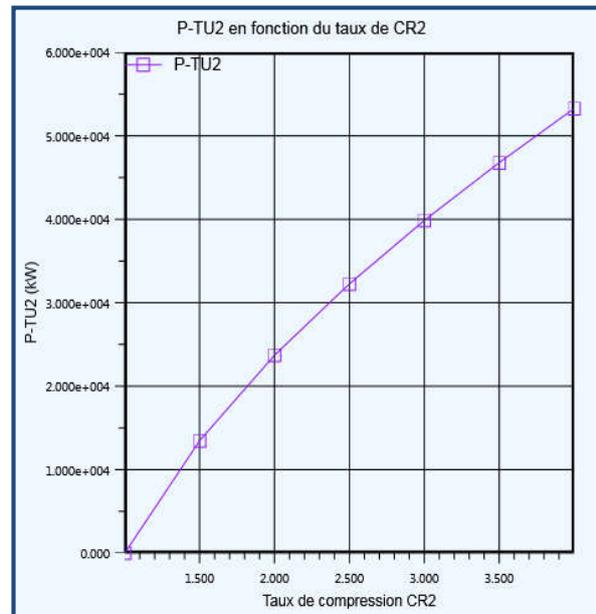


Figure IV.12. Puissance de TU2.

Les figures (IV.9 et IV.10 IV.11 et IV.12) représentent l'évolution de la puissance utile du compresseur CR1 et, la puissance du compresseur CR2 et celle de la turbine 2 respectivement. La puissance du compresseur et de la turbine est influencée par le taux de compression CR1 et CR2. La différence entre le 1 cas et 2 cas dans la puissance de turbine, voir La figure (IV.9 et IV.12):

- ✓ 1^{er} cas: Avec injection $P_t = 36\text{KW}$
- ✓ 2^{ème} cas: Avec injection $P_t = 51\text{KW}$

IV.1.2.2 Influence l'injection de la vapeur

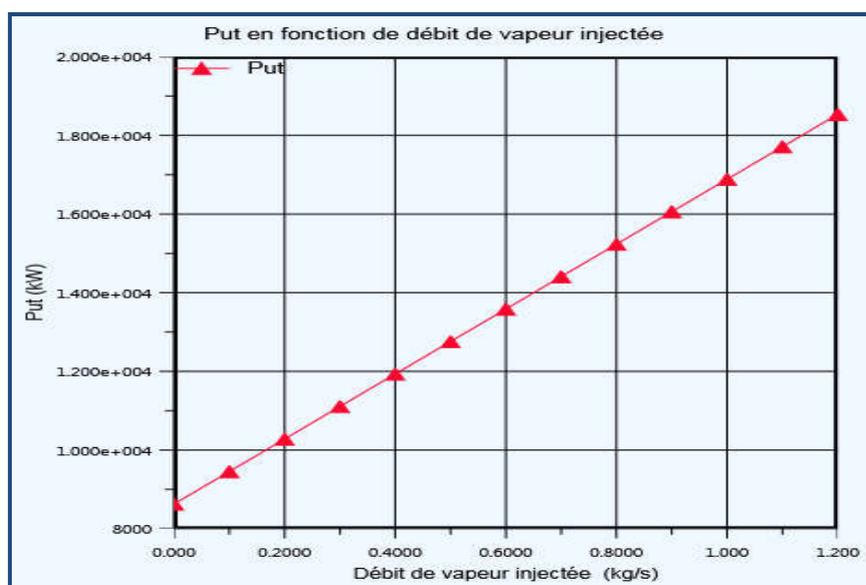


Figure IV.13. Puissance utile en fonction débit de la vapeur injectée.

Les figure (IV.7 et IV.13) représente la puissance utile en fonction du débit de la vapeur. Pour la même quantité de la vapeur injectée, on compare les puissances utiles des deux installations

- ✓ 1^{er} cas: $P_{ut} = 17.04 \text{ KW}$ (injection après la chambre de combustion)
- ✓ 2^{ème} cas: avec injection $P_{ut} = 18.1 \text{ KW}$ (injection entre les deux turbines)

IV.1.3 Installation de régénération (cycle de récupération)

IV.1.3.1 Influence du taux de compression

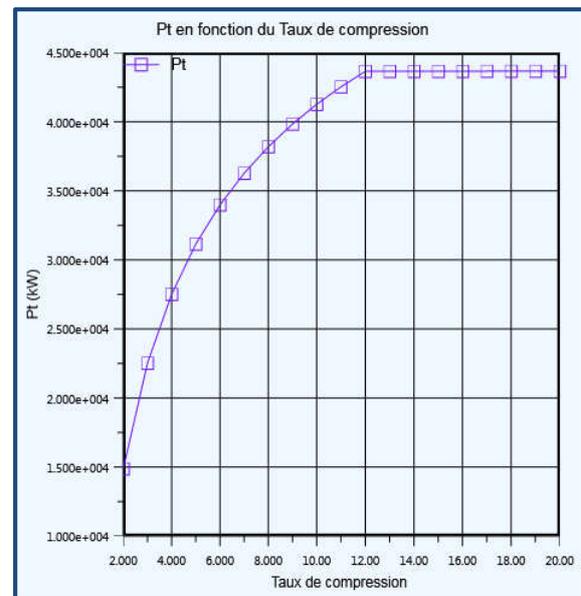
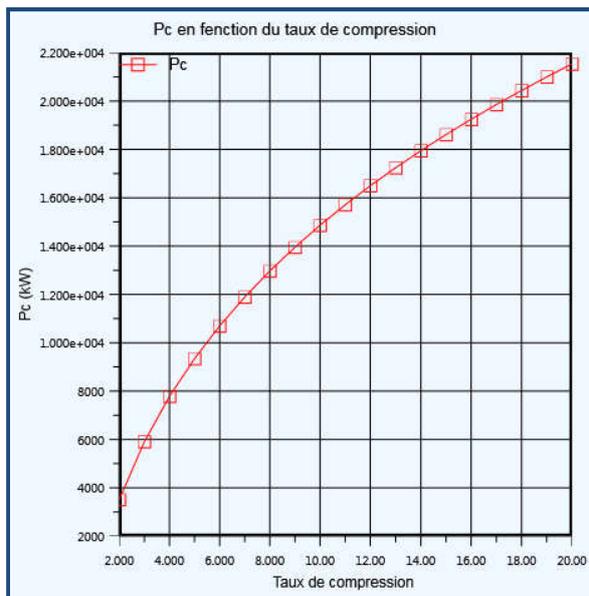


Figure IV.14. P_C en fonction du τ .

Figure IV.15. P_T en fonction du τ .

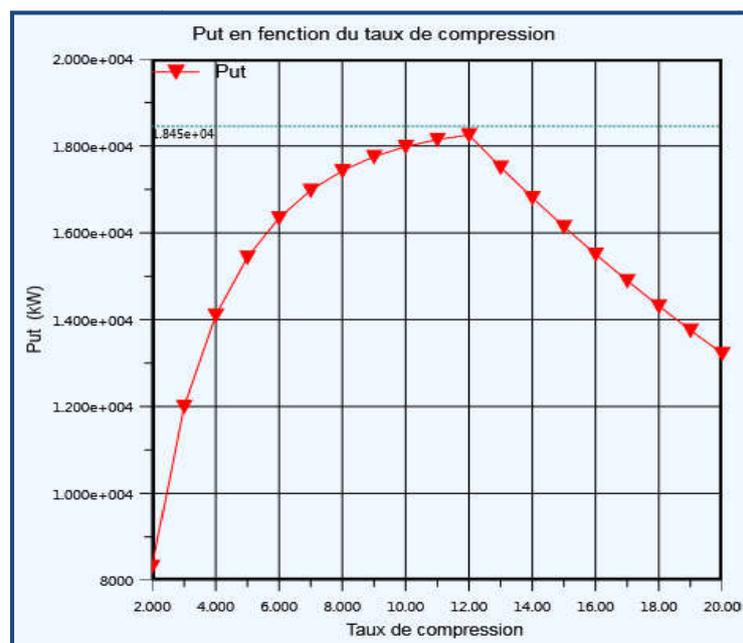


Figure IV.16. Puissance utile en fonction du τ .

IV.1.3.2 Influence du Température d'entrée de chambre de combustion

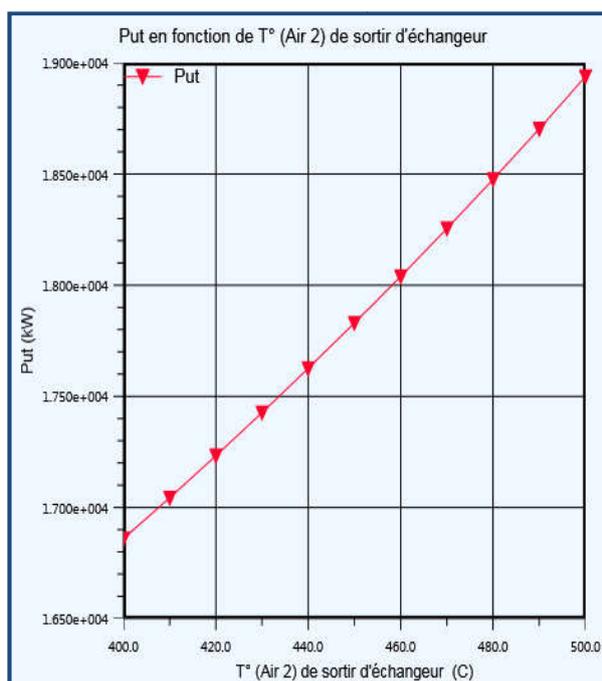
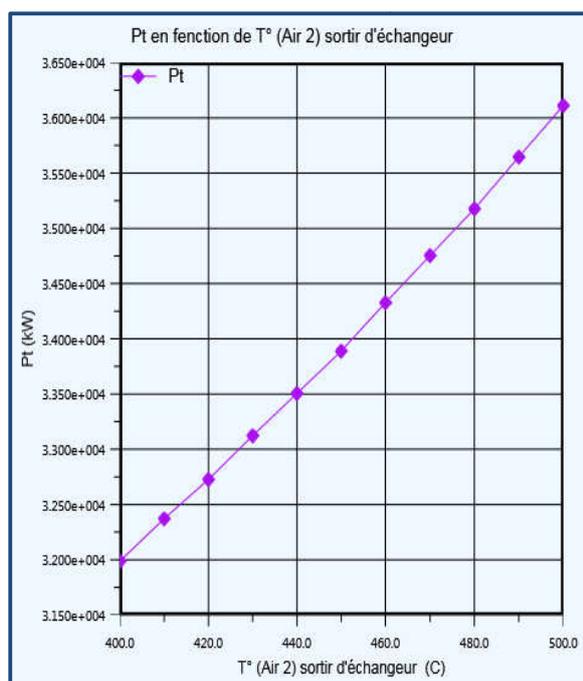


Figure IV.17. P_T en fonction T° d'entrée du c-c. Figure IV.18. Puissance utile en fonction T° d'entrée de c-c.

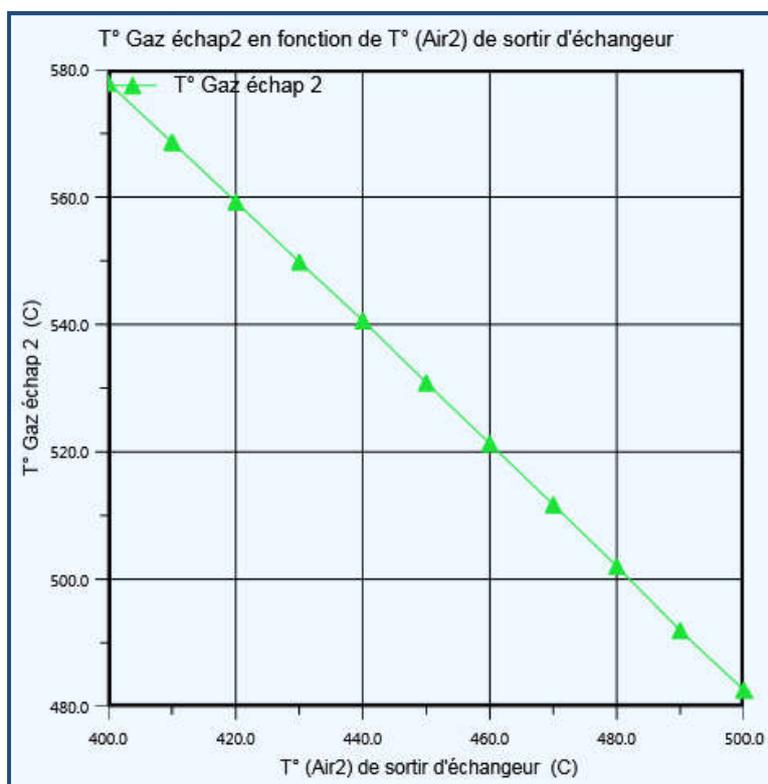


Figure IV.19. Température de gaz échap en fonction T° d'entrée de c-c.

La régénération est employée pour préchauffer le gaz comprimé par les gaz d'échappement dans un échangeur. Dans la figure IV.19 on observe la température des gaz d'échappement est inversement proportionnelle à la température d'entrée de la chambre de combustion.

L'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur (échange de chaleur) avant d'être présent dans la chambre de la combustion.

Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle (gaz échappement 2), on aura une augmentation de la puissance. (Voir figure IV.16)

Les tableau IV.7. Les comparative de la puissance utile de la TAG.

Cas P_{ut}	1 ^{ère} cas : installation d'injection de la vapeur à l'amont de C-C	2 ^{ème} cas : installation d'injection de la vapeur à l'amont de la C-C et après la TU1	3 ^{ème} cas : installation Régénération (cycle de récupération)
$P_{ut} = f(\tau)$ (W)	16670	17700	18450
$P_{ut} = f(m_v)$ (W)	17040	18100	[-]

Tableau IV.1. Comparative de la puissance utile.

CONCLUSION

GENERALE

Conclusion générale

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composantes supplémentaires à l'installation.

Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine en prenant en compte des cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine injectée par la vapeur, le cycle de turbine à gaz de régénération, etc. l'objectif principal de ces investigations est d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

Dans ce mémoire on présente une étude comparative des performances d'une turbine à gaz.

La résolution numérique a été réalisée, en premier temps analytiquement. En deuxième temps, nous avons utilisé le code Hysy une large étude en donnant une grande importance à l'analyse de l'influence de quelques paramètres à savoir, le taux de compression, injection de la vapeur sur la performance de la turbine à gaz.

L'analyse des résultats obtenus dans ce mémoire montre :

- ✓ Il existe un taux optimal auquel les performances énergétiques sont maximums.
- ✓ La puissance de la turbine à gaz augmente proportionnellement avec l'injection continue de la vapeur.
- ✓ Les grandes puissances de la turbine à gaz sont remarquées dans l'installation avec régénération

Bibliographies

- [1] Lesieur, Marcel. Turbulence (Edition 2013). EDP sciences, 2014.
- [2] CHRISTIAN ROBERT, 2000, «Techniques de l'ingénieur : Machines hydrauliques et thermique», Avril 2000.
- [3] Olav Bolland, « Thermal power génération », Thermal power génération-2004.
- [4] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [5] A. Benidir, « Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité», mémoire de fin d'étude de master en systèmes énergétiques et développement durable, Université de Mohamed Khider –Biskra-, (juin 2013).
- [6] A.Beggat, A.Necera, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C », PFE de master, Universite Kasdi Merbah – Ouargla, (2010/2011).
- [7] BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [8] Gassi Touil, Documentation SONATRACH DP.
- [9] H.Mosli, et D.Ben seddik, S.Brahimi, «Etude de turbine à gaz MS5002b », PFE master professionnel, Universite Kasdi Merbah – Ouaregla (2012/2013).
- [10] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné", mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010).
- [11] A.MOUSSAUI, A.ZOUBIR, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécaniques des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes , (juin 2009).

Bibliographies

- [12] LORENZO Tasco., Document de l'entreprise, " PGT 10 ABB LUMMUS GLOBAL ", Nuovo Pignone, 2004.
- [13] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, «Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [14] Tuzson, J., 1992, « Status of Steam-Injected Gas Turbines», Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114.
- [15] M. Benikhlef, A. Mohammedi, «Etude et rénovation de la turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel », mémoire de fin d'étude de master en génie thermique et énergie renouvelables, Université Abou Bakr Belkaid -Tlemcen-, (2013/2014).
- [16] B.Mehani,Y.Belaid, «Etude de système de commande de lancement et de système de commande de vitesse d'une turbine à gaz MS5002C», PFD master maintenance industrielle, Université Kasdi Merbah – Ouargla, (2011) .
- [17] Documentation SONATRACH SP, 2017.
- [18] M.Laissaoui, «Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission»,PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, (2011/2012).

Résumé

Dans cette étude, nous avons comparé les performances des turbines à gaz dans des conditions de température très élevée à l'intérieur de la chambre de combustion en utilisant plusieurs méthodes, y compris: l'injection de la vapeur d'eau par certains points du cycle et la régénération afin d'améliorer les performances. Nous avons adopté dans cette étude énergétique sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique et les équations d'injection de la vapeur, ainsi qu'en utilisant le logiciel HYSYS dans ce travail pour calculer la performance énergétique de l'installation. Les différents résultats que nous avons acquis à chaque cycle sont comparés entre eux pour voir les changements dans les résultats de chaque cycle.

Mots-clés: turbine à gaz MS5002C, injection de vapeur d'eau, puissance, HYSYS.

Abstract

In this study, we have compared the performance of gas turbines under conditions of high temperature in the combustion chamber by using several methods, including: Injection of steam by some points of the session and renewal in order to improve performance. We adopted the Energetic study on the principle of the first and second thermodynamic calculus equations and steam injection and in the management of this work using the software HYSYS to facilitate the study

of the customers. The different results that we acquired at each cycle and we compared them to see the changes in the results of each cycle.

Keywords: gas turbine MS5002C, steam injection, power, HYSYS.

ملخص

في هذه الدراسة الخاصة بمشروع نهاية التخرج قمنا بدراسة مقارنة اداء التوربينات الغازية في ظل ظروف ارتفاع درجة الحرارة في غرفة الاحتراق وهذا باستخدام عدة اساليب منها : حقن بخار الماء من خلال نقاط معينة في الدورة , التجديد , وهذا من اجل تحسين الاداء .

وقد اعتمدنا في الدراسة الطاقوية على مبدأ الاول والثاني التارموديناميك وكذلك معادلات الحقن بالبخار وفي هذا العمل نهتم باستعمال برنامج هايسيس وذلك لحساب الاداء.

وقد تحصلنا على نتائج مختلفة عند كل دورة وقمنا بالمقارنة بينهم لمعرفة التغيرات التي طرأت على نتائج كل دورة.

الكلمات المفتاحية: التوربينة الغازية MS5002C , حقن بخار الماء , الاستطاعة , HYSYS.