

Université KASDI MERBAH OUARGLA

**Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des Sciences de la
Terre et de l'Univers**

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

HADJ SEYD ABDERRAOUF

Thème

**Amélioration des performances thermodynamiques de la turbine à gaz
MS5002C par l'incorporation d'un récupérateur de chaleur**

Soutenu publiquement le 16/06/2025

Devant le jury :

Dr. Chaich Zineb	MCA	Président	UKMO
Dr. Rezaiguia Yamina	MCA	Examinatrice	UKMO
Dr. Bouksani Mohamed	MCB	Encadreur	UKMO

Année Universitaire : 2024/2025

REMERCIEMENT

En premier lieu, nous tenons à remercier Allah, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

*Je tiens à remercier très chaleureusement, mon encadreur, **Monsieur Bouksani Mohamed** pour la qualité de l'encadrement dont j'ai bénéficié pendant ces quelques années.*

Un remerciement à l'ensemble des professeurs de département Mécanique des chantiers pétrolier et Forage par leurs aides et effort Pour l'assurance d'une bonne formation.

Que toute personne ait participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

Tous les membres de ma famille qui m'ont tant encouragé et soutenu mon cher père et ma chère mère, qui sans eux je n'aurais pas eu l'énergie nécessaire pour parvenir à la fin de mon cycle.

Dédicace

J'ai le grand honneur de dédier ce modeste travail :

*À ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir
de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi
ainsi que pour son amour et ses conseils.*

*À mon très cher père, mon exemple, pour ses
encouragements, son soutien, surtout pour son
amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le
déroulement de mes études.*

À toutes mes adorables sœurs.

À toute ma famille de près et de loin.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

Sommaire

Introduction Générale	1
I. 1. Introduction	2
I. 2. Définition de la turbine à gaz	2
I. 3. Historique des turbines à gaz.....	2
I. 4. Composants de la turbine à gaz	3
I. 5. Classification des turbines à gaz.....	4
I. 5.1. D'après le mode de construction	4
-Turbine mono-arbre	4
-Turbine bi-arbre	5
I. 5.2. D'après le mode de travail	6
-Turbine à action.....	6
-Turbine à réaction	6
I. 5.3. D'après le mode de fonctionnement	7
- Turbine à gaz à cycle fermé	7
-Turbine à gaz à cycle ouvert	7
-Turbine à cycle simple	7
Turbine à cycle régénéré	8
I. 6. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	8
I. 7. Domaines d'application des turbines à gaz	9
I. 7.1. Domaines fixes (utilisation industrielle).....	9
I. 7.2. Domaines mobiles.....	9
I. 8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	9
I. 8.1. Avantages.....	9
I. 8.2. Inconvénients	10
I. 9. Facteurs influents sur les performances de la turbine à gaz	10
I. 9.1. Facteurs extérieurs	10
I. 9.2. Facteurs intérieurs.....	12
I. 10. Amélioration des performances des turbines à gaz	12
I. 10.1. Régénération	13
I. 10.2. Injection vapeur d'eau	13
I. 10.3. Refroidissement intermédiaire	14
II.1. Introduction	14

Sommaire

II.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	14
II.3. Principe de fonctionnement.....	15
II.4. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c.....	16
4.1. Section compresseur.....	17
4.1.1. Généralités	17
4.1.2. Rotor du Compresseur	17
4.1.3 Stator du compresseur	18
4.2. Section combustion	20
4.2.1. Enveloppe de combustion.....	20
4.2.2. Chambre de combustion	21
4.2.3. Bougies d'allumage	22
4.2.4. Détecteur de flamme.....	22
4.2.5. Injecteur de combustible.....	23
4.2.6. Tubes – foyers	24
4.2.7 Pièce de transition.....	24
4.3. Section turbine	25
4.3.1. Stator de turbine	25
4.3.2. Directrice de premier étage	26
4.3.3.Directrice de deuxième étage	27
4.3.4. Ensemble diaphragme	28
4.3.5. Rotor de la turbine	28
4.3.6. Aubes de la turbine:.....	29
4.3.7 Les Paliers:	29
II.4.4. Système de commande d'une turbine à gaz :	31
Système auxiliaires et instrumentation de la turbine :	31
II.4.4.1. Système d'admission:	31
II.4.4.2. Système de démarrage :	32
II.4.4.3. Système du gaz combustible :.....	33
II.4.4.4. Système de l'huile de graissage :	34
II.4.4.5. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :.....	36
II.4.4.6. Système de l'embrayage de lancement:	37
II.4.4.7. Dispositif d'anti-pompage :.....	37
II.4.4.8. Système d'échappement :	38

Sommaire

II.4.4.9. Engrenages :.....	38
II.4.4.10. Accouplement	38
- Socle :.....	39
-Support :	39
II.5. Systèmes de contrôle et de protection	39
II.5.1. Systèmes de contrôle	39
II.5.1.1. Système de contrôle du fuel.....	40
II.5.1.2. Système de contrôle de la directrice du premier étage	40
II.5.1.3. Système de contrôle de la température	40
II.5.2. Systèmes de protection	40
II.5.2.1. Système de protection de survitesse	41
II.5.2.2. Système de protection de dépassement de température.....	41
II.5.2.3. Système de protection et de détection des vibrations	41
II.5.2.4. Système de protection et de détection de flamme.....	41
II.5.2.5. Système de protection contre les pulsations au démarrage et à l'arrêt	42
II.6. Définition d'échangeur de chaleur	42
II.7. Classification des échangeurs	43
II.8. Les Types d'échangeur de chaleur	43
II.8.1. Echangeur tubes et calandres.....	43
Un échangeur de chaleur à tubes et calandre (Fig II.20) (ou échangeur tubulaire) est un type d'échangeur de chaleur largement utilisé dans l'industrie pour transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Il est constitué de deux éléments principaux : 43	
II.8.2. Echangeur à plaques	44
II.8.3. Echangeurs à ailettes	44
II. 8. 4 Echangeurs à chicanes :.....	45
II.9. Equations de modèle	45
II. 9. 1. Bilans massiques	45
II.9.2. Transformations thermodynamiques du gaz	46
II.10. Conclusion.....	48
III.1. Introduction.....	43
III.2. Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :	43
2.1. Cycle idéal de Brayton :	43
2.2. Cycle réel :	45

Sommaire

III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C a 15 °c :	47
3.1. Données de la turbine à gaz MS-5002C	47
3.2. Calculs des paramètres du compresseur axial :	47
3.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :	51
3.3.1. Calcul de la pression P3 à la sortie de la chambre de combustion :	51
3.3.2. La composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:	51
3.3.3. Les réactions chimiques de combustion :	53
4.Conclusion :	57
IV.1 Introduction	57
IV.2 Définition du logiciel Aspen HYSYS	57
IV.3 Les concepts de base du simulateur HYSYS.....	57
IV.4 Structure générale du HYSYS	58
IV.5 Les modèles thermodynamiques de HYSYS.....	58
IV.5.1 Equation de REDLICH-K WONG	59
IV.5.2 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG.....	59
IV.5.3. Equation de PENG-ROBINSON	59
IV.6. Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS	60
IV.7. Simulation de la TAG par logiciel Aspen HYSYS	60
IV.7.1. Démarrage de Aspen HYSYS.....	60
IV.7.2. Choix la liste des composants	61
IV.7.3. Sélection d'un modèle thermodynamique	62
IV.7.4. Création des réactions chimiques.....	63
IV.7.5. L'entrée de l'air.....	64
IV.7.6. Compresseur	65
IV.7.7. L'entrée de gaz naturel.....	66
IV.7.8. Chambre de combustion	67
IV.7.9. Turbine	68
IV.8. Schéma équivalent de la TAG dans logiciel Aspen Hysys	69
IV.9. Comparaison de résultats.....	69
IV.10. Conclusion.....	70
V.1 Introduction.....	Error! Bookmark not defined.
V.2 Modélisation thermodynamique	71
V.3. L'influence de variation de la température et le débit des gaz à la sortie d'échangeur	71

Sommaire

V.4.Conclusion :	77
Conclusion Général :	79

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1. Les composants de la turbine à gaz.....	3
Figure I. 2. Classification des turbines à gaz [4]	4
Figure I. 3. plan de turbine mono-arbre [2]	5
Figure I. 4. plan de turbine bi-arbre [2]	6
Figure I. 5. Les courbes de la turbine à action et réaction [7]	7
Figure I. 6. Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [7]	9
Figure I. 7. Influence de la température ambiante [8]	11
Figure I. 8. Effet de l'humidité relative [8].....	11
Figure I. 9. Courbe de correction de pression [8]	12
Figure I. 10. Schéma du système de régénération	13
Figure I. 11. Schéma d'injection vapeur d'eau	13
Figure I. 12. Schéma de refroidissement intermédiaire	14
Figure II. 1. Schéma fonctionnel d'une turbine a gaz avec deux arbres a simple cycle [10] ...	16
Figure II. 2. Rotor du compresseur axial [11].....	18
Figure II. 3. Ensemble corps (stator) du Compresseur et rotor de Turbine H.P[11]	18
Figure II. 4. Chambre de combustion [11].....	20
Figure II. 5. Ensemble enveloppe de combustion [10]	21
Figure II. 6. Chemise (Deflecteur) de la chambre de combustion [10]	22
Figure II. 7. Bougies d'allumage rétractable [11].....	22
Figure II. 8. Détecteur de flamme ultraviolet [11].....	23
Figure II. 9. Injecteur de combustible [11]	24
Figure II. 10. Pièce de transition [11]	24
Figure II. 11. Disposition enveloppe turbine	26
Figure II. 12. Section verticale - directrice 1er étage.....	27
Figure II. 13. Ensemble directrice 2ème étage	27
Figure II. 14. Vue de l'ensemble rotor de turbine basse pression [11]	29
Figure II. 15. Paliers	30
Figure II. 16. Système typique d'admission.....	32
Figure II. 17. Système du gaz combustible.....	33
Figure II. 18. Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement.....	36

LISTE DES FIGURES

Figure II. 19. Ligne de pompage et limite de protection de pompage	37
Figure V. 20.Echangeur à tubes et calandre	43
Figure V.21.Echangeur à plaques.	44
Figure V. 22.Echangeurs à ailettes.	44
Figure III. 1.Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres.....	43
Figure III. 2. Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz. [12]	44
Figure III. 3.Cycle réel d'une turbine à gaz.	45
Figure III. 4.Bilan énergétique de la chambre de combustion.....	54
Figure III. 5 Cycle réel d'une turbine à gaz.	56
Figure IV. 1.Structure générale du HYSYS	58
Figure IV. 2.Fenêtre du Aspen HYSYS	61
Figure IV. 3.Fenêtre du Aspen HYSYS V14 dans new case.....	61
Figure IV. 4.les composants de différentes entrées de la TAG	62
Figure IV. 5. liste de fluide packages	63
Figure IV. 6. fenêtre des réactions créent	64
Figure IV. 7.les composants de l'air	64
Figure IV. 8.les conditions d'entrée d'air	65
Figure IV. 9. installation de compresseur	65
Figure IV. 10.Les paramètre de compresseur	66
Figure IV. 11.les composants de gaz naturel	66
Figure IV. 12.les conditions d'entrée de gaz naturel	67
Figure IV. 13.Installation de la chambre de combustion.....	67
Figure IV. 14.fenêtre de réaction dans la chambre de combustion.....	68
Figure IV. 15.Installation de la turbine.....	68
Figure IV. 16.fenêtre des paramètres de la turbine.	69
Figure IV. 17.schéma équivalent de la TAG par Aspen Hysys.....	69
Figure V. 1.Représentation de la TAG avec récupération de chaleur	71
Figure V. 2.(a)Variation de la consommation des gazes en fonction de la température de sortie-	
(b) la puissance en fonction de température de sortie.....	73
Figure V.3.Variation de rendement globale en fonction de débit des gaz échappement.....	75

LISTE DES FIGURES

Figure V.4.(a)Variation de la consommation des gazes en fonction de débit des gazes échappement-(b) La puissance en fonction de débit des gazes échappement fonction	76
---	----

LISTE TABLEAUX

Tableau II. 1.Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C [10].....	14
Tableau II. 2. Ensemble des Paliers	30
Tableau III. 1.paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO	47
Tableau III. 2. Compositions et caractéristiques du gaz combustible	52
Tableau III. 3.Masse de l'Oz nécessaire à la combustion d' 1kg de combustible.	54
Tableau IV. 1. Comparaison entre les résultats calculés et donnés.	70

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Unités	Significations
C_p	J/kg.K	Capacité calorifique
$\dot{m}$	Kg/s	Débit massique
$\dot{m}_c$	Kg/s	Débit de combustible
$\dot{m}_v$	Kg/s	Débit de vapeur
P_c	W	Puissance du compresseur
P_p	Bar	Pression de la pompe
P_{cc}	Bar	Pression de la chambre de combustion
P_T	W	Puissance de la turbine
P_U	W	Puissance utile
Q_{cc}	W	Puissance de la chambre de combustion
Q_H	kcal/mol	Pouvoir calorifique inférieur
S	m ²	Surface de l'échangeur
T	K	Température
T_{ce}	K	Température d'entrée fluide chaud
T_{cs}	K	Température de sortie fluide chaud
T_{fe}	K	Température d'entrée fluide froid
T_{fs}	K	Température de sortie fluide froid
W	kJ/kg	Travail massique
W_c	kJ/kg	Travail massique du compresseur
W_T	kJ/kg	Travail massique de la turbine
γ	/	Exposant isentropique
α	/	Coefficient d'excès d'air
τ	/	Taux de compression
η	/	Rendement
ρ	Kg/m ³	Masse volumique

Nomenclature

Abréviation :

CA	/	Compresseur axial
THP	/	Turbine haute pression
TBP	/	Turbine basse pression
CC	/	Chambre combustion

Résumé :

Les turbine à gaz permettent de transformer l'énergie thermique issue de la combustion d'un gaz en énergie mécanique produite par un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante pour l'entraînement des générateurs d'électricité dans la production d'électricité, et dans l'industrie pétrolière d'entraîner les compresseurs pour la compression des gaz et les pompes pour le pompage, . Ces machines sont très sensibles aux conditions climatiques, c'est-à-dire, à la température de l'air ambiant et à l'humidité, en plus des méthodes de leur utilisation et de leur emplacement. la fabrication des turbine a gaz connue ces dernière année des méthodes d'amélioration des performances des cycle comme(régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau), et l'objectif principal de ce travail consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes, par récupération des gaz d'échappement à l'amont de la chambre de combustion. la méthode suggérée a été étudiée. Analysée et comparée à un cycle simple.

Mots clé: Turbine à gaz, cycle simple, amélioration de performance, récupérateur de chaleur

Abstract:

Gas turbines are used to transform the thermal energy produced by the combustion of a gas into mechanical energy produced by a rotor rotating around an axis at a constant speed to drive electricity generators in power generation, and in the oil industry to drive compressors for gas compression and pumps for pumping. These machines are very sensitive to climatic conditions, i.e. ambient air temperature and humidity, in addition to the methods of their use and their location. The manufacture of gas turbines has seen in recent years methods of improving cycle performance such as (regeneration, intercooling, preheating and steam injection), and the main objective of this work is to improve the main characteristics of the gas turbine used in harsh temperature conditions, by recovering exhaust gases upstream of the combustor. The suggested method has been studied. Analysed and compared with a simple cycle.

Keywords: Gas turbine, simple cycle, performance improvement, heat recovery unit.

الملخص:

تسمح التوربينات الغازية بتحويل الطاقة الحرارية الناتجة عن احتراق الغاز إلى طاقة ميكانيكية تُنتج بواسطة دَوّار يدور حول محور بسرعة ثابتة، وذلك لتشغيل مولدات الكهرباء في مجال إنتاج الطاقة الكهربائية، كما تُستخدم في الصناعة النفطية لتشغيل الضواغط الخاصة بضغط الغازات والمضخات المخصصة لعمليات الضخ.

وتُعد هذه الآلات شديدة الحساسية للظروف المناخية، أي لدرجة حرارة الهواء المحيط ورطوبته، بالإضافة إلى طرق تشغيلها وموقع استخدامها. وقد شهد تصنيع التوربينات الغازية خلال السنوات الأخيرة تطوير العديد من الأساليب الهادفة إلى تحسين أداء دوراتها الحرارية، مثل: الاسترجاع الحراري، والتبريد البيئي، والتسخين المسبق، وحقن بخار الماء.

ويتمثل الهدف الرئيسي من هذا العمل في تحسين الخصائص الأساسية للتوربينة الغازية المستخدمة في ظروف درجات الحرارة القاسية، وذلك من خلال استرجاع غازات العادم قبل وصولها إلى غرفة الاحتراق. وقد تمت دراسة الطريقة المقترحة وتحليلها ومقارنتها بدورة تشغيل بسيطة.

الكلمات المفتاحية: التوربين الغازي، الدورة البسيطة، تحسين الأداء، مسترجع الحرارة.

INTRODUCTION
GENERALE

Introduction Générale

Aujourd'hui, tout ce que nous considérons comme des appareils mécaniques fonctionne à l'énergie. Fossile libéré lors de la réaction de combustion du carburant dérivé du pétrole, c'est-à-dire qu'il dépend entièrement de ce liquide noir, l'exemple le plus courant est celui des moteurs à combustion interne ou externe, qui font fonctionner diverses usines et systèmes et parmi ces installations, nous mentionnons les turbines à gaz.

Dans notre pays, l'industrie pétrolière utilise principalement des turbines à gaz pour produire de l'électricité dans les centrales électriques, elles sont donc utilisées dans le domaine du transport et de la réinjection du gaz, ce qui confère à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

Une turbine à gaz, également appelée turbine à combustion, est une machine thermodynamique tournante appartenant à la famille des moteurs à combustion interne, dont la fonction est de générer de l'énergie mécanique (rotation de l'arbre) pour produire à partir de l'énergie contenue dans l'hydrocarbure (carburant, gaz, etc.). Selon le type de fluide utilisé, appelé milieu de travail ou fluide de travail, on distingue les turbines à eau, les turbines à vapeur ou les turbines à gaz. Dans ce dernier cas, le propulseur le plus couramment utilisé est un effluent gazeux liquide ou gazeux. Les turbines à gaz sont construites sur une plage de puissance très large. A cet effet, les compagnies pétrolières ont une politique stricte qui évite au maximum les pertes de production, et oblige le service maintenance à adapter sa stratégie pour assurer une plus grande disponibilité de la centrale, dont contrôles. Procédés de fabrication tels turbines à gaz, qui sont largement utilisées dans l'industrie pétrolière. C'est ce qu'on va découvrir ensemble dans ce présent document est scindé de 4 chapitres répartis comme suit :

- ✓ Chapitre I : Généralités sur la turbine à gaz.
- ✓ Chapitre II : Description de la TAG MS5002C.
- ✓ Chapitre III : Les calculs thermodynamiques.
- ✓ Chapitre IV : Cycle de récupération des gaz d'échappement.
- ✓ Chapitre V : Amélioration des performances de TAG par récupération l'énergie des gaz.

Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale.

CHAPITRE I :
GENERALITES SUR
LES TURBINES A GAZ

I. 1. Introduction

L'utilisation des turbines à gaz est très répandue dans des nombreuses applications industrielles compte tenu de ses excellents performances (rendement varie entre 25% à 35% utilisée seule, et supérieur à 55% en cycle combiné).

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Il aspire et comprime ainsi l'air atmosphérique dans son compresseur, augmente le rendement énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utilisable lors des processus de détente intervenant dans la section turbine. L'énergie mécanique résultante est transférée de l'embrayage à la machine réceptrices.

En Algérie l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'électricité dans les zones isolées des territoires ainsi que dans le transport par pipe-lines des hydrocarbures gazeux (gaz naturel) et liquides (condensats).

I. 2. Définition de la turbine à gaz

Une turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Il aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé par la chaleur libérée dans la chambre de combustion et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui se produit dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur, un alternateur,...etc. [1]

I. 3. Historique des turbines à gaz

La turbine à gaz a été inventée en 1791 par le britannique John Barber. Leur avantage technique et économique sur les locomotives à pistons a été reconnu dès le XIXe siècle. Cependant, un manque de connaissances matérielles à partir de a empêché la réalisation des espoirs placés en eux à l'époque. En fait, il a fallu à Franz Stolze jusqu'en 1904 pour développer une turbine à gaz à Berlin qui était opérationnelle mais ne délivrait pas encore d'électricité utilisable. [2]

- **1791** : Première brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre.
- **1900/1904** : Premières essais avec la turbine à air chaud selon Stolze.
- **1905** : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth.
- **1906/1908** : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Holzwarth.
- **1928** : BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée.

- **1933** : Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- **1934** : Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939.
- **1937** : Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe : 2000 KW.
- **1937** : Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 KW à la centrale de Neuchâtel. [3]

I. 4. Composants de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée (Fig I.1) de trois éléments :

- ✚ Un compresseur, généralement centrifuge ou axial, qui sert à comprimer l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ.
- ✚ Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air préalablement comprimé (ce dernier en fort excès afin de limiter la température des gaz brûlés en entrée de la turbine).
- ✚ Une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz à haute température sortant de la chambre de combustion. Une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert à entraîner le compresseur. [4]

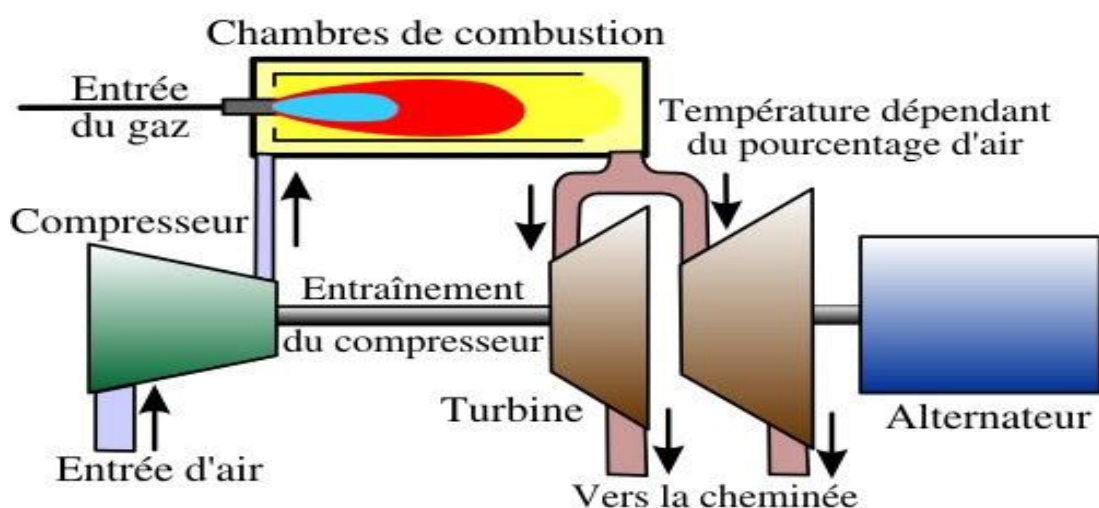


Figure I. 1. Les composants de la turbine à gaz

I. 5. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines (Fig I.2) selon différents points est :

- ❖ D'après le mode de construction.
- ❖ D'après le mode de travail.
- ❖ D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.

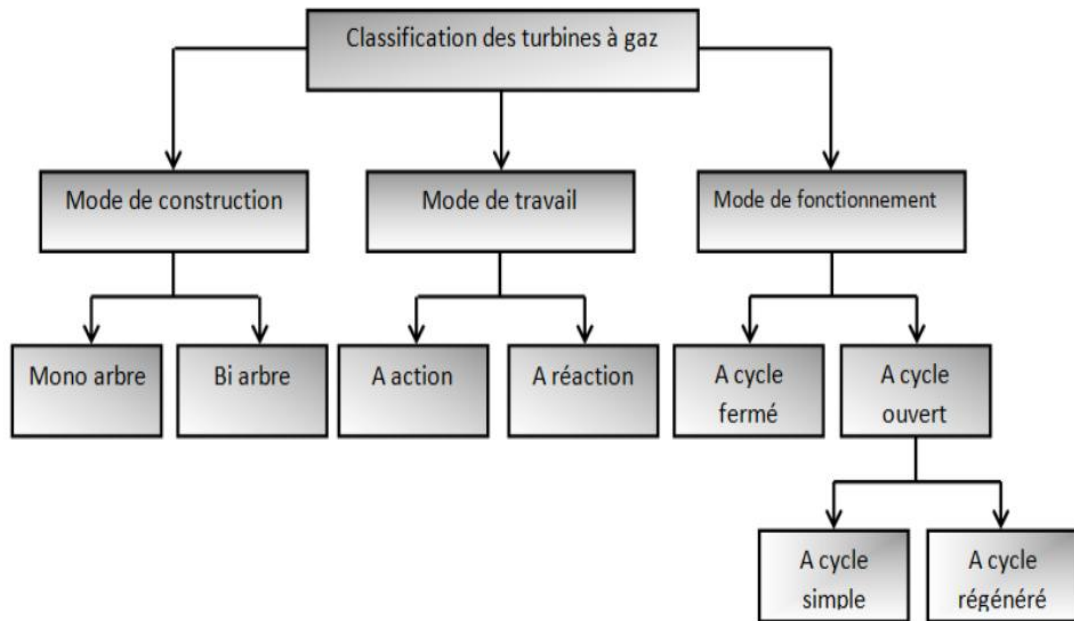


Figure I. 2. Classification des turbines à gaz [4]

I. 5.1. D'après le mode de construction

Le type de turbine utilisé est déterminé en fonction de l'usage auquel il est destiné. Il existe deux types de turbines dans l'industrie :

-Turbine mono-arbre

Le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation (Fig I.3) a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. [5]

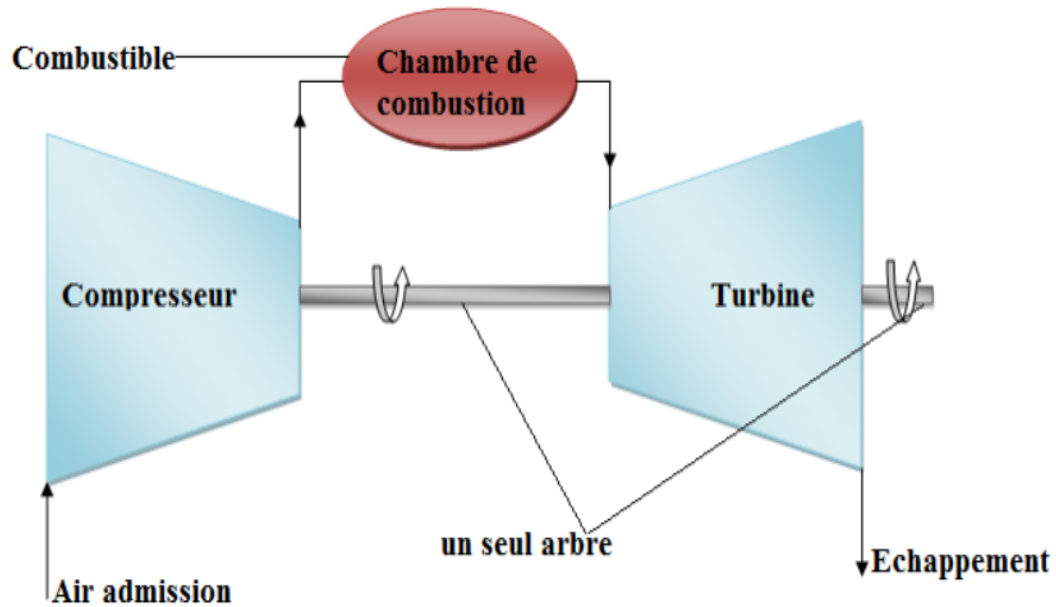


Figure I. 3. plan de turbine mono-arbre [2]

-Turbine bi-arbre

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

- La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.

De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres (Fig I.4) est plus complexe que la turbine à un seul arbre ; mais, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz. [5]

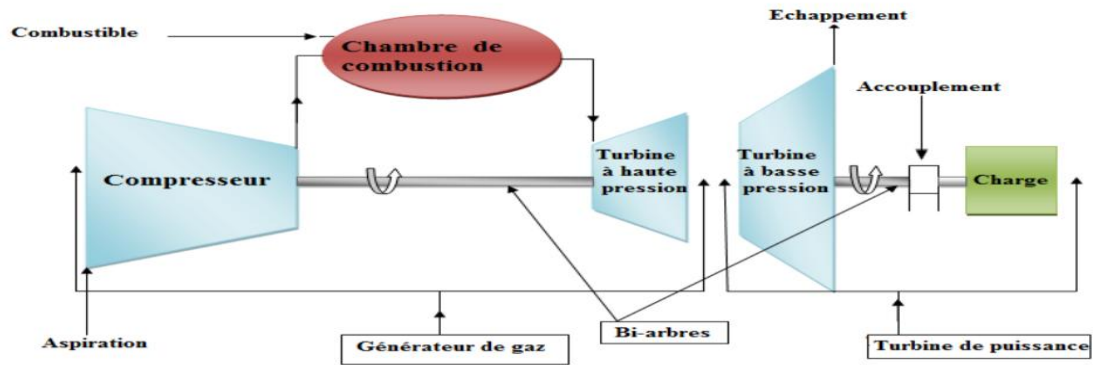


Figure I. 4.plan de turbine bi-arbre [2]

I. 5.2. D'après le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

-Turbine à action

Où l'énergie thermique dans le volant est complètement convertie en énergie cinétique. L'évolution des gaz dans la roue se produit sans aucun changement de pression Statique $P_1 > P_2 = P_3$. [6]

-Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est convertie en énergie cinétique et mécanique dans la roue. L'évolution des gaz dans la roue se produit lorsque la pression statique varie $P_1 > P_2 > P_3$.

La vitesse de réaction ϵ caractérise le pourcentage de l'énergie thermique totale. [6]

La figure (I.5) illustre cela :

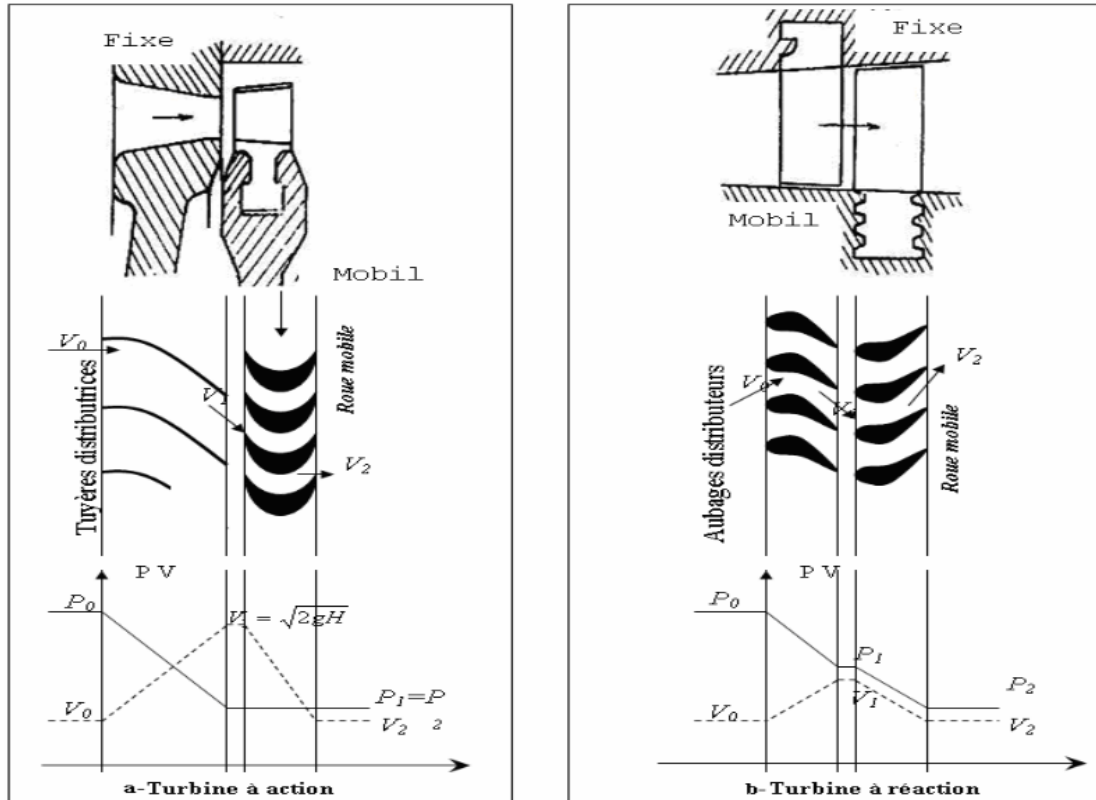


Figure I. 5. Les courbes de la turbine à action et réaction [7]

I. 5.3. D'après le mode de fonctionnement

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. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement. [8]

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 des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [8]

I. 6. 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.6) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

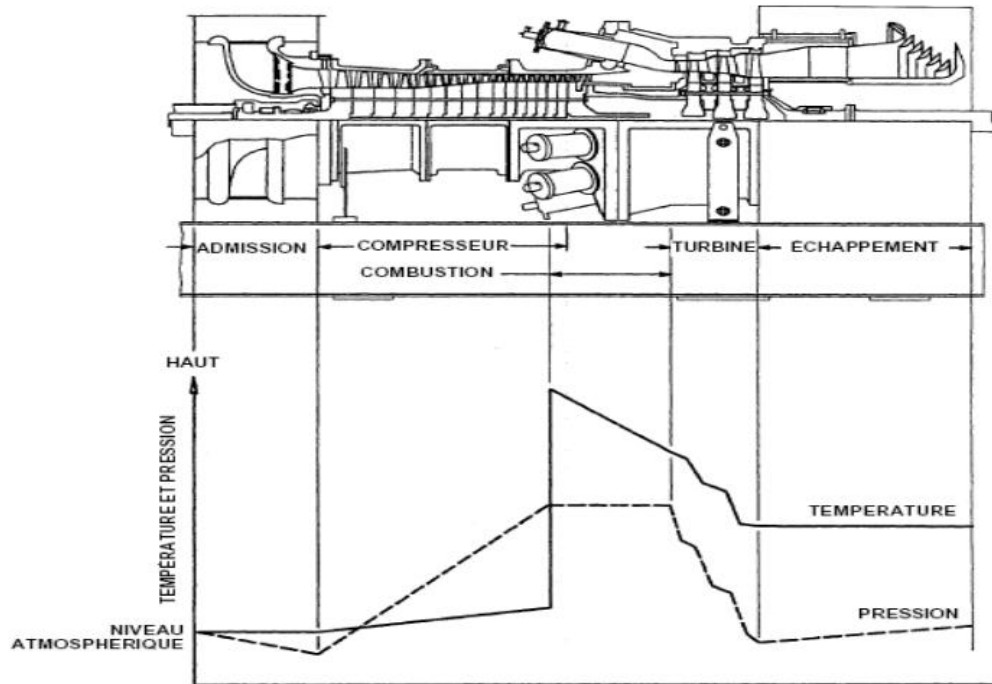


Figure I. 6. Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [7]

I. 7. Domaines d'application des turbines à gaz

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

I. 7.1. Domaines fixes (utilisation industrielle)

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

I. 7.2. Domaines mobiles

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

I. 8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I. 8.1. 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. [1]

I. 8.2. 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). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [1]

I. 9. Facteurs influents sur les performances de la turbine à gaz

I. 9.1. Facteurs extérieurs

Une turbine à gaz utilise l'air atmosphérique, ses performances sont donc considérablement affectées par tous les facteurs qui affectent le débit massique d'air délivré au compresseur. Ces facteurs sont [9] :

- Température ambiante

Le Figure (I.7) montre que l'augmentation de la température ambiante provoque une diminution de la densité de l'air d'admission aspiré par le compresseur et, par conséquent, une diminution du débit massique, et par conséquent une diminution de la puissance et du rendement, avec une augmentation de la consommation spécifique. Si la température diminue, on observe le phénomène inverse.

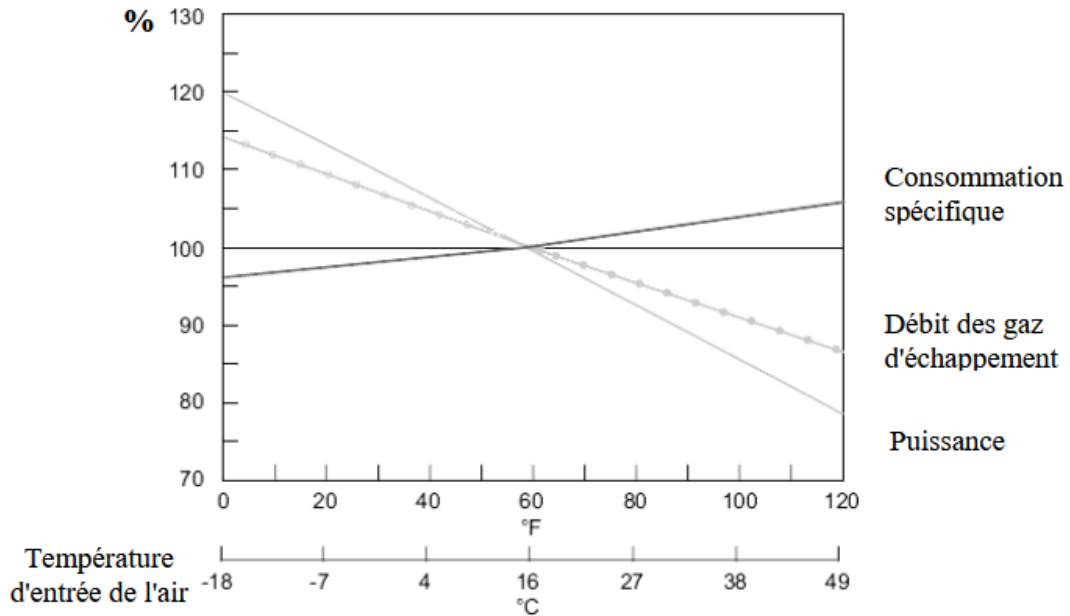


Figure I. 7. Influence de la température ambiante [8]

- Humidité Relative

Le Figure (I.8) montre que l'humidité a un impact sur les performances des turbines à gaz : plus elle augmente, plus le rendement énergétique diminue et plus la consommation augmente. Par conséquent, à mesure que la production de turbines à gaz augmente et que des améliorations sont apportées, on ajoute de l'humidité sous forme de vapeur d'eau afin de réduire les oxydes d'azote (NOx) il convient d'en tenir compte.

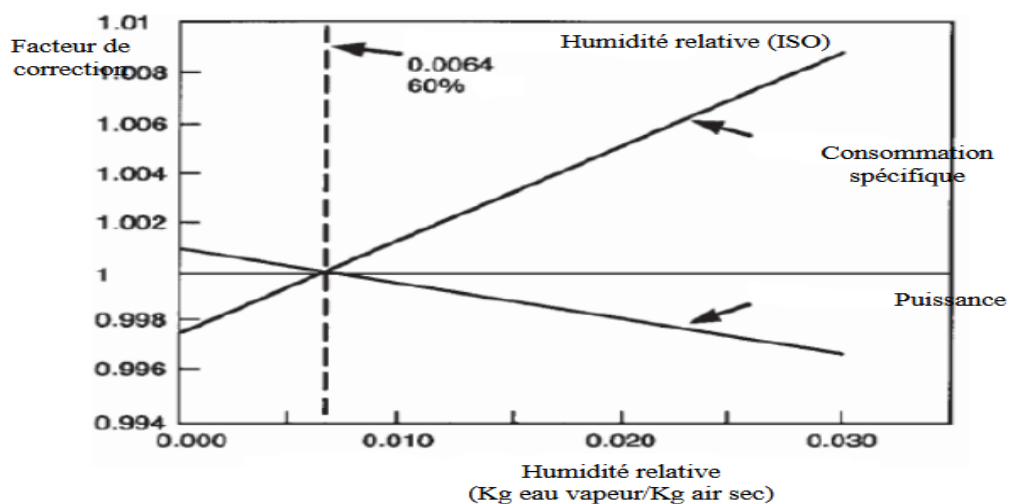


Figure I. 8. Effet de l'humidité relative [8]

-Pression atmosphérique

Le Figure (I.9) montre que la pression atmosphérique est l'un des facteurs qui affectent le fonctionnement des moteurs à combustion interne, y compris les turbines à gaz. Lorsqu'elle diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique d'air diminue et la puissance produite diminue proportionnellement, puisqu'elle est proportionnelle au débit massique de gaz.

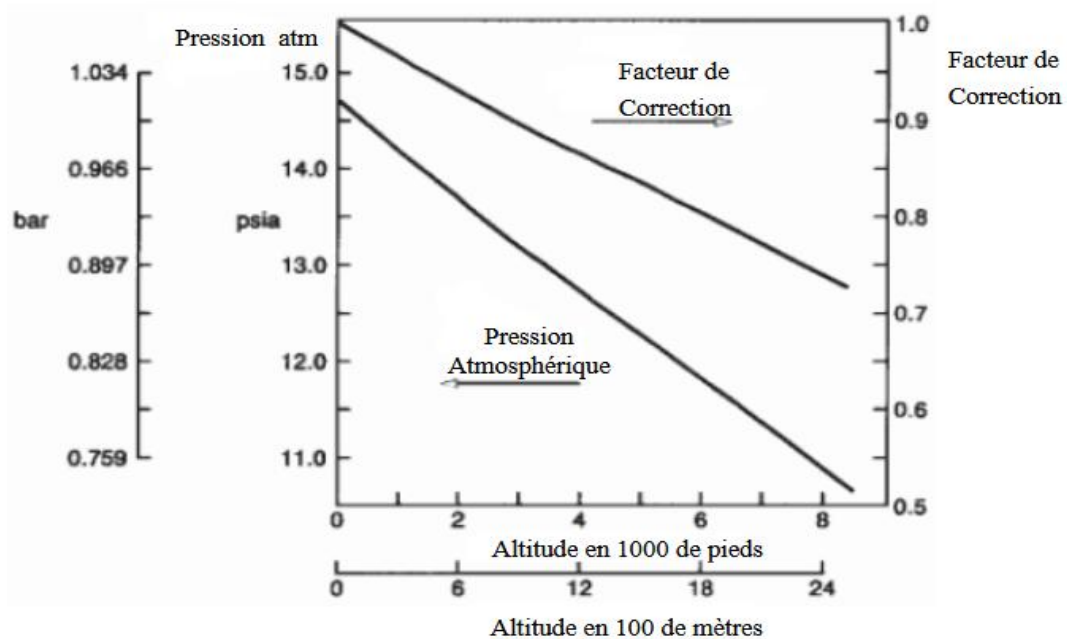


Figure I. 9. Courbe de correction de pression [8]

I. 9.2. Facteurs intérieurs

Il y a d'autres facteurs qui influencent les performances d'une turbine à gaz, appelés facteurs "internes" car ils se trouvent dans les systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils y a quatre facteurs :

- ✓ Chutes de pression dans la section d'admission.
- ✓ Chutes de pression dans la section d'échappement.
- ✓ Types de combustible.
- ✓ Extraction d'air à partir du compresseur axial.

I. 10. Amélioration des performances des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont le cœur battant de l'industrie, notamment en Algérie en raison de leur utilisation fréquente, en particulier dans l'industrie des hydrocarbures et les centrales

électriques, mais ces dernières sont affectées par les changements de température de l'air ambiante, de sorte que de nombreuses entreprises ont recours à des techniques afin d'augmenter la puissance des turbines à gaz et parmi les plus importantes de ces techniques :

I. 10.1. Régénération

Dans ce processus, nous utilisons les gaz d'échappement de la turbine (Fig I.10), qui sont encore à haute température au lieu de les rejeter dans l'atmosphère, l'air comprimé est réchauffé avant d'entrer dans la chambre de combustion, ce qui réduit la consommation de carburant grâce à un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air comprimé.

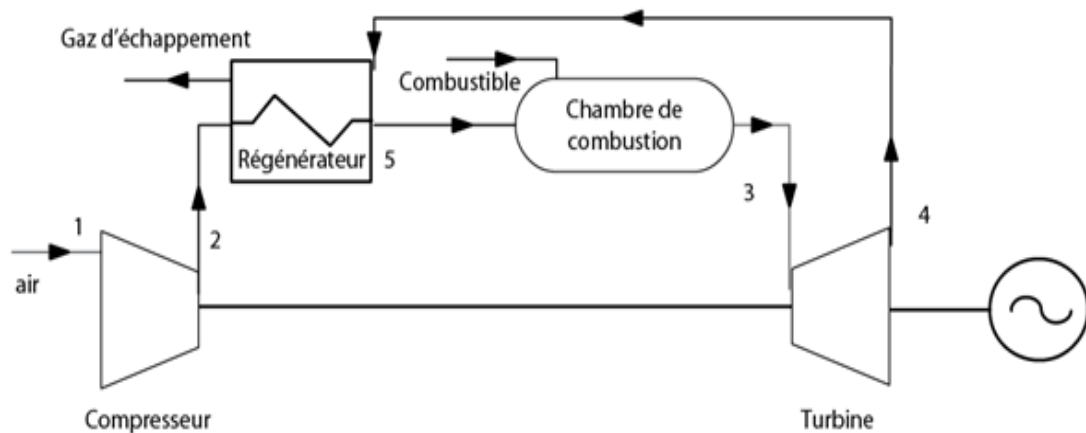


Figure I. 10. Schéma du système de régénération

I. 10.2. Injection vapeur d'eau

Ce procédé est principalement basé sur l'injection de vapeur d'eau au niveau de la chambre de combustion (Fig I.11) à l'aide des gaz d'échappement qui sont encore à haute température (même après expansion au niveau de la turbine) en utilisant un échangeur de chaleur. Ce procédé permet d'augmenter l'efficacité et la production d'énergie et de réduire la formation d'oxydes d'azote (NOx).

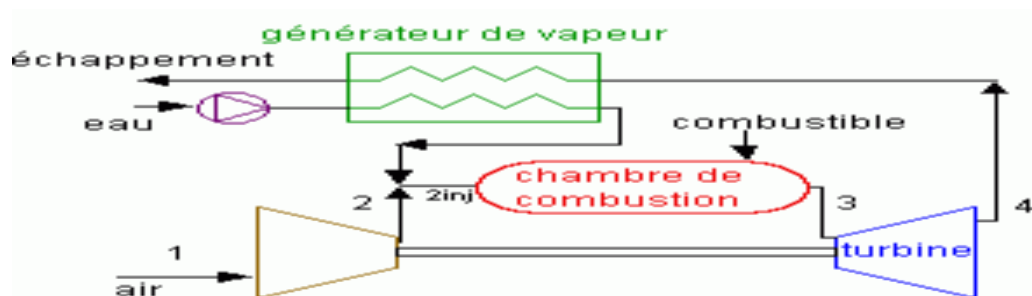


Figure I. 11. Schéma d'injection vapeur d'eau

I. 10.3. Refroidissement intermédiaire

C'est l'une des méthodes de développement adoptées pour améliorer l'efficacité des turbines à gaz, car elle repose sur le refroidissement de l'air comprimé par un compresseur à basse pression à l'aide d'un refroidisseur intermédiaire (Fig I.12), puis sur sa recompression par un compresseur à haute pression.

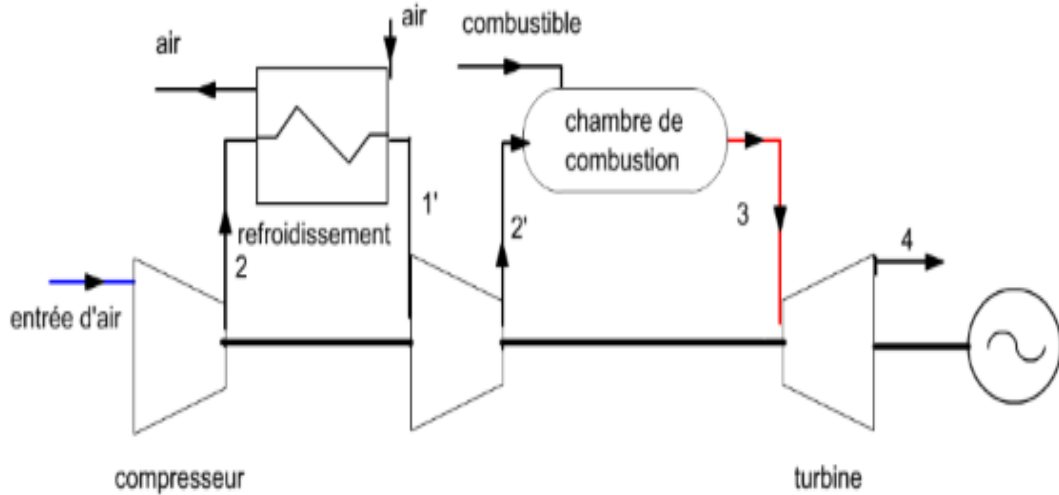


Figure I. 12. Schéma de refroidissement intermédiaire

I. 11. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons parlé des turbines à gaz en général, en partant de leur définition et en mentionnant leurs principaux composants et domaines d'application, ce qui nous a permis de conclure qu'il s'agit d'une machine de la famille des moteurs à combustion interne qui convertit l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. De cette façon, nous pouvons également voir qu'elles peuvent être classées de différentes manières, comme le mode de fonctionnement et le fonctionnement thermodynamique, nous avons également mentionné des facteurs affectant les performances des turbines à gaz et des méthodes utilisées pour optimiser le rendement et l'efficacité.

CHAPITRE II :
DESCRIPTION DE
LA TURBINE A GAZ
MS5002C

II.1. Introduction

Nous allons présenter le long de ce chapitre une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C. Ce type de turbines est largement utilisé dans l'industrie pétrolière pour ; entre autre, l'entraînement des organes de compression à forte puissance utilisés dans les stations de compression du gaz naturel. Nous allons décrire technologiquement et fonctionnellement cette turbine en s'étalant sur chaque partie constituante.

II.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C

Le tableau suivant (Tableau II. 1) récapitule les principales caractéristiques techniques, constructives et opérationnelles de la turbine à gaz industrielle MS5002C. Il détaille les spécifications nominales de la machine (puissance, vitesses de rotation des deux arbres), ainsi que les paramètres structuraux des différentes sections principales.

Tableau II. 1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C [10]

Caractéristique	Valeur
Caractéristique générales	
Turbine à gaz, modèle série	MS-5002C
Application de la turbine à gaz	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre	5100 t/min haute pression et 4900 t/min basse pression
Commande	Système de commande électrostatique SPEEDTRONIC Mark V
Protection	Survitesse, température excessive, vibrations et détection de flamme
Mécanisme de refroidissement	Réducteur avec vireur
Insonorisation	Silencieux d'admission et d'échappement
Valeurs nominales de la turbine à gaz	
Puissance débitée	38.000 HP - condition ISO
Température à l'entrée	59°F
Pression d'échappement	14,7 PSI
Section compresseur	
Nombre d'étages du compresseur	16
Type du compresseur	Flux axial, service sévère
Fente de la caisse	Bride horizontale
Type des aubes de la directrice	Variables
Section turbine	
Nombre d'étages de la turbine	2 (deux arbres)
Fente de la caisse	Horizontale
Directrices - Premier étage	Zone fixe
Directrices - Deuxième étage	Variable

Section Combustion	
Type	12 chambres de combustion multiplex, à débit inversé
Disposition des chambres	Concentriques autour du compresseur
Injecteurs de combustible	Type combustible gazeux, 1 par chambre
Bougies	2 type électrodes à ressort, auto rétractile
Directrices - Deuxième étage	Variable
Ensemble paliers	
Quantité	4
Graissage	Sous pression
Palier N°1	Actif et inactif, de butée et lisse
Coussinet lisse	Elliptique
Butée active	Patins oscillants, à compensation automatique
Butée inactive	Patins oscillants, à compensation automatique
Palier N°2	Coussinet lisse, elliptique
Palier N°3	Coussinet lisse, elliptique
Palier N°4	Butée active et inactive et coussinet lisse
Système de lancement	
Dispositif de lancement	Moteur électrique
Type	Induction horizontale
Réducteur Type	Non encastré avec vireur hydraulique
Système du combustible	
Type	Gaz naturel
Signal de contrôle combustible	Panneau de commande turbine SPEEDTRONIC
Vanne de commande, arrêt, détente gaz	Servocommande électro hydraulique
Système de graissage	
Lubrifiant	Huile minérale
Capacité totale	22.500 litre
Pression du collecteur palier	25 PSI (1,72 Bar)
Pompe de graissage principale	Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
Pompe de graissage auxiliaire	Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée
Pompe de graissage de secours	Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée
Échangeur de chaleur	Huile refroidi avec l'air
Quantité	Trois
Filtre (fluide de graissage)	Débit plein avec vanne de transfert
Type de cartouche	Filtrage 25 micron absolue
Système d'alimentation hydraulique	
Pompe d'alimentation hydraulique principale	Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial
Pompe d'alimentation hydraulique auxiliaire	Entraînée par moteur, à engrenages
Filtre(s) d'alimentation hydraulique	Débit plein
Quantité	Deux, avec vanne de transfert

II.3. Principe de fonctionnement

Le rotor du compresseur et de la turbine haute pression est initialement porté à 20% de sa vitesse maximale par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique, aspiré dans le

compresseur, est dirigé vers les chambres de combustion où le carburant est injecté sous pression. Après l'allumage initial, la combustion se maintient de manière continue dans les chambres. Les gaz chauds produits augmentent la vitesse de rotation du rotor du compresseur et de la turbine haute pression, ce qui accroît la pression de refoulement au niveau du compresseur. Avec l'augmentation de cette pression, le rotor de la turbine basse pression commence à tourner, et les deux rotors des turbines accélèrent progressivement jusqu'à atteindre leur vitesse de fonctionnement optimale. Les produits de la combustion, constitués de gaz à haute pression et haute température, se dilatent d'abord dans la turbine haute pression, puis dans la turbine basse pression, avant d'être rejetés dans l'atmosphère. Lorsque ces gaz en expansion traversent la turbine haute pression et interagissent avec les aubes, ils entraînent la rotation de la turbine, ce qui actionne le compresseur et génère un couple transmis aux équipements auxiliaires. Ces gaz entraînent également la rotation de la turbine basse pression avant leur expulsion, permettant ainsi d'actionner la charge connectée. Le rotor tourne dans le sens antihoraire lorsqu'il est observé depuis le côté de l'admission. [10]

La figure (II.1) illustre le principe de fonctionnement de la TAG:

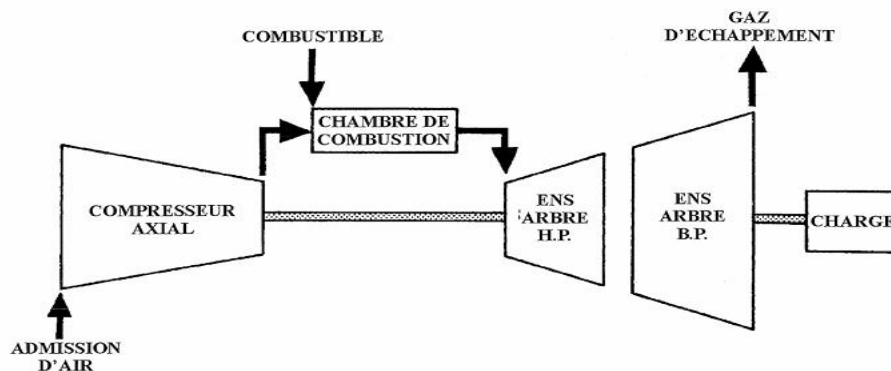


Figure II. 1. Schéma fonctionnel d'une turbine à gaz avec deux arbres à simple cycle [10]

II.4. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002c sont :

- Section de compression.
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).
- La partie auxiliaire.

II.4.1. Section compresseur

4.1.1. Généralités

La section du compresseur à écoulement axial consiste en rotor et corps du compresseur qui comprend les seize étages de compression, les aubes directrices variables d'admission et deux aubes de guidage de sortie.

Dans le compresseur, l'air est renfermé dans l'espace entre l'ailettage du rotor et du stator où il est comprimé en étapes par une série d'aubes rotatrices alternées (rotor) et stationnaires (stator) en forme d'aile. Les aubes du rotor fournissent la force nécessaire pour la compression de l'air à chaque étage et les aubes du stator guide l'air pour qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle correspondant.

L'air comprimé sort par la carcasse de décharge du compresseur vers l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. L'air est également extrait du compresseur pour le refroidissement de la turbine et pour l'étanchement à huile des paliers.

4.1.2. Rotor du Compresseur

Le rotor du compresseur (Fig II.2) est constitué d'un ensemble comprenant seize roues, un faux arbre, des boulons d'ancrage et des aubes de rotor. Chaque roue ainsi que la portion avant des roues du faux arbre sont dotées de fentes brochées réparties autour de leur périphérie. Les aubes du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par des entretoises fixées par agrafage à chaque extrémité des fentes. Ces aubes, en forme d'aile, ont été conçues pour comprimer l'air de manière efficace à des vitesses élevées au niveau des extrémités des aubes. Les roues et le faux arbre sont assemblés l'un à l'autre à l'aide de feuilures d'accouplement pour assurer la concentricité, et sont solidarisés par des boulons d'ancrage. Le positionnement sélectif des roues est effectué afin de minimiser les besoins en correction d'équilibrage. Une fois assemblé, le rotor est soumis à un équilibrage dynamique avec une précision fine. Le faux arbre avant fournit les surfaces de butée avant et arrière, ainsi que le fusée d'arbre nécessaires aux joints d'étanchéité à l'huile du palier n° 1 et à l'étanchéité à l'air du compresseur.



Figure II. 2. Rotor du compresseur axial [11]

4.1.3 Stator du compresseur

La zone du stator (corps) de la section compresseur se compose de trois sections majeures:

- a- Corps d'admission
- b- Corps avant du compresseur.
- c- Corps de décharge du compresseur

Ces sections (Fig II.3) avec l'enveloppe de la turbine, forment la structure primaire externe de la turbine à gaz. Elles soutiennent le rotor aux points d'appuis et constituent la paroi extérieure de l'espace annulaire de la voie des gaz. L'alésage du corps est maintenu aux tolérances closes relatif aux bouts d'aubes du rotor pour rendement maximum

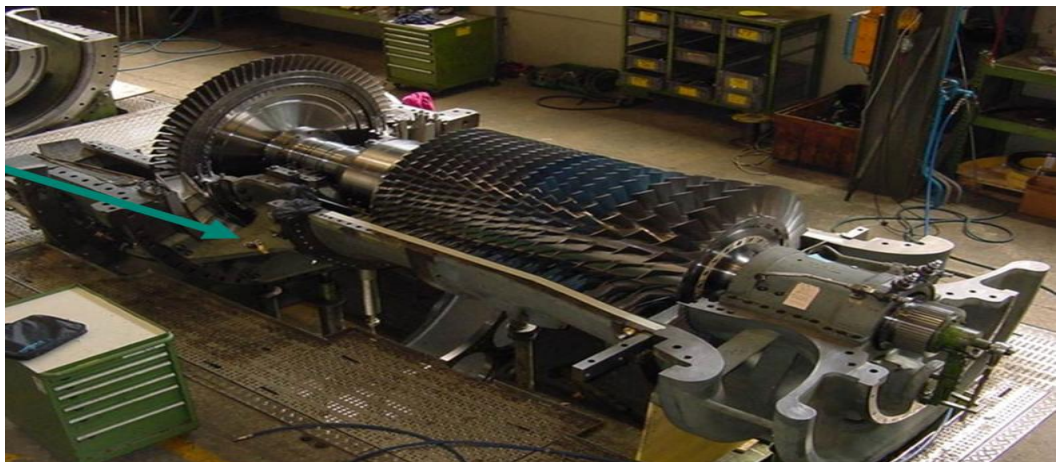


Figure II. 3. Ensemble corps (stator) du Compresseur et rotor de Turbine H.P [11]

-Corps d'admission

Le corps d'admission est positionné à l'extrémité avant de la turbine à gaz.

Sa principale fonction est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier No. 1 dont la demi-carresse inférieure est une enveloppe séparée, bride et boulonnée à la moitié inférieure du corps. L'évasement intérieur est positionné à l'évasement extérieur par sept éléments radiaux en forme d'aile et sept barres axiales de raccordement. Les éléments et les barres sont encaissés dans les parois de l'évasement: Il y a des aubes directrices d'admission variables installées à l'extrémité arrière du corps d'admission. Les aubes directrices d'admission variables permettent l'accélération rapide, uniforme de la turbine sans choc (impulsion) du compresseur.

L'huile hydraulique est utilisée pour activer les aubes directrices d'admission par l'intermédiaire d'une couronne d'engrenage et de multiples petits pignons. Au démarrage, les aubes sont réglées en position à 44 de rés ce que c'est la position fermée.

Le corps d'admission fait également transférer les charges de la structure des corps adjacents au support avant qui est boulonné et goujonné à la moitié inférieure du corps sur le côté avant.

-Corps avant du Compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. 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 situés dans l'avant du compresseur sont montés dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator. dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié supérieure du corps du compresseur.

-Corps de décharge du compresseur

Le corps de décharge (refoulement) du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois internes et

externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage.

4.2. Section combustion

La section combustion (Fig II.4) de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieur (uniquement une enveloppe courte), douze ensembles chapeau et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes-foyer et divers garnitures et " hardware ".

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air- combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air- combustible des autres chambres.

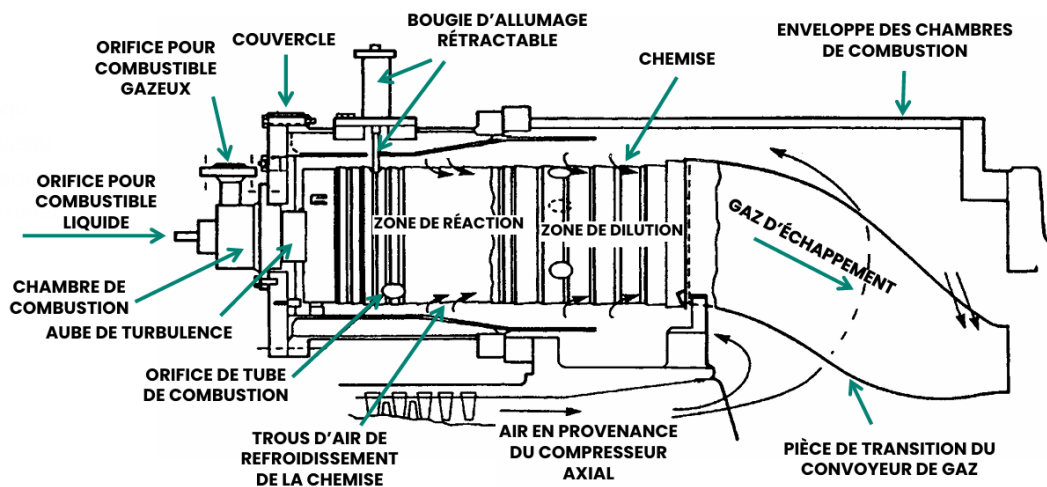


Figure II. 4. Chambre de combustion [11]

4.2.1. Enveloppe de combustion

L'enveloppe de la chambre de combustion (Fig II.5) soutient les douze carcasses des chambres de combustion et renferme les douze pièces de réduction. C'est une clôture soudée recevant l'air de décharge du compresseur à flux axial et le fait transférer aux chambres de combustion. Les deux moitiés supérieure et inférieure de l'enveloppe sont assemblées à la section arrière du corps de décharge du compresseur. La bride d'arrière de l'ensemble enveloppe est boulonnée à la bride verticale d'avant de l'enveloppe de turbine ; la bride d'avant est boulonnée à la bride d'arrière du corps de décharge du compresseur.

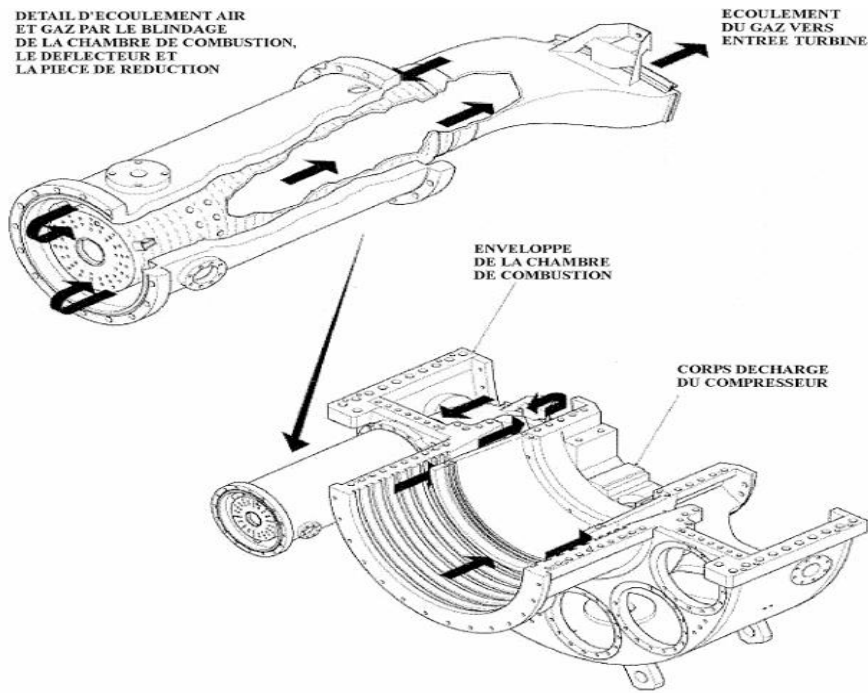


Figure II. 5.Ensemble enveloppe de combustion [10]

4.2.2. Chambre de combustion

Toutes les douze chambres de combustion (manchons et couvercles de flux et doublures) sont assemblées dans l'enveloppe de combustion avec chacun des couvercles et doublures interconnectés par des tubes transversaux (Fig II.6).

Les injecteurs de combustible, montés sur les couvercles des chambres de combustion, s'étendent dans les chambres et fournissent du combustible pour la combustion.

Les carcasses de combustion sont numérotées depuis un à douze et peuvent être identifiées en regardant en aval de l'admission de la turbine et en comptant en sens anti-horaire depuis une position de douze heures.

Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur d'écoule dans l'enveloppe de la chambre de combustion et dans l'espace annulaire entre la doublure des chambres et les manchons de flux. Cet air à grande pression s'écoule dans la doublure, se mélange avec du combustible et s'allume. Les gaz chauds résultant s'écoulent de la doublure dans la pièce de réduction serrée à l'ensemble injecteur du premier étage. Les détecteurs de flammes, installés dans quatre des chambres, transmettent un signal au système de commande qui indique que l'allumage s'est effectué.

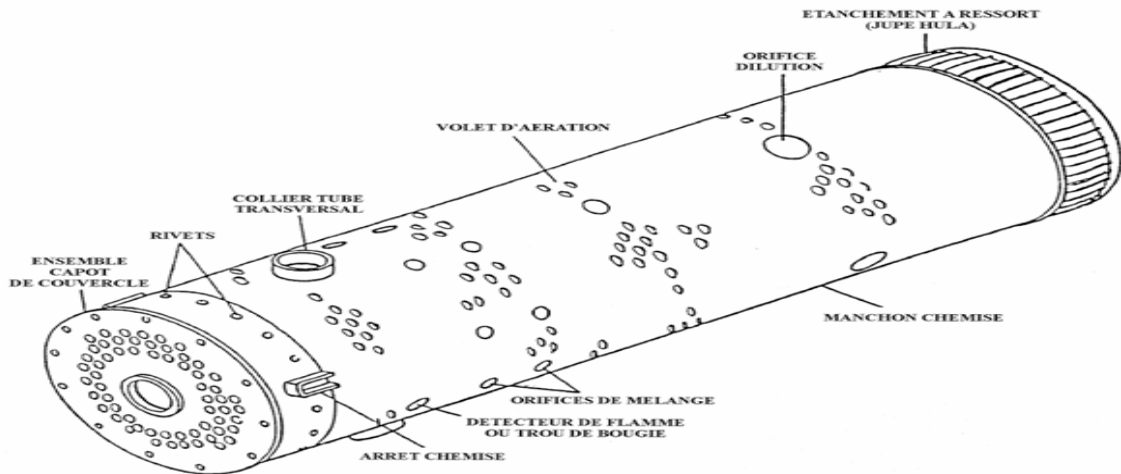


Figure II. 6. Chemise (Deflecteur) de la chambre de combustion [10]

4.2.3. Bougies d'allumage

La combustion du mélange air-carburant est déclenchée par des bougies (Fig II.7) à électrodes rétractables. Deux bougies sont disposées dans chacune des deux chambres de combustion, désignées sous les numéros 9 et 10, et sont alimentées en énergie par des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, dépourvues de bougies, sont initiées par la flamme provenant des chambres équipées, grâce à des tubes transversaux d'interconnexion qui assurent la propagation de la combustion.



Figure II. 7. Bougies d'allumage rétractable [11]

4.2.4. Détecteur de flamme

Au cours de la séquence de démarrage, il est nécessaire de transmettre au système de commande une indication signalant la présence ou l'absence de flamme. À cette fin, un

système de contrôle de flamme est mis en place, constitué de deux capteurs placés sur deux chambres de combustion voisines et d'un amplificateur électrique installé dans le tableau de commande de la turbine.

Le capteur de flamme (Fig II.8) à ultraviolets se compose d'un détecteur rempli de gaz, sensible aux rayonnements ultraviolets émis par une flamme d'hydrocarbures. Une tension continue, délivrée par l'amplificateur, est appliquée aux bornes du détecteur. Lorsqu'une flamme est détectée, le gaz à l'intérieur du détecteur s'ionise, permettant la conduction dans le circuit électronique et générant une sortie indiquant la présence de flamme. À l'inverse, en l'absence de flamme, une sortie opposée est produite, signalant « pas de flamme ».



Figure II. 8. Détecteur de flamme ultraviolet [11]

4.2.5. Injecteur de combustible

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible (Fig II.9) qui jette une quantité mesurée de combustible dans la chambre de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au rebord extérieur du bout des injecteurs de combustible.

L'action du tourbillonnement du couvercle du tubage imprime un tourbillonnement à l'air de combustion avec le résultat d'une combustion plus complète et essentiellement le fonctionnement sans fume du groupe.

Des informations détaillées sur l'inspection et l'entretien relatif aux injecteurs de combustible et d'autres composants du système de combustion sont à trouver dans la section Entretien.



Figure II. 9. Injecteur de combustible [11]

4.2.6. Tubes – foyers

Les 12 chambres de combustion sont interconnectées par l'intermédiaire des tubes transversaux. Ces tubes permettent à la flamme des chambres amorcées contenant des bougies se propager vers les chambres non amorcées.

4.2.7 Pièce de transition

La pièce de transition (Fig II.10), élément clé d'une turbine à gaz, se situe entre la chambre de combustion et le premier étage de la turbine. Elle a pour fonction de diriger les gaz de combustion, caractérisés par des températures très élevées (souvent au-delà de 1500 °C) et une vitesse importante, vers les aubes de la turbine, tout en garantissant une transition fluide pour réduire les pertes de pression et améliorer l'efficacité énergétique. Généralement constituée de superalliages à base de nickel résistants à la chaleur, elle est conçue pour supporter l'oxydation et la fatigue thermique engendrées par ces conditions extrêmes.

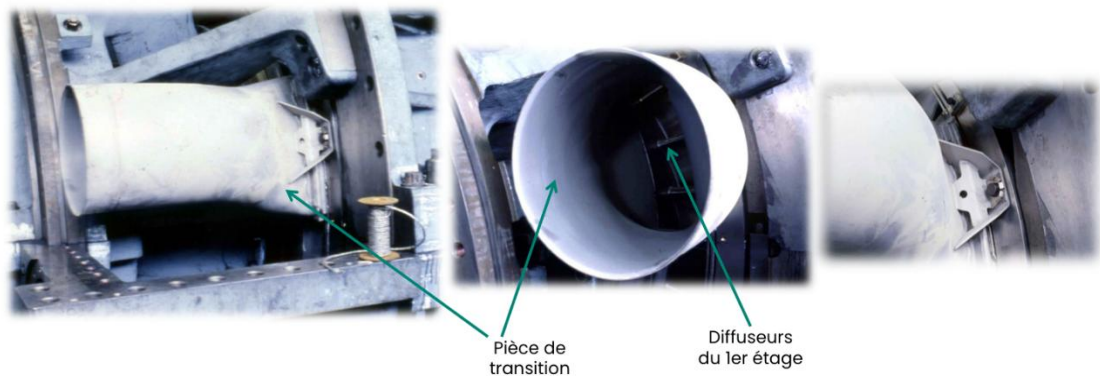


Figure II. 10. Pièce de transition [11]

4.3. Section turbine

La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustible sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivant: le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression). 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.

4.3.1. Stator de turbine

Le corps de la turbine est un membre structurel principal de l'ensemble turbine à gaz (Fig II.11) étant boulonné à l'extérieur à l'extrémité avant aux éléments comprimés du corps de décharge du compresseur et à son extrémité arrière au cadre d'échappement. Le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent la voie d'écoulement des gaz de la chambre de combustion aux travers les roues de la turbine jusqu'au cadre d'échappement: les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du premier étage, les segments de parois internes et externes de la voie de gaz entre les étages, le diaphragme et l'étanchement à air du deuxième étage ainsi que les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du deuxième étage. L'anneau de commande actionnant les partitions de l'injecteur à angle variable du deuxième étage est soutenu sur des rouleaux montés sur la paroi extérieure du corps de la turbine.

La paroi interne du corps de la turbine est isolée contre les parties de la voie des gaz chauds excepté les surfaces nécessaires de localisation de l'injecteur et des anneaux de protection. L'air d'échappement du compresseur qui s'écoule au delà des segments de l'injecteur du premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la carcasse de turbine et la paroi externe de la voie des gaz entre étages aide à transporter la chaleur radiée de la paroi externe de la voie des gaz. Les trous du déchargeur dans les brides de la carcasse correspondent aux trous de la bride du joint vertical d'avant du cadre d'échappement.

Par ces trous, l'air de l'ambient est dirigé pour le refroidissement de l'extrémité arrière du corps de la turbine et des éléments sous pression du cadre d'échappement dans la voie des gaz.

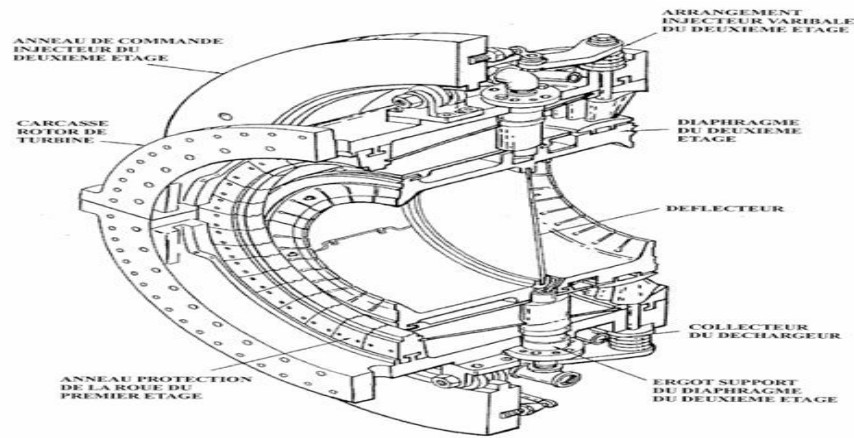


Figure II. 11. Disposition enveloppe turbine

4.3.2. Directrice de premier étage

La directrice (Fig II.12) de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz. Une autre caractéristique particulière de conception permet de démonter facilement la moitié inférieure de la directrice sans retirer le rotor. La bague de retenue de la directrice est fendue en deux sur le plan horizontal et les deux moitiés sont réunies par des boulons. Les segments d'aubes directrices ont des cloisons à profil aérodynamique situées entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe. Ces cloisons de la directrice sont creusées avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'air de refroidissement des directrices. L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion passe autour de la bague de retenue, puis dans les cloisons creusées de la directrice et sort enfin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice

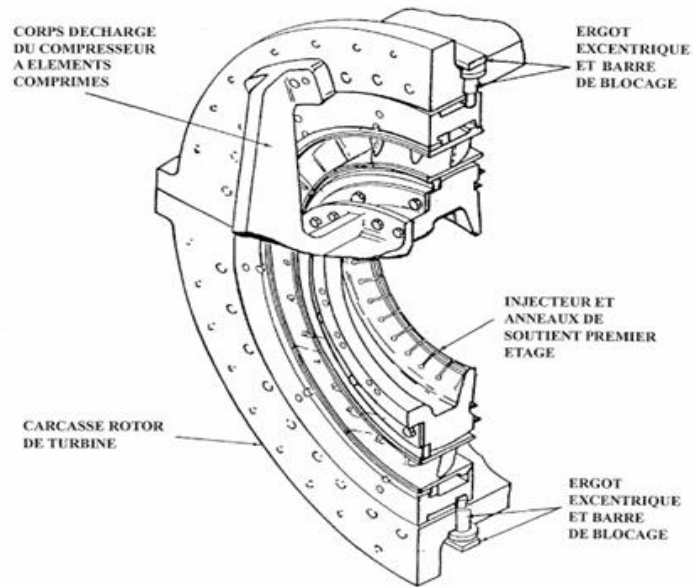


Figure II. 12. Section verticale - directrice 1er étage

4.3.3. Directrice de deuxième étage

La directrice de deuxième étage (Fig II.13) comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique

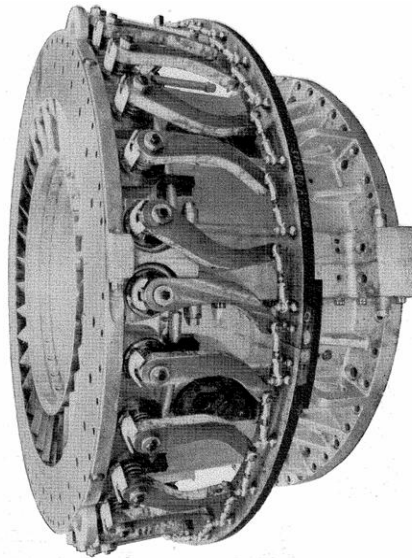


Figure II. 13. Ensemble directrice 2ème étage

4.3.4. Ensemble diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine de premier étage et l'espace roues avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la venue des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

4.3.5. Rotor de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1er étage ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de 2ème étage, ou turbine basse pression (Fig II.14), qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendant l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes. La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression/puissance. Ce rotor de turbine de puissance est soutenue par deux paliers : le coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N°4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement. L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse. Le rotor est équilibré avec la masse de survitesse située dans l'arbre avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibrage final.



Figure II. 14. Vue de l'ensemble rotor de turbine basse pression [11]

4.3.6. Aubes de la turbine:

Le corps de la turbine est une structure clé d'une turbine à gaz, fixée à l'avant au corps de décharge du compresseur et à l'arrière au cadre d'échappement. Il contient des éléments définissant le trajet des gaz : injecteurs et anneaux de protection du 1er étage, segments de parois internes et externes entre les étages, diaphragme et étanchéité du 2e étage, ainsi que des injecteurs à angle variable du 2e étage contrôlés par un anneau reposant sur des rouleaux. La paroi interne est isolée des gaz chauds, sauf aux points de fixation des injecteurs et anneaux. L'air du compresseur circule entre la paroi isolée et la voie des gaz, évacuant la chaleur. Des trous dans les brides du corps et du cadre d'échappement permettent à l'air ambiant de refroidir l'arrière du corps et les éléments sous pression du cadre d'échappement.

4.3.7 Les Paliers:

La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers (Fig II.15) principaux, soutenant les rotors du compresseur La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du et de la turbine. Ces paliers son №1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers №3et 4 se trouvent dans les allongements s La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du paliers sont numérotés 1, 2,3 et 4. Palier №1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les

paliers №3 et 4 se trouvent dans les allongements séparés, boulonnés à la lière du déflecteur interne du cadre d'échappement. Les paliers №1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de éparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement. Les paliers №1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance BP

Palier Porteur



Palier Butée

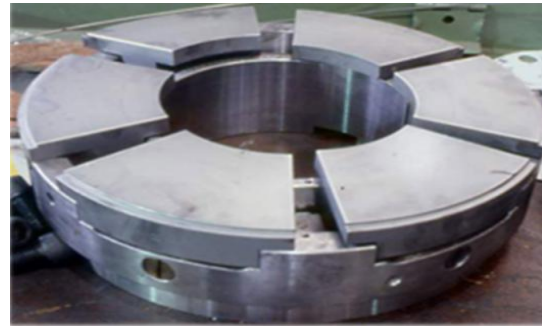


Figure II. 15. Paliers

Tableau II. 2. Ensemble des Paliers

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

II.4.4. Système de commande d'une turbine à gaz :

Système auxiliaires et instrumentation de la turbine :

Toute turbine à gaz est contrôlée par un système de commande assurant les fonctions de séquences, de régulation, de protection et interfaçage Homme- Machine (MMI : Men machine interface).le bon fonctionnement d'une turbine nécessite aussi des systèmes auxiliaires et une instrumentation diverse.

II.4.4.1. Système d'admission:

Le système d'admission (Fig II.16) d'une turbine à gaz a pour objectif de diriger l'air de combustion vers la section d'admission du compresseur axial, afin de garantir les éléments suivants :

1. Un degré de filtration suffisant pour assurer le bon fonctionnement du compresseur et de la turbine dans les conditions ambiantes de l'installation.
2. Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, assurant ainsi un fonctionnement fluide et stable de ce dernier.

Le système d'admission se compose des principaux éléments suivants : filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air pénètre d'abord dans le filtre, traverse ensuite la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission, et parvient enfin au compresseur.

La configuration interne du filtre, le niveau d'insonorisation du silencieux, ainsi que la géométrie du coude, influencent la résistance rencontrée par l'air au passage à travers ces différents composants. La chute de pression générée par ces éléments entraîne une réduction du débit massique de l'air, ce qui se traduit par une diminution de la puissance générée et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

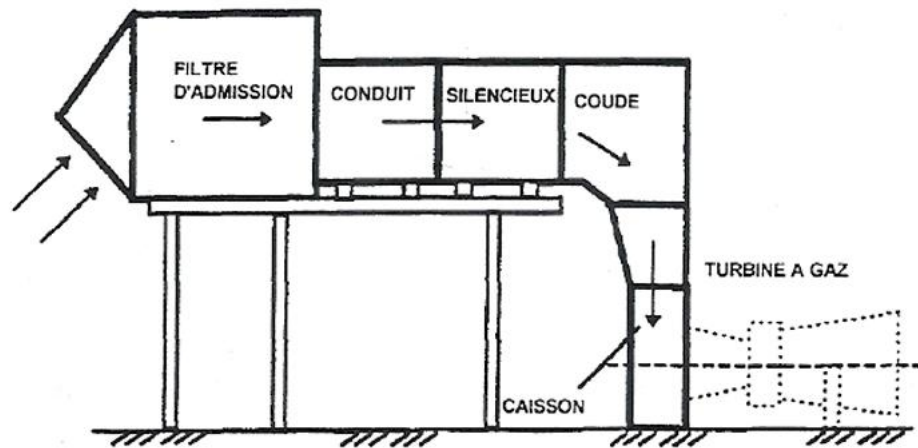


Figure II. 16. Système typique d'admission

II.4.4.2. Système de démarrage :

Avant que la turbine à gaz puisse être mise en fonctionnement, elle doit être tournée ou démarrée manuellement à l'aide d'un équipement accessoire. Cela peut être réalisé par un moteur à induction électrique, en utilisant un convertisseur de couple pour fournir le couple et la vitesse nécessaires au démarrage de la turbine. Le système de démarrage est également conçu pour assurer une rotation à faible vitesse de la turbine afin de permettre son refroidissement après son arrêt.

Les composants du système de démarrage du moteur électrique incluent : le moteur à induction, le convertisseur de couple avec rochet, l'embrayage de démarrage et un système de rochet hydraulique. Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz via un réducteur d'inversion.

La pompe de charge, actionnée par l'arbre d'admission du convertisseur de couple, fournit l'huile de graissage nécessaire au convertisseur de couple. Initialement, l'huile est fournie à la pompe de charge du convertisseur de couple par le collecteur d'huile de graissage. Après l'accumulation de pression d'huile par la pompe de charge, celle-ci reçoit l'huile nécessaire provenant du réservoir d'huile de graissage, après passage par un filtre.

Une soupape de contrôle, chargée par ressort et située dans la ligne de décharge du collecteur d'huile de graissage, maintient une pression d'huile positive sur la pompe de charge pendant son fonctionnement. L'huile retourne au réservoir d'huile de graissage de la turbine via des drains.

II.4.4.3. Système du gaz combustible :

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple (Fig.II.17). Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt /détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt / détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal VCE qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC. Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine (SRV). Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse au moyen de la SRV. Le rapport entre la surface de passage minimum et maximum imposée par les conditions de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes

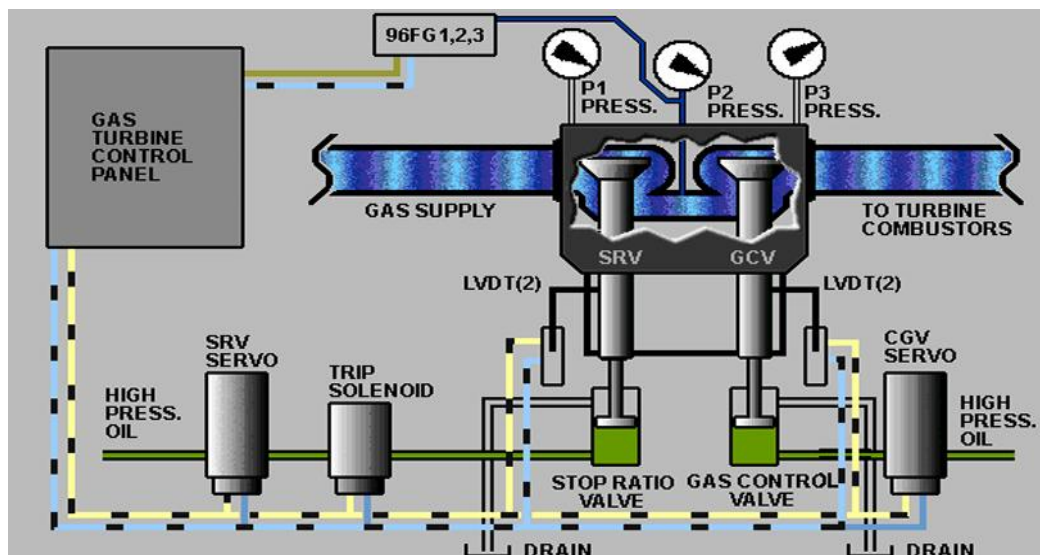


Figure II. 17.Système du gaz combustible

SRV (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P2) en rapport avec

la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électro hydraulique.

GCV : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (i, e de la charge).

II.4.4.4. Système de l'huile de graissage :

La turbine à gaz est lubrifiée par un système de graissage sous pression en boucle fermée, composé d'un réservoir d'huile, de pompes, d'échangeurs de chaleur (réfrigérants d'huile), de filtres, de vannes et de divers dispositifs qui contrôlent et protègent le système. L'huile de graissage issue de ce système circule jusqu'aux paliers principaux de la turbine, aux accessoires de la turbine ainsi qu'aux équipements de charge entraînés. L'huile destinée au système d'alimentation hydraulique, au système d'huile de commande et au système des dispositifs de lancement provient également de cette source. Le système de graissage est conçu pour fournir un lubrifiant filtré, à la température et à la pression appropriées pour le bon fonctionnement de la turbine et de ses équipements. Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

-Réservoir d'huile :

Un grand réservoir, d'une capacité de 10 000 litres, est situé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage. La vidange de ce réservoir est effectuée lors de chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas, l'huile reste en bon état pendant une seule période de maintenance, ce qui permet de réaliser la vidange tous les deux entretiens. Lors de la première MI, étant donné la grande quantité d'huile présente dans le réservoir, celle-ci est recyclée à l'aide d'une centrifugeuse qui élimine les impuretés, assurant ainsi sa purification. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est effectué dès qu'il est constaté qu'il est nécessaire.

- Pompes d'huile de graissage : On les suivants types des pompes :

1. Les pompes auxiliaires :

Il existe deux pompes de ce type, toutes deux alimentées en courant alternatif. L'une est destinée au graissage des paliers, avec une pression de refoulement comprise entre 12 et 14 bars. La seconde, appelée pompe hydraulique, fonctionne avec une pression de refoulement

de 85 bars et sert à alimenter les vérins hydrauliques ainsi qu'à contrôler l'ouverture et la fermeture des IGV. Ces pompes sont utilisées lors du démarrage de la turbine.

2. Les pompes mécaniques

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre le moteur de lancement et le 1^{er} palier du compresseur). Ces deux pompes démarrent dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale, elles remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques.

3. Pompe de secours

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par une batterie son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de la machine.

4. Pompe de Vireur (ou de virage)

Il s'agit d'une petite pompe, située au-dessus du réducteur et alimentée par une batterie. Son rôle est de maintenir le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt, avec une vitesse angulaire de 1/4 de tour toutes les 3 minutes pendant 12 heures. Cela permet d'éviter la flexion du rotor, qui pèse 9 tonnes (pour le modèle MS5002c), mesure environ 8 mètres de long et subit des températures élevées en raison de la compression de l'air.

-Système de l'huile hydraulique :

La principale fonction du système d'alimentation hydraulique est de fournir de l'huile hydraulique à haute pression (bien supérieure à celle de graissage) aux pistons (cylindres) de commande des vannes de gaz SRV, GCV, des IGV, et des nozzles. L'huile est prélevée du système de graissage (basse pression), puis pressurisée par la pompe hydraulique principale (mécanique) et, en cas de besoin (démarrage ou basse pression), par la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif. Cette huile est filtrée une seconde fois et régulée à l'aide de soupapes, de clapets anti-retours et surveillée par des pressostats (ex : 63HQ-1). En cas de demande soudaine d'huile, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont utilisés pour compenser cette perte de charge.

- Système de l'huile d'arrêt (ou de commande, ou de déclenchement) :

Cette huile est prélevée de l'huile de graissage à travers un orifice calibré. Son rôle est d'assurer la fermeture rapide des vannes SRV et l'ouverture rapide des nozzles en cas d'arrêt normal ou d'urgence, en inversant le sens de passage de l'huile hydraulique dans les chambres des cylindres. Cette huile peut être activée soit par le système de commande (électriquement) (20HD), soit indépendamment de celui-ci, par une vanne manuelle d'arrêt d'urgence ou par des dispositifs de survitesse mécanique (par la force centrifuge).

II.4.4.5. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz (Fig II.18). L'air provient du compresseur axial ainsi que de l'air ambiant entourant la turbine à gaz. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies par l'air sont :

Roue de la turbine du premier et deuxième étage ;

-La directrice du premier étage ;

-Le carter du rotor de la turbine

-Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition, les tubes à flamme de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont projetés pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties.

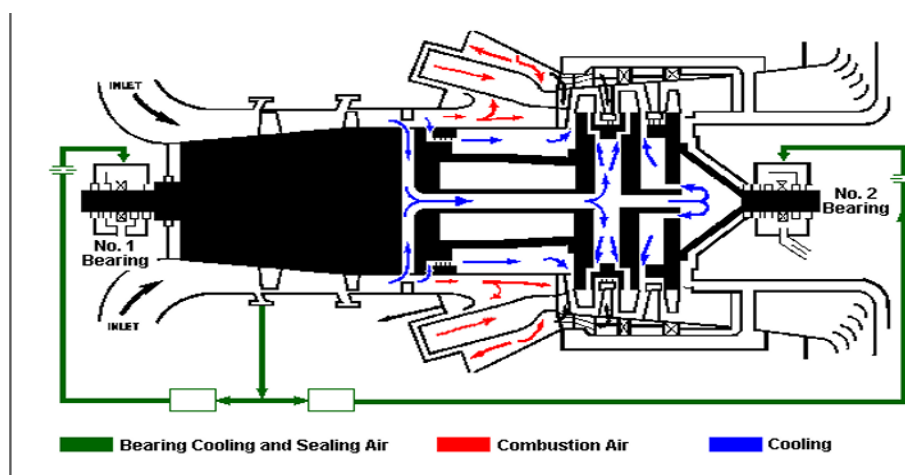


Figure II. 18. Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

II.4.4.6. Système de l'embrayage de lancement:

Le système comprend un embrayage à mâchoire, une fin de course et deux cylindres hydrauliques. Ces cylindres ont pour fonction d'enclencher l'embrayage via la vanne d'ensemble d'auto-commande séquentielle hydraulique, tandis que les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine. Lorsque la turbine renvoie le couple, à travers l'embrayage, vers le dispositif de démarrage, l'embrayage se déclenche et le fin de course envoie un signal logique au speed tonic pour initier la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

II.4.4.7. Dispositif d'anti-pompage :

Le fonctionnement à bas régime (faible débit) peut entraîner l'apparition du pompage. Ce phénomène complexe, rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, se caractérise par des oscillations de débit importantes (inversion soudaine du débit), ce qui génère des forces alternées considérables sur les organes mécaniques tels que le rotor, les paliers, les butées, etc. La figure (19) illustre la limite de pompage des compresseurs.

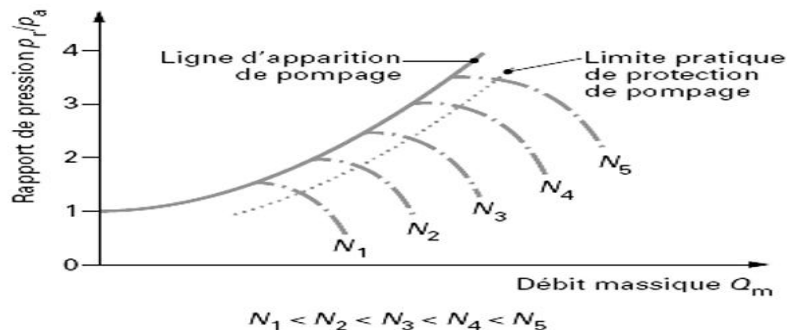


Figure II. 19. Ligne de pompage et limite de protection de pompage

(N_i : vitesse de rotation, r_p et p_a : pressions de refoulement et d'admission)

Ce phénomène se manifeste lors du démarrage des turbines à gaz, au niveau du compresseur axial. Il peut entraîner la rupture des ailettes. La protection contre le pompage est donc essentielle. Deux modes de protection sont appliqués :

-Débit entrant réglable (variable)

En amont du compresseur axial, un étage d'aubes mobiles en rotation (variables), appelées IGV, est installé. La fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis

lors du démarrage, lorsque la vitesse du rotor est encore faible. L'ouverture de ces aubes augmente progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète, correspondant au débit maximal et à la vitesse de rotation maximale.

- Vanne anti-pompage (VAP)

Un piquage au niveau du 10^{ème} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

II.4.4.8. Système d'échappement :

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, Parmi elles :

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortants.
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion...).

II.4.4.9. Engrenages :

L'ensemble réducteur auxiliaire et le dispositif couplé directement au rotor de la turbine sont utilisés pour commander les dispositifs auxiliaires entraînés par la turbine. Le réducteur auxiliaire de vitesse, situé sur la base auxiliaire, contient le train d'engrenages nécessaire pour fournir les rapports de réduction permettant de commander les dispositifs auxiliaires aux vitesses requises. Parmi les dispositifs auxiliaires entraînés par l'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse, on trouve la pompe hydraulique d'alimentation et la pompe principale de lubrification.

II.4.4.10. Accouplement

Les fonctions de base des accouplements flexibles de type à denture utilisés sur cette turbine sont :

- a- De relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre.

b- De compenser les trois types de des alignements (parallèle, angulaire et combinaison des deux).

c- De compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre. Les accouplements utilisés dans le cas de cette turbine ont pour rôle d'accoupler le réducteur auxiliaire avec l'arbre de la turbine et d'accoupler l'arbre de la turbine avec l'équipement de charge.

- Socle :

Le socle de la turbine à gaz est constitué d'un cadre en acier, composé de poutres en I et de plaques. Ce cadre, comprenant deux poutres longitudinales en acier à bords larges et trois traverses, forme un bâti sur lequel sont installés les supports verticaux de la turbine.

-Support :

La turbine à gaz est soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une située sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse du cadre d'échappement. Ces supports permettent d'éviter le déplacement axial dû à la dilatation thermique pendant le fonctionnement. La plaque de support à l'entrée est soudée à la traverse avant de la base de la turbine, tandis que la plaque de support du cadre d'échappement est boulonnée à la traverse arrière. Pour prévenir le désalignement des joints, il est essentiel d'éviter toute contrainte de dilatation thermique affectant la tuyauterie reliant les deux socles. Ainsi, deux supports centraux sont installés à la partie inférieure de la traverse avant et de la traverse centrale du socle de la turbine.

II.5. Systèmes de contrôle et de protection

II.5.1. Systèmes de contrôle

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine à gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine à gaz, ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

II.5.1.1. Système de contrôle du fuel

La fonction principale du système de contrôle du carburant est de réguler la vitesse de la turbine en fonctionnement. Il inclut également :

- La fonction d'allumage.
- La fonction d'accélération.
- La fonction de contrôle limite du combustible.
- La fonction de contrôle de la température d'échappement.

II.5.1.2. Système de contrôle de la directrice du premier étage

Afin de maintenir relativement constante la température d'échappement sous les différentes charges et suivant la température ambiante, l'angle des aubages orientables de la directrice du premier étage est ajusté automatiquement pour pouvoir contrôler la vitesse de la charge suivant le besoin.

II.5.1.3. Système de contrôle de la température

Afin d'optimiser le rendement de la turbine à gaz, il est préférable de maintenir les températures des gaz à l'entrée de la section turbine aussi élevées que possible. Toutefois, pour garantir que les pièces restent dans les limites de résistance, il est essentiel de ne pas dépasser une température d'entrée et d'échappement maximale autorisée. Par conséquent, un système de contrôle de température est indispensable pour ajuster la vitesse ou la charge lorsque la température d'admission ou d'échappement dépasse les seuils prescrits.

II.5.2. Systèmes de protection

Le système de protection est composé de plusieurs systèmes secondaires et primaires, dont certains sont activés à chaque démarrage ou arrêt. D'autres systèmes et composants sont dédiés à des conditions de fonctionnement anormales ou à des situations d'urgence nécessitant l'arrêt de la turbine à gaz.

II.5.2.1. Système de protection de survitesse

Le système de protection contre la survitesse se compose d'un système primaire et d'un système secondaire. Le système primaire est électronique, tandis que le système secondaire est mécanique. Il inclut des masses de survitesse HP et BP. La masse de survitesse HP est montée sur l'arbre du réducteur des auxiliaires, tandis que la masse de survitesse BP est installée sur l'arbre de la turbine du deuxième étage.

II.5.2.2. Système de protection de dépassement de température

Le système de protection contre le dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Il déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite préétablie.

II.5.2.3. Système de protection et de détection des vibrations

Le système est composé de plusieurs détecteurs de vibrations. Il permet de placer la turbine en alarme ou de déclencher son arrêt. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis de manière stratégique à différents points de la turbine.

II.5.2.4. Système de protection et de détection de flamme

Le système remplit les trois fonctions principales suivantes :

- a) Lors du fonctionnement de la vanne de régulation, qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage, et lorsque les circuits d'allumage sont sous tension dans le cadre de la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le délai imparti par le temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes). En conséquence, les circuits d'allumage sont désactivés. Cela permet d'éviter une concentration excessive de combustible dans la turbine et le système d'échappement, réduisant ainsi le risque d'explosion dans les conduites.
- b) Lorsque la flamme est établie et détectée pendant l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour activer d'autres phases de la séquence de démarrage, permettant ainsi la montée en régime de la turbine.

c) En cas de disparition de la flamme après l'établissement de l'allumage, l'intégralité du débit de combustible vers la turbine est immédiatement stoppée afin d'empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans le système d'échappement.

II.5.2.5. Système de protection contre les pulsations au démarrage et à l'arrêt

Les caractéristiques de pression et de débit du compresseur nécessitent un équipement spécifique ainsi qu'une séquence de gestion des composants de la turbine pour éviter le pompage du compresseur lors de l'accélération et de la prise de vitesse dans la séquence de démarrage. La protection contre le pompage est également cruciale pendant la séquence d'arrêt et de décélération, lorsque la turbine est désactivée et qu'il n'y a plus de flamme dans le système de combustion. Le pompage est un phénomène courant dans les cycles de décélération et d'accélération des compresseurs à haut rendement. C'est pourquoi, afin de prévenir tout dommage important à la turbine et à son compresseur, les équipements et composants suivants jouent un rôle essentiel dans la prévention du pompage du compresseur axial :

- Deux vannes d'extraction sont installées sur le manifold du dixième étage.
- Le compresseur axial est équipé, à son admission, d'aubages de pré-rotation avec un mécanisme de commande pour la couronne, lequel entraîne les aubages orientables.
- Des contacteurs de fin de course sont présents sur les vannes d'extraction du compresseur.

II.6. Définition d'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de la chaleur d'un fluide à un autre, sans qu'ils ne se mélangent. Il est largement utilisé dans les systèmes thermiques pour récupérer, évacuer ou redistribuer de l'énergie thermique. Les fluides peuvent être des gaz ou des liquides, et l'échange peut se faire à travers une paroi solide (comme un tube ou une plaque) ou par contact direct dans certains cas particuliers. Les échangeurs de chaleur sont couramment utilisés dans les chaudières, les climatiseurs, les turbines, les moteurs, les procédés industriels et bien d'autres systèmes énergétiques.

II.7. Classification des échangeurs

Les échangeurs sont classés selon les paramètres :

- ✚ L'état thermodynamique des fluides (air/air, air/liquide,...) et des caractéristiques de l'écoulement : monophasique, diphasique, vaporisation, condensation.
- ✚ La compacité (rapport surface d'échange/volume de l'échangeur). Un échangeur est considéré compact si $A_{hx} > 700 \text{ (m}^2/\text{m}^3 \text{)}$ (présence d'ailette).
- ✚ La configuration des écoulements (courants parallèles, contre-courants, courants croisés, multi-passes,...).

II.8. Les Types d'échangeur de chaleur

Il existe plusieurs types d'échangeurs :

II.8.1. Echangeur tubes et calandres

Un échangeur de chaleur à tubes et calandre (Fig II.20) (ou échangeur tubulaire) est un type d'échangeur de chaleur largement utilisé dans l'industrie pour transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Il est constitué de deux éléments principaux :

- **Les tubes** : un ensemble de tubes parallèles à travers lesquels circule un premier fluide (appelé fluide côté tubes).
- **La calandre** : une enveloppe cylindrique qui entoure le faisceau de tubes et à l'intérieur de laquelle circule le second fluide (appelé fluide côté calandre).

Le transfert de chaleur se fait à travers la paroi des tubes, sans mélange des deux fluides. Ce type d'échangeur permet d'atteindre des performances thermiques élevées et supporte des pressions et des températures importantes.

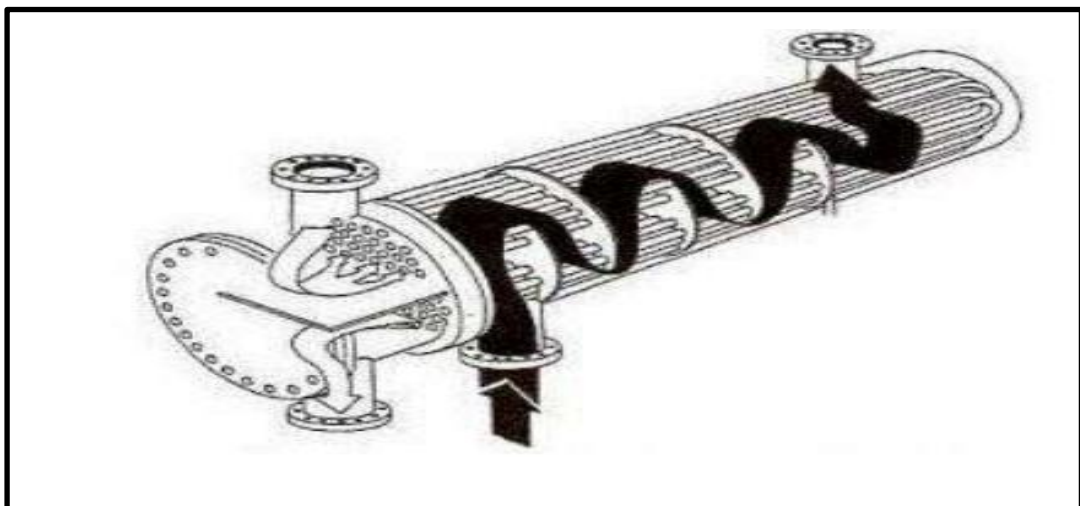


Figure II.10. Echangeur à tubes et calandre.

II.8.2. Echangeur à plaques

Ils contiennent une faible quantité de fluide en raison de leur petit diamètre hydraulique, et la configuration des plaques favorise une valeur élevée du produit $AUAUAU$, ce qui entraîne des pertes de charge importantes. Ainsi, bien que leur performance hydraulique soit limitée, ces échangeurs se distinguent par une compacité élevée. La figure (II.21) illustre ses composants

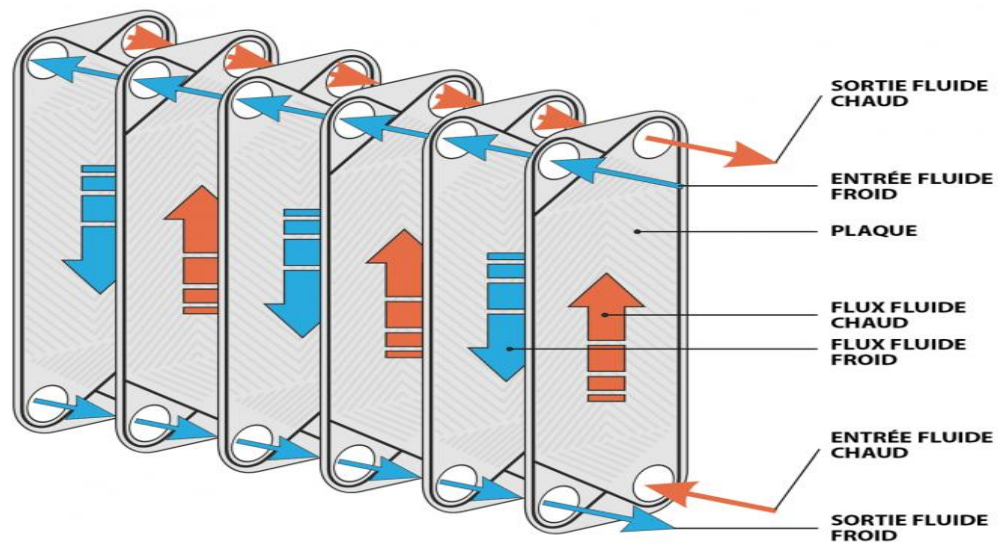


Figure II.21. Echangeur à plaques.

II.8.3. Echangeurs à ailettes

Echangeurs à ailettes (Fig II.22) sont destinés à la technologie et possèdent des ailettes qui augmentent le transfert thermique.

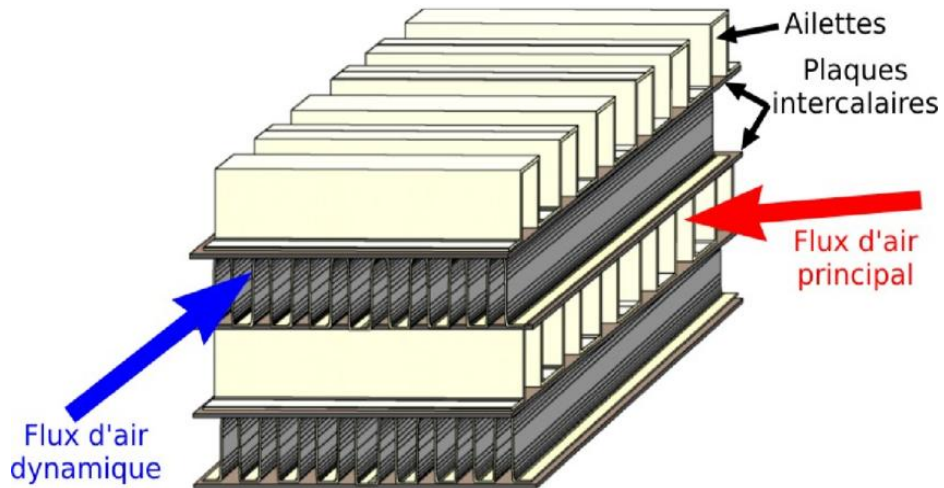


Figure II.22. Echangeurs à ailettes.

II. 8. 4 Echangeurs à chicanes :

Dans cet échangeur, des chicanes sont placées côté calandre pour guider le fluide et maximiser le contact avec les tubes. Elles servent également à soutenir les tubes et peuvent être orientées différemment selon le design. La forme de leur ouverture influence le niveau de support des tubes, certains étant plus exposés aux vibrations que d'autres.

II.9. Equations de modèle

II. 9. 1. Bilans massiques

Une partie du débit d'air sortant du compresseur (α facteur de partition) est dévié pour assurer l'étanchéité des paliers, refroidir les ailettes et les disques des roues de turbine.

$$\dot{m}_2 = \alpha \dot{m}_1 \quad (\text{II.1})$$

La conservation du débit d'air dans l'échangeur de chaleur donne :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 \quad (\text{II.2})$$

Au niveau de la chambre de combustion, le débit d'air $\dot{m}_6$ est divisé à un flux d'air comburant de combustion et un flux d'air de dilution pour le refroidir les parois de la chambre et réduire la température des gaz atteignant la turbine :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{air comb}} + \dot{m}_{\text{air dilution}} \quad (\text{II.3})$$

Le bilan massique de la combustion du fuel gaz donne :

$$\dot{m}_{\text{air comb}} + \dot{m}_{\text{FG}} = \dot{m}_{\text{GC}} \quad (\text{II.4})$$

En introduisant le facteur d'excès d'air de combustion λ défini en fonction du volume d'air stœchiométrique ou pouvoir comburivore ($\text{Nm}^3 \text{d'air} / \text{Nm}^3 \text{de FG}$) défini par:

$$\lambda = \frac{V_{air}^{reel}}{V_{air}^{stoech}} \quad (\text{II.5})$$

on aura :

$$\dot{m}_{air\ comb} = \lambda V_{air}^{st} \frac{\rho_{air}}{\rho_{FG}} \cdot \dot{m}_{FG} \quad (\text{II.6})$$

La substitution des équations et donne :

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{FG} \left[1 + \lambda V_{air}^{st} \frac{\rho_{air}}{\rho_{FG}} \right] \quad (\text{II.7})$$

Le bilan massique total de la chambre de combustion s'écrit :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{FG} \quad (\text{II.8})$$

Le bilan des gaz de combustion dilué est conservé lors des détentees soit :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

II.9.2. Transformations thermodynamiques du gaz

• Compression

La compression poly-étagée est supposée adiabatique réversible avec un rendement

Isentropique (η) isentropique. Soit,

$$PV^\gamma = C_{ste}$$

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad (\text{II.9})$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.10})$$

Cette équation permet de calculer la température isentropique en fin de compression, avec :

$$\gamma = \frac{C_{pair}}{C_{pair} - R/M} \quad (\text{II.11})$$

Le rapport de la pression de sortie à la pression d'entrée représente le taux de compression :

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{II.12})$$

Le travail isentropique et réel de compression peut s'écrire :

$$W_{cis} = h_{2is} - h_1 = C_{pair}(T_{2is} - T_1) \quad (\text{II.13})$$

$$W_c = h_2 - h_1 = C_{p\text{air}}(T_2 - T_1) \quad (\text{II.14})$$

En introduisant le rendement isentropique η isentropique on aura :

$$\eta_{is\ c} = \frac{W_{cis}}{W_c} = \frac{C_{p\text{air}}(T_{2is} - T_1)}{C_{p\text{air}}(T_2 - T_1)} \quad (\text{II.15})$$

- **Echange thermique dans le récupérateur**

Considérons l'échange thermique adiabatique dans le récupérateur où la température moyenne de l'air passe de T_2 à l'entrée à la température T_6 à la sortie. Parallèlement la température des gaz de combustion passe de T_4 à T_7 à la sortie. Dans chaque section du récupérateur ($T_{\text{gaz}} - T_{\text{air}}$) est la force motrice de transfert de chaleur, soit :

$$\dot{m}_5 \cdot C_{p5} \cdot (T_4 - T_7) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_6 - T_2) \quad (\text{II.16})$$

La valeur maximale du flux de transfert Q_{max} est obtenue quand le gaz de sortie sera en équilibre thermique avec l'air à l'entrée, c'est-à-dire $T_2 = T_7$, avec $T_6 < T_4$.

On définit ainsi, l'efficacité thermique de transfert par :

$$\varphi = \frac{Q_{\text{transféré}}}{Q_{\text{maximal}}}$$

$$\varphi = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_6 - T_2)}{\dot{m}_5 \cdot C_{p5} \cdot (T_4 - T_7)} \quad (\text{II.17})$$

- **Combustion**

En considérant la puissance thermique disponible dans la chambre de combustion est égale à la chaleur véhiculée par les gaz de combustion, et en introduisant le rendement de combustion η_c caractérisant la présence des imbrulés dans les gaz, on aura :

$$Q_{\text{com}} = Q_{GC} \\ \dot{m}_{FG} \cdot C_{pFG} \cdot (T_{FG} - T_0) + \dot{m}_{FG} \cdot PCI \cdot \eta_c \cdot \dot{m}_{\text{air comb}} \cdot C_{p\text{ air comb}} \cdot (T_6 - T_0) \\ \dot{m}_{GC} \cdot C_{pGC} \cdot (T_{GC} - T_0) \quad (\text{II.18})$$

- **Dilution thermique et refroidissement des gaz de combustion**

La dilution thermique des gaz de combustion lors de son mélange avec le débit d'air $\dot{m}_{\text{air dilution}}$ peut être traduit par :

$$Q_3 = Q_{\text{air dilution}} + Q_{GC} \\ \dot{m}_3 \times C_{p3} \times (T_3 - T_0) = \dot{m}_{GC} \times C_{pGC} \times (T_{GC} - T_0) + \dot{m}_{\text{air dilut}} \times (T_6 - T_0) \quad (\text{II.19})$$

- **Détente dans la turbine**

En supposant la détente dans la turbine réversible avec un rendement isentropique η_{iso} on aura :

$$P_4 = P_3 \times \left(\frac{T_{4iso}}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (II.20)$$

Le travail de la turbine donnée donc par la relation suivante :

$$w_T = h_3 - h_4 = Cp_3 \times (T_3 - T_4) \quad (II.21)$$

La puissance P_T de la turbine donnée par la relation suivante :

$$P_T = \dot{m}_3 \times Cp_3 \times (T_3 - T_4) \quad (II.22)$$

Le rendement isentropique de la détente s'écrit de :

$$\eta_{Tur is} = \frac{w_{tur}}{w_{tur-is}} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_{4is})} \quad (II.23)$$

- **Rendement globale de la turbine à gaz**

Le rendement de la turbine à gaz est défini :

$$\eta_{TG} = \frac{P_u}{P_{th}} = \frac{P_T - P_C}{\dot{m}_{GC} \times Cp_{ac}(T_3 - T_6)} \quad (II.24)$$

II.10. Conclusion

Une analyse complète et détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été présentée tout au long de ce chapitre. Toutes les composantes de la turbine ont été examinées sous les aspects technologique et fonctionnel. De plus, une étude approfondie des systèmes de commande et de contrôle, ainsi que des mécanismes de protection, a été réalisée. Cette analyse met en évidence la conception complexe et l'efficacité opérationnelle de la turbine, soulignant ses stratégies de contrôle avancées et ses dispositifs de protection robustes, essentiels pour garantir une performance optimale et sécurisée dans des conditions de fonctionnement variées.

CHAPITRE III :
Calcul Thermique de La
Turbine MS 5002C

III.1. Introduction

Les turbines sont généralement conçues par les fabricants pour fonctionner dans des conditions standardisées. Toutefois, dans la réalité, elles sont souvent exploitées dans des environnements présentant des conditions climatiques très différentes. Afin d'évaluer l'influence de ces écarts sur leur performance, une analyse thermodynamique s'impose. Dans ce chapitre, nous étudierons les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz MS 5002C. Nous commencerons par une analyse basée sur les données standard du constructeur, avant d'étendre l'étude aux conditions réelles d'exploitation sur site.

III.2. Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :

Une turbine à gaz à deux arbres est schématiquement représentée à la Figure (III.1). Pour simplifier l'analyse, les sections de détente haute pression (HP) et basse pression (BP) sont regroupées et considérées comme une seule section de détente.

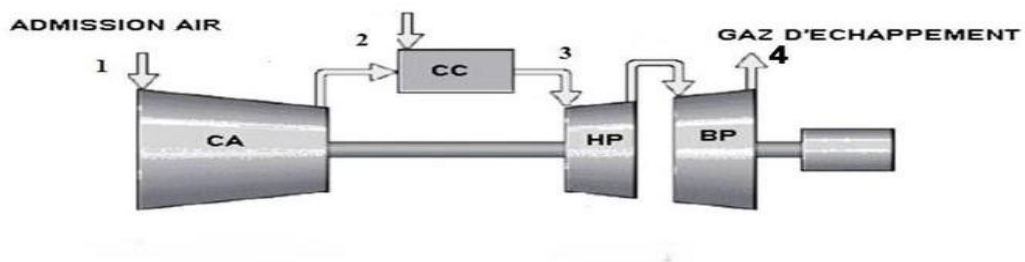


Figure III. 1.Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres.

Dans le schéma :

CA : Compresseur axial ;

CC: Chambre de combustion ;

HP : Turbine haute pression ;

BP: Turbine basse pression.

2.1. Cycle idéal de Brayton :

Le cycle thermodynamique avec le quel fonctionne une turbine à gaz sans récupération est dit : "cycle de Brayton".

Est un cycle thermodynamique utilisant un fluide caloporteur gazeux. Il tire son nom de l'ingénieur George Brayton (1830–1892), qui l'a développé, bien que son origine remonte à l'invention de Barber en 1791. Ce cycle est également connu sous l'appellation de cycle de Joule.

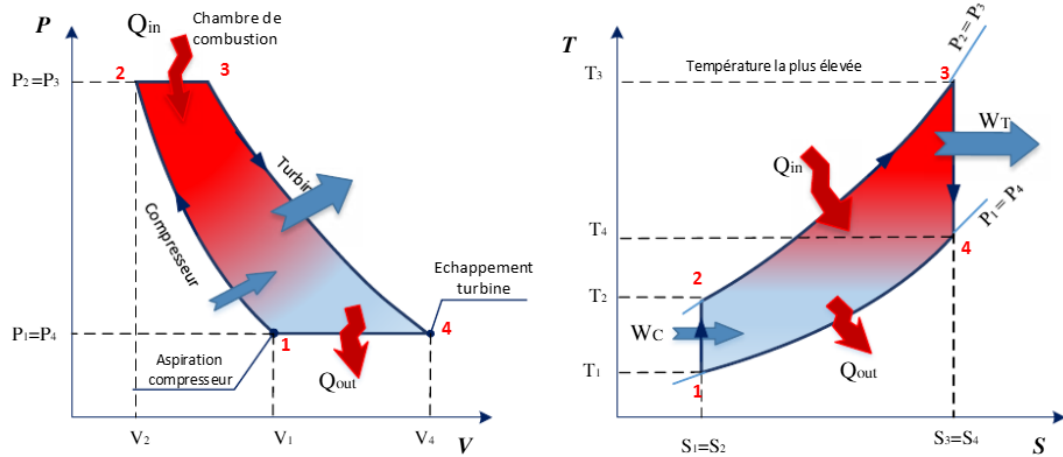


Figure III. 2. Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz. [12]

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

Dans le cas d'un cycle théorique, la compression est considérée comme isentropique.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \varepsilon \dots \dots \dots (III.1)$$

$$\text{-Travail de compression (évolution 1 à 2) est : } W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \dots \dots \dots (III.2)$$

$$\text{-Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : } Q = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \dots \dots \dots (III.3)$$

$$\text{-Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est : } W_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \dots \dots \dots (III.4)$$

$$\text{Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est : } W_U = W_T - W_c \dots \dots \dots (III.5)$$

$$\text{Rendement théorique du cycle est : } \eta_{th} = \frac{W_u}{Q} \dots \dots \dots (III.6)$$

2.2. Cycle réel :

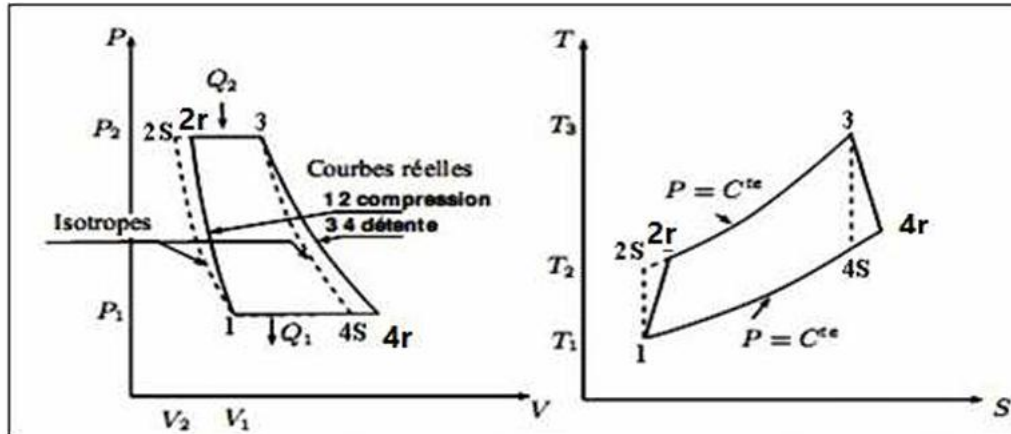


Figure III. 3. Cycle réel d'une turbine à gaz.

En réalité, les processus 1–2 et 3–4 ne sont pas parfaitement isentropiques (c'est-à-dire adiabatiques et réversibles).

Ils ne sont **pas strictement adiabatiques**, car une certaine quantité de chaleur est échangée avec le milieu extérieur.

Ils ne sont **pas non plus réversibles**, puisque la compression et la détente s'effectuent de manière brusque, induisant ainsi des irréversibilités.

Par conséquent, une correction s'impose : au cours de ces deux processus comme pour tout processus thermodynamique dans un système isolé (l'entropie augmente). Cela se traduit par un décalage vers des entropies plus élevées, ce qui fait passer les états 2s à 2r, et 4s à 4r.

Ainsi :

- La compression réelle et la détente réelle sont irréversibles ;
- La combustion s'effectue de manière quasi-isobare ;
- Le rejet des gaz brûlés s'effectue à pression constante, égale à la pression atmosphérique.

Nous allons maintenant recalculer le rendement réel du cycle de Brayton. Dans cette analyse :

- L'indice **S** désignera les processus isentropiques (théoriques) ;

- L'indice **r** représentera les processus irréversibles (réels).

Pour le compresseur : le rendement du compresseur est le rapport du travail fourni par le gaz avec ceux qui est donné pour le gaz

$$\eta_c = \frac{\text{travail isentropique}}{\text{travail réel}} = \frac{-C_p (T_{2s} - T_1)}{-C_p (T_{2r} - T_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)}$$

$$\eta_c = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)} \dots\dots\dots(III.7)$$

Pour la turbine :

$$\eta_t = \frac{\text{Travail réel}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{C_p (T_{4r} - T_3)}{C_p (T_{4s} - T_3)}$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4r} - T_3)}{(T_{4s} - T_3)} \dots\dots\dots(III.10)$$

$C_p (T_{4r} - T_3)$ (III.12) est le travail réellement fourni par le système (gaz dans la turbine), donc positif. La valeur de ce travail est inférieure à celle du travail théorique qui ne contient pas les pertes de chaleur dans la turbine. Le travail théorique : $C_p (T_{4s} - T_3)$ (III.13) est plus grand que le travail réel : $C_p(T_{4r}-T_3)$.

-Travail de compression (évolution 1 à 2) est : $W_c = h_{2r} - h_{1r} = C_p(T_{2r} - T_{1r})$ (III.2)

-Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : $Q = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2)$ (III.3)

-Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est : $W_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4)$ (III.4)

Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est : $W_U = W_T - W_C$ (III.5)

Rendement théorique du cycle est : $\eta_{th} = \frac{W_u}{Q}$ (III.6)

III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C a 15 °c :

3.1. Données de la turbine à gaz MS-5002C :

Le tableau ci-dessous donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO :

Tableau III. 1.paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO

Température ambiante	$T_1 = 15^{\circ}\text{C}$
Température chambre de combustion	$T_3 = 927^{\circ}\text{C}$
Pression ambiante	$P_1 = 1.013 \text{ bar}$
Taux de compression	$\tau = 6.5$
Débit d'air total	$\dot{m}_{\text{air}} = 438000 \text{ kg/h}$
Débit d'air pour la combustion	$\dot{m}_{\text{air-comb}} = 426000 \text{ kg/h}$
Débit de combustible	$\dot{m}_c = 7200 \text{ Kg/h}$
Pouvoir calorifique inférieur	$P_{ci} = 10835 \text{ kcal/Kg}$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 98\%$
Rendement de compresseur axial	$\eta_c = 80\%$
Rendement de la détente de la turbine	$\eta_{d-t} = 90\%$
Vitesse de rotation de la turbine HP	$N_{THP} = 5100 \text{ rpm}$
Vitesse de rotation de la turbine BP	$N_{TBP} = 4670 \text{ rpm}$
γ de l'air	1.4
γ des gaz	1.35
Rendement globale	29 %

3.2. Calculs des paramètres du compresseur axial :

- ✓ La température d'admission T_1 : La température T_1 étant considérée comme la température de l'air ambiante. $T_1 = 15^{\circ}\text{C} = 288.15^{\circ}\text{K}$
- ✓ La pression d'admission du compresseur P_1 : $P_1 = P_a = 1.013 \text{ bar}$
- ✓ La pression P_2 et la température de la fin de compression isentropique à la sortie du compresseur : $P_2 = P_1 * \tau$

Dans le cycle théorique de BRAYTON la compression (1-2) est isentropique donc

$$P * T^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \text{cste} \quad (\text{III.11})$$

On a la relation suivant :

$$T_{2s} = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.12})$$

D'où : $T_{2s} = 491.903 \text{ K}$

✓ La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cours de cycle de BRAYTON :

$$P_{2r} = P_{2s} = 6.68 \text{ bar}$$

✓ Calcul de la température T_{2r} du compresseur axial :

On a: $\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1}$ (III.13)

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \quad (\text{III.14})$$

D'où : $T_{2r} = 519.687 \text{ K}$

✓ Pression P_s et la température T_s de soutirage :

On a: $\frac{P_n}{P_{n-1}} = \tau^{\frac{1}{n}}$ (III.15)

Tel que n désigne le niveau de l'étage.

Pour $n = 16$:

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = \tau^{\frac{1}{16}} \rightarrow P_{15} = \frac{P_{16}}{\tau^{\frac{1}{16}}} \quad (\text{III.16})$$

Pour $n = 15$

$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = \tau^{\frac{1}{15}} \rightarrow P_{14} = \frac{P_{15}}{\tau^{\frac{1}{15}}} \quad (\text{III.17})$$

De la même manière on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$\frac{P_{11}}{P_{10}} = \tau^{\frac{1}{11}} \rightarrow P_{10} = \frac{P_{11}}{\tau^{\frac{1}{11}}} \quad (\text{III.18})$$

D'où : $P_{10} = P_s = 2.826 \text{ bar}$

D'après l'équation (III.2) on trouve :

$$T_{sth} = 386.298 \text{ K}$$

Et on utilise l'équation (III.1) on trouve :

$$T_s = 399.289 \text{ K}$$

✓ Variation de la chaleur spécifique de l'air :

La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la formule suivante :

$$C_{p_{air}} = a * T^4 - b * T^3 - c * T^2 - d * T - e \quad [\text{J/kg. K}], T [\text{K}] \quad (\text{III.19})$$

Avec :

$$a = 1.9327 \times 10^{-10} \quad b = 7.9999 \times 10^{-10}$$

$$c = 1.1407 \times 10^{-3} \quad d = 4.4890 \times 10^{-1}$$

$$e = 1.0575 \times 10^3$$

Donc :

$$C_{p_{air}}(T_1 = 388.15 \text{ K}) = 1024.175 \text{ J/kg. K}$$

$$C_{p_{air}}(T_s = 399.682 \text{ K}) = 1065.136 \text{ J/kg. K}$$

$$C_{p_{air}}(T_2 = 519.2) = 1146.271 \text{ J/kg. K}$$

On prend la valeur moyenne de la chaleur spécifique de l'air entre les températures (T_1 et T_s) et (T_1, T_2) :

$$C_{p_{air}}(t_1, t_s) = \frac{C_{p_{air}}|_0^{t_s} t_s - C_{p_{air}}|_0^{t_1} t_1}{t_s - t_1} \quad (III.20)$$

$$C_{p_{air}}(t_1, t_s) = 1059.7 \quad \text{J/kg.K}$$

$$C_{p_{air}}(t_1, t_2) = 1102.143 \quad \text{J/kg.K}$$

✓ **Calcul du travail de la compression W_c :**

Tenant compte du soutirage au niveau du dixième étage du compresseur axial, utilisé pour le refroidissement de l'étanchéité et des paliers, on a : $W_c = W'_c + W_s$

W_s : Travail de soutirage au dixième étage.

W'_c : Travail réalisé au seizième étage.

✓ **Calcul du travail de soutirage :**

$$\text{On a : } W_s = C_{p_{air}}(T_1, T_s)(T_s - T_1) \quad (III.21)$$

$$\text{D'où : } W_s = 145.105 \text{ kJ/kg}$$

✓ **Calcul du travail réalisé au seizième étage :**

$$\text{On a : } W'_c = C_{p_{air}}(T_1, T_2)(T_2 - T_1) \quad (III.22)$$

$$\text{D'où } W'_c = 313.063 \text{ kJ/kg}$$

✓ **Puissance absorbé par le compresseur axial :**

La puissance se détermine par la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * W'_c + \dot{m}_{as} * W_s \quad [\text{MW}] \quad (III.23)$$

Tel que $\dot{m}_a$: Débit massique d'air sortant du compresseur après soutirage [Kg/s]

$\dot{m}_{as}$: Débit massique d'air de soutirage [Kg/s]

$$\dot{m}_a = 118.33 \text{ kg/s} \quad , \quad \dot{m}_{as} = 3.33 \text{ kg/s} \quad \text{D'où : } P_c = 37.532 \text{ MW}$$

3.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{p_{GE}}(T_3, T_2) (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad (III.24)$$

Q_{cc} : Puissance de la chambre de combustion.

$C_{p_{GE}}$: Chaleur spécifiques des gaz d'échappements [J/kg .K].

$\dot{m}_c$: Débit massique du combustible injecté [kg/s].

η_{cc} : Rendement chambre de combustion.

$$\text{Avec : } C_{p_{GE}} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (III.25)$$

3.3.1. Calcul de la pression P3 à la sortie de la chambre de combustion :

D'après le cycle de BRAYTON on remarque que : $P_3 = P_{2s} = P_{2r}$ $P_3 = 6.58$ bar

3.3.2. La composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:

Le tableau suivant (tableau III. 2) présente la composition molaire et massique du gaz combustible utilisé, ainsi que ses caractéristiques thermodynamiques principales.

Tableau III. 2. Compositions et caractéristiques du gaz combustible

Constituants du gaz	$Y_i'_{\text{mol}}$	Masse mol $M_i(\text{Kg/Kmol})$	$M_i \times Y_i'_{\text{mol}}$	$Y_{\text{imassique}}$	PCI_i (Kcal/m ³)	$PCI_i \times Y_i$ (Kcal/m ³)
CH ₄	0.8272	16	13.24	0.7	8590	7105.64
C ₂ H ₆	0.0851	33	2.55	0.14	15408	1311.22
C ₃ H ₈	0.0196	44	0.86	0.046	22284	436.76
iC ₄ H ₁₀	0.0028	58	0.16	0.0086	29511	82.63
nC ₄ H ₁₀	0.0041	58	0.24	0.013	29643	121.53
iC ₅ H ₁₂	0.0008	72	0.058	0.003	37917	30.33
nC ₅ H ₁₂	0.0008	72	0.058	0.003	38049	30.44
nC ₆ H ₁₄	0.0005	86	0.043	0.002	46518	23.26
C ₇ ⁺	0.0001	100	0.01	0.0005	57896	5.79
CO ₂	0.003	44	0.11	0.0058	0	0
N ₂	0.057	28	1.58	0.084	0	0
Total	1		18.91	1		9147.6

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{\text{moy}} = \sum M_i \times Y_i'_{\text{mol}} = 18,91 \text{ kg/ kmol}$.

Concentration massique: $Y_{i \text{ massique}} = (M_i \times Y_i'_{\text{mol}}) / \sum M_i \times Y_i'_{\text{mol}}$ (III.28)

Pouvoir calorifique inférieur moyen $PCI_{\text{moy}} = \sum PCI_i \times Y_i'_{\text{mol}} = 9147,6 \text{ kcal/m}^3 = 10835 \text{ kcal/kg}$

La chaleur spéciphique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3) \quad (\text{III.27})$$

A, B, C, D : Constantes spéciphiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spéciphique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_p_{\text{moy}} = \sum_{i=1}^7 C'_p_i \times Y_i' \quad (\text{III.28})$$

La chaleur spécifique massique de l'air :

$$C_{p \text{ air}} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4} T + 1,147 \times 10^{-6} T^2 - 4,696 \times 10^{-10} T^3) / 29$$

T: Température de l'air

3.3.3. Les réactions chimiques de combustion :



tableau (III.3) donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Tableau III. 3.Masse de l'Oz nécessaire à la combustion d'1kg de combustible.

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH ₄	2.8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
i - C ₄ H ₁₀	0,03
n - C ₄ H ₁₀	0,045
i - C ₅ H ₁₂	0,011
n - C ₅ H ₁₂	0,011
n - C ₆ H ₁₄	0,008
n - C ₇ ⁺	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

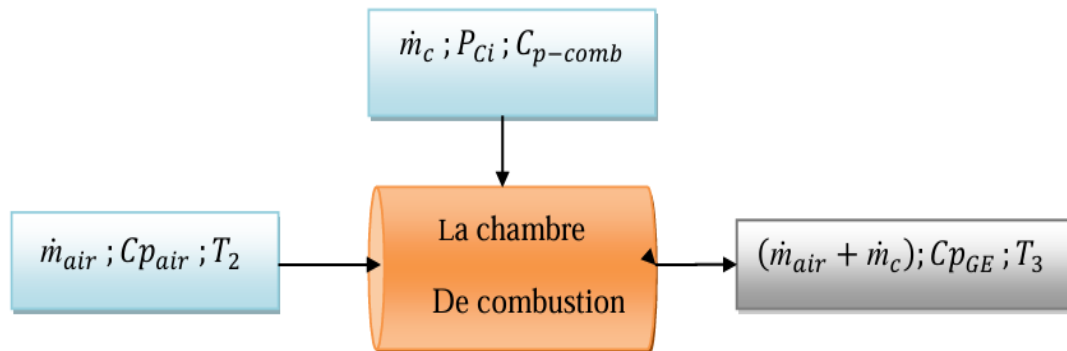


Figure III. 4.Bilan énergétique de la chambre de combustion.

$$\dot{m}_{\text{air stoechiométrique}} = \frac{3,58}{0,23}$$

$$\dot{m}_{\text{air stoechiométrique}} = 15,56 \text{ Kg d'air /1Kg de combustible.}$$

déterminer la valeur de l'excès d'air :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_c \times \dot{m}_{\text{air stoechiométrique}}} = \frac{426000}{7200 \times 15,56} \quad (\text{III.29})$$

$$\alpha = 3,8025$$

Alors d'après les données de constructeur :

$$T_3 = 927^\circ\text{C} \approx 1200,15 \text{ K}$$

capacité calorifique $C_{pGE}(T_3)$ des gaz d'échappement :

$$C_{pGE}(T_3) = 1111,54 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$C_{pGE}(T_3, T_2) = 1059,701 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$Q_{cc} = 88,539 \text{ MW}$$

calculs des paramètres de la turbine :

calcul de pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle :

Dans le cycle de BRAYTON on remarque que P_{4s} et P_4 sont situés sur la ligne de pression (isobare), ce qui montre que $P_4 = P_{4s} = 1,0013 \text{ bar}$

$$P_4 = P_1 = 1,0013 \text{ bar}$$

Calcul de la température de fin de détente isentropique T_{4s} :

La température de la fin de détente isentropique est déterminée par la relation suivante:

$$T_{4s} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.30})$$

On a : $\gamma = 1,35$

$$\text{Donc : } T_{4s} = 740,842 \text{ K}$$

$$\eta_{d-T} = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \quad (\text{III.31})$$

$$\text{D'où : } T_4 = 786,233 \text{ K}$$

Avec la valeur T_{4r} , on cherche la valeur C_{pT4r} en utilisant la relation suivante :

$$C_{pT4r} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T_{4r}}{1000} \right) \quad (\text{III.32})$$

$$C_{pT4r} = 1067,338 \text{ J/kg.K}$$

$$C_p(T_3, T_{4r}) = \frac{C_{p0}^{T_3} \times T_3 - C_{p0}^{T_{4r}} \times T_{4r}}{T_3 - T_{4r}} \quad (\text{III.33})$$

$$C_p(T_3, T_{4r}) = 1103,341 \text{ J/kg.K}$$

Calcul du travail massique de la turbine :

$$W_T = C_p(T_3, T_4) \times (T_3 - T_4) \quad (\text{III.34})$$

$$W_T = 456,691 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c) \times C_p(T_3, T_{4r}) \times (T_3 - T_{4r}) \quad (\text{III.35})$$

$$P_T = 541,691 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement global de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{P_u}{Q_{cc}} = \frac{P_T - P_c}{Q_{cc}} \quad (\text{III.36})$$

$$\eta_g = 27,12\%$$

La consommation spécifique :

$$\text{CSF} = \frac{3600 \times \dot{m}_c}{P_u} \quad (\text{III.37})$$

$$\text{CSF} = 0,2997 \text{ kg/kWh}$$

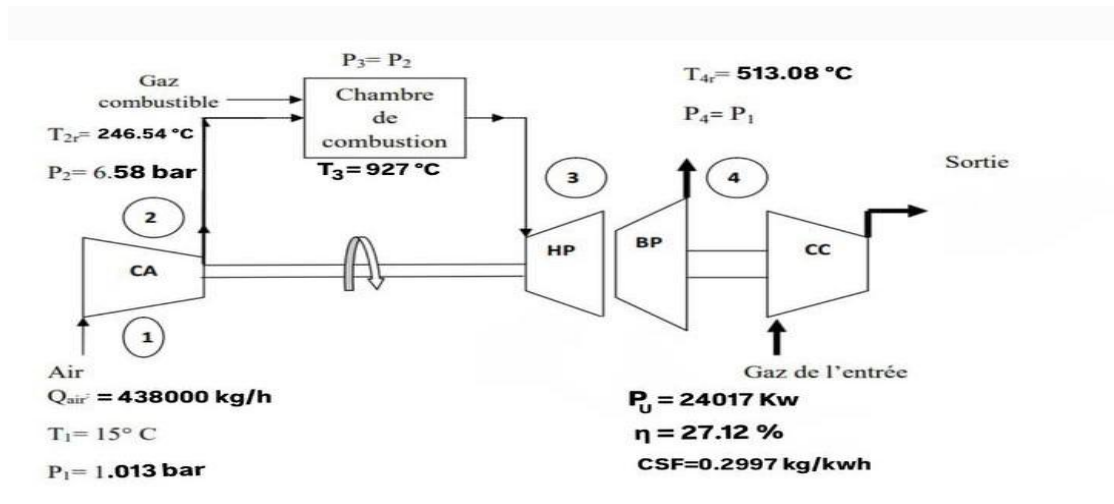


Figure III. 5 Cycle réel d'une turbine à gaz.

4.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons fait des calculs thermodynamiques basés sur les données et avons constaté que les résultats du calcul correspondent presque aux résultats donnés par le fabricant.

Chapitre IV :

Simulation par

logiciel Aspen

HYSYS

IV.1 Introduction

L'avancement de l'informatique dans le domaine de la simulation permet de résoudre les problèmes liés aux calculs manuels longs, grâce à l'utilisation de logiciels spécialisés. Des simulateurs bien établis tels qu'Aspen Plus, ChemCAD, Hysim, Hysys, et Pro-II figurent parmi les plus populaires et sont désormais essentiels pour la conception de nouvelles installations ainsi que pour l'optimisation des procédés industriels, souvent opérant loin de leur efficacité optimale. Parmi ces outils, HYSYS se distingue comme l'un des logiciels de simulation les plus performants.

IV.2 Définition du logiciel Aspen HYSYS

Aspen HYSYS est un logiciel de simulation et de modélisation de procédés industriels, utilisé principalement dans les domaines de l'ingénierie chimique, pétrochimique et énergétique. Il permet de concevoir, simuler, analyser et optimiser des processus de production, en particulier ceux liés aux systèmes de traitement de fluides tels que les gaz, les liquides, ou les mélanges complexes.

IV.3 Les concepts de base du simulateur HYSYS

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

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

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

IV.4 Structure générale du HYSYS

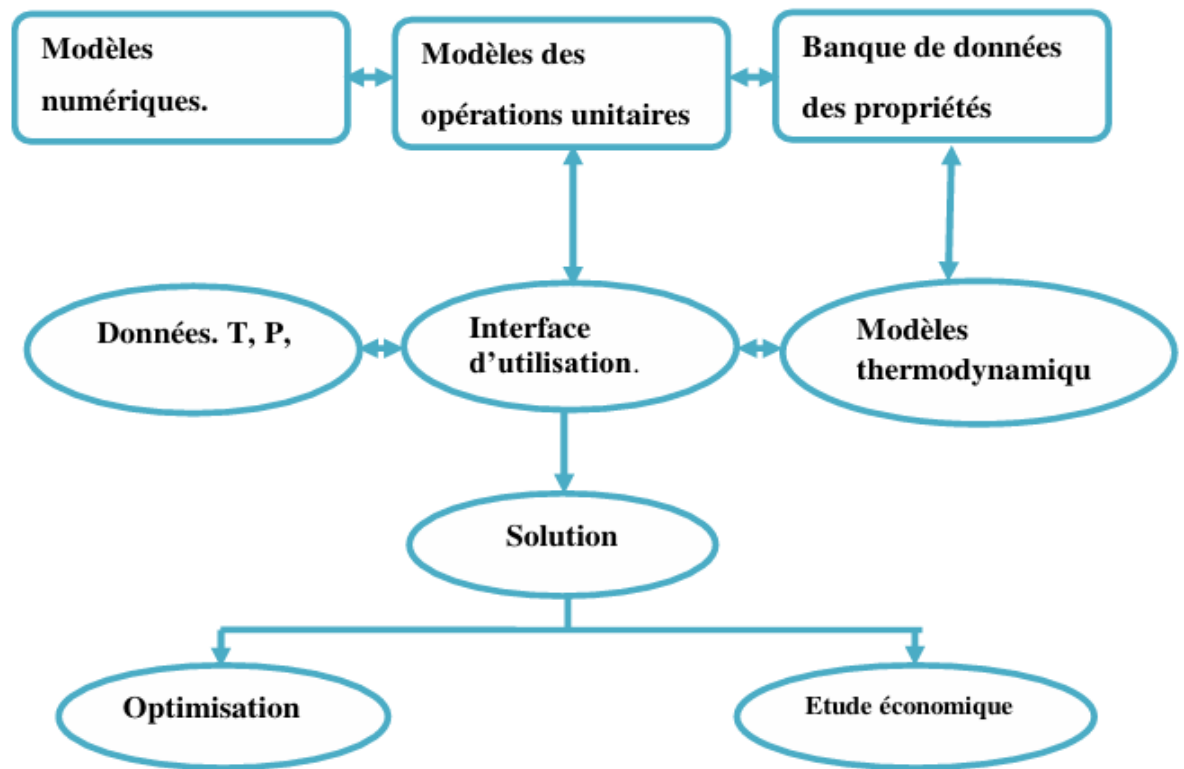


Figure IV. 1. Structure générale du HYSYS

IV.5 Les modèles thermodynamiques de HYSYS

Les modèles fondés sur les équations d'état, tels que Redlich-Kwong et Soave Redlich-Kwong Peng Robinson, sont fréquemment utilisés pour calculer les systèmes d'hydrocarbures et les systèmes proches de l'idéalité. Leur principal avantage par rapport aux autres modèles

réside dans l'intégration des coefficients d'interaction binaire. En général, les équations d'état permettent de déterminer l'ensemble des propriétés des produits en fonction de la température et des fractions molaires.

IV.5.1 Equation de REDLICH-K WONG

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

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{\frac{1}{V(V+b)}\sqrt{T}} \quad (IV.1)$$

IV.5.2 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction $\alpha(T)$ qui dépend du facteur acentrique.

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

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b)} \quad (IV.2)$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction

$$\alpha(T) = a_c(T_R) \quad (IV.3)$$

$$\text{Avec : } a(T_R) = (1+m(1 - \sqrt{T_R}))^2 \quad (IV.4)$$

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

$$m = 0.480 + 1.574 \omega - 0.176 \omega^2 \quad (IV.5)$$

IV.5.3. Equation de PENG-ROBINSON

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

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V^2 - b^2 + 2Vb} \quad (\text{IV.6})$$

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

$$\alpha = 0.45724 \frac{R^2 T_C^2}{P_C} \quad b = 0.077796 \frac{RT_C}{P_C}$$

La fonction reliant le paramètre m au facteur acentrique ω est :

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

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

IV.6. Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS

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

- Démarrage de HYSYS.
- Création d'un fichier.
- Choix des composés.
- Sélection d'un modèle thermodynamique.
- Construction du PFD.
- Spécification des courants et des unités.
- Exécution du programme de simulation.
- Interprétation des résultats.

IV.7. Simulation de la TAG par logiciel Aspen HYSYS

IV.7.1. Démarrage de Aspen HYSYS

Démarrer une nouvelle simulation sous Aspen HYSYS :

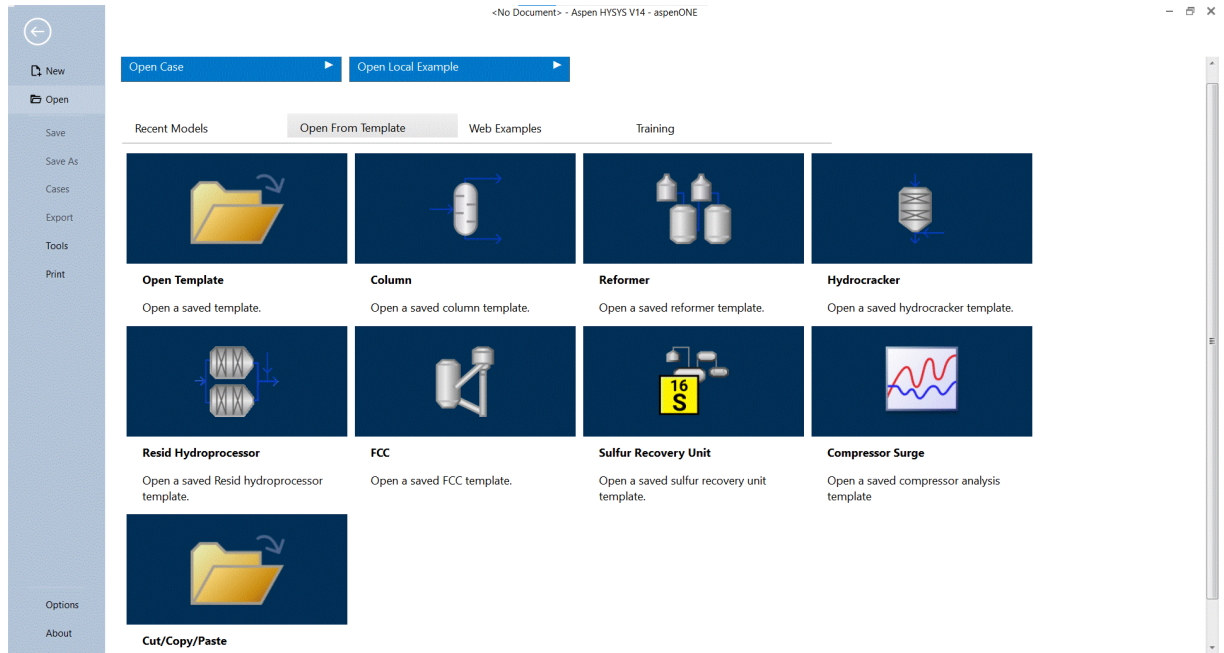


Figure IV. 2.Fenêtre du Aspen HYSYS

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

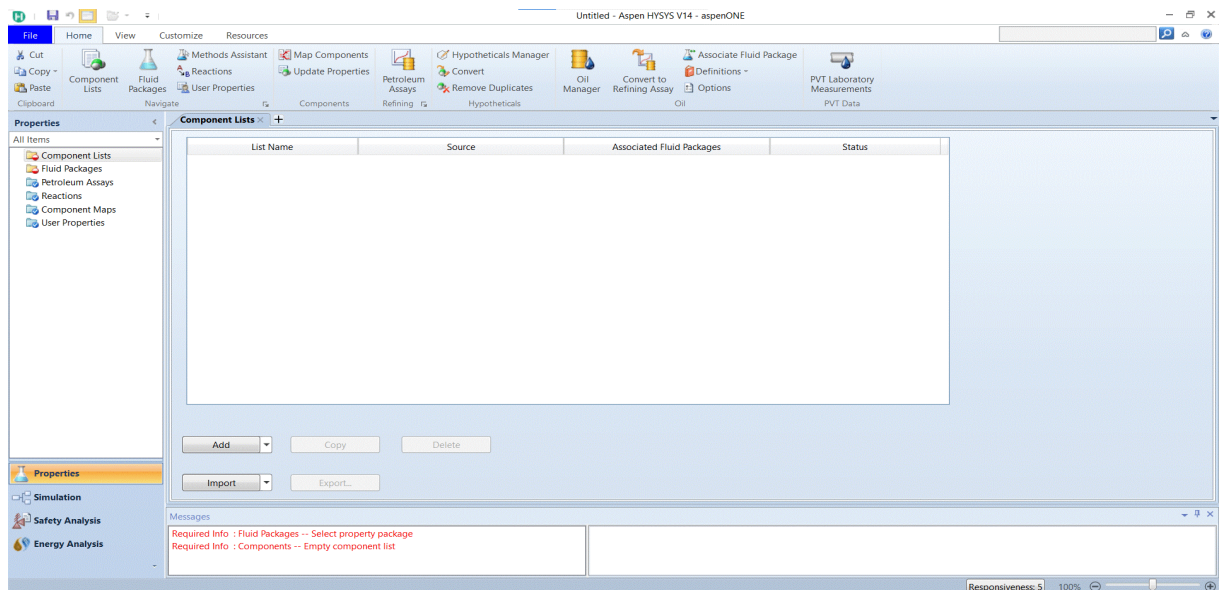


Figure IV. 3.Fenêtre du Aspen HYSYS V14 dans new case

IV.7.2. Choix la liste des composants

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

Dans notre cas il faut définir les composants chimiques de l'air et de gaz naturel suivants : Méthane, Ethane, Propane, i-Butanes, n-Butane ,i-Pentane ,n-Pentane ,n-Hexane ,n-Heptane, Oxygène, Nitrogène, H2O et CO2.

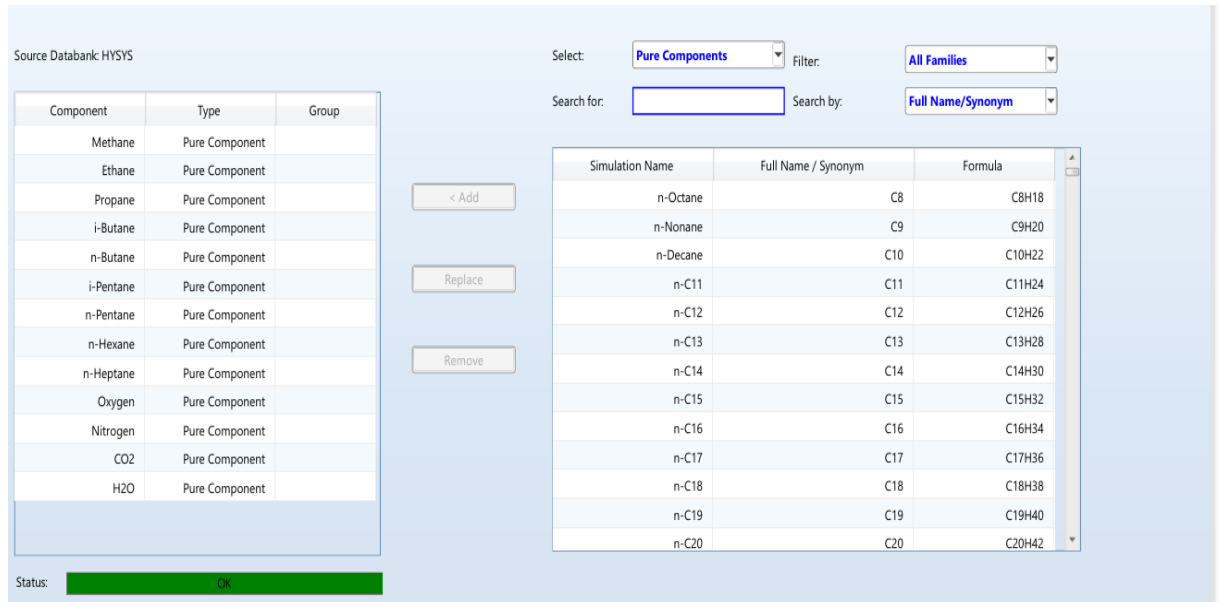


Figure IV. 4.les composants de différentes entrées de la TAG

IV.7.3. Sélection d'un modèle thermodynamique

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

Cliquer sur le bouton "Add" pour spécifier un fluide package, Cela vous amènera à une liste de toutes les différentes équations d'états utilisées par ASPENHYSYS. Dans notre étude ont Sélectionné le Peng Robinson (PR) Comme modèle Thermodynamique, qui est recommandé pour un mélange d'hydrocarbures. Cela permet de calculer toutes les propriétés thermophysiques des fluides de travail.

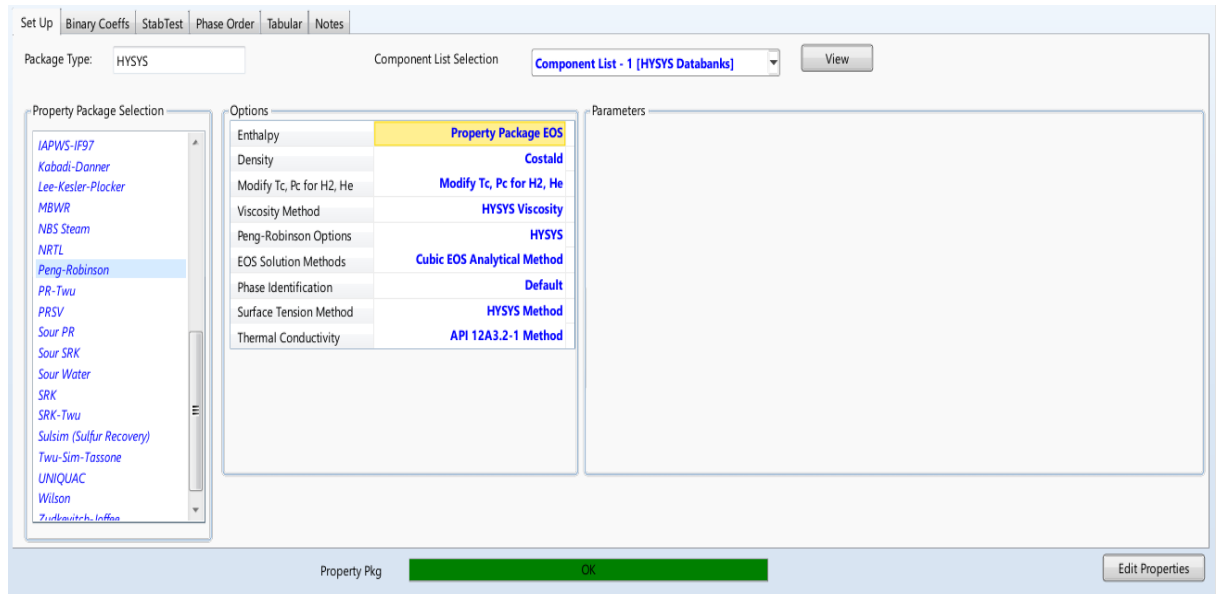
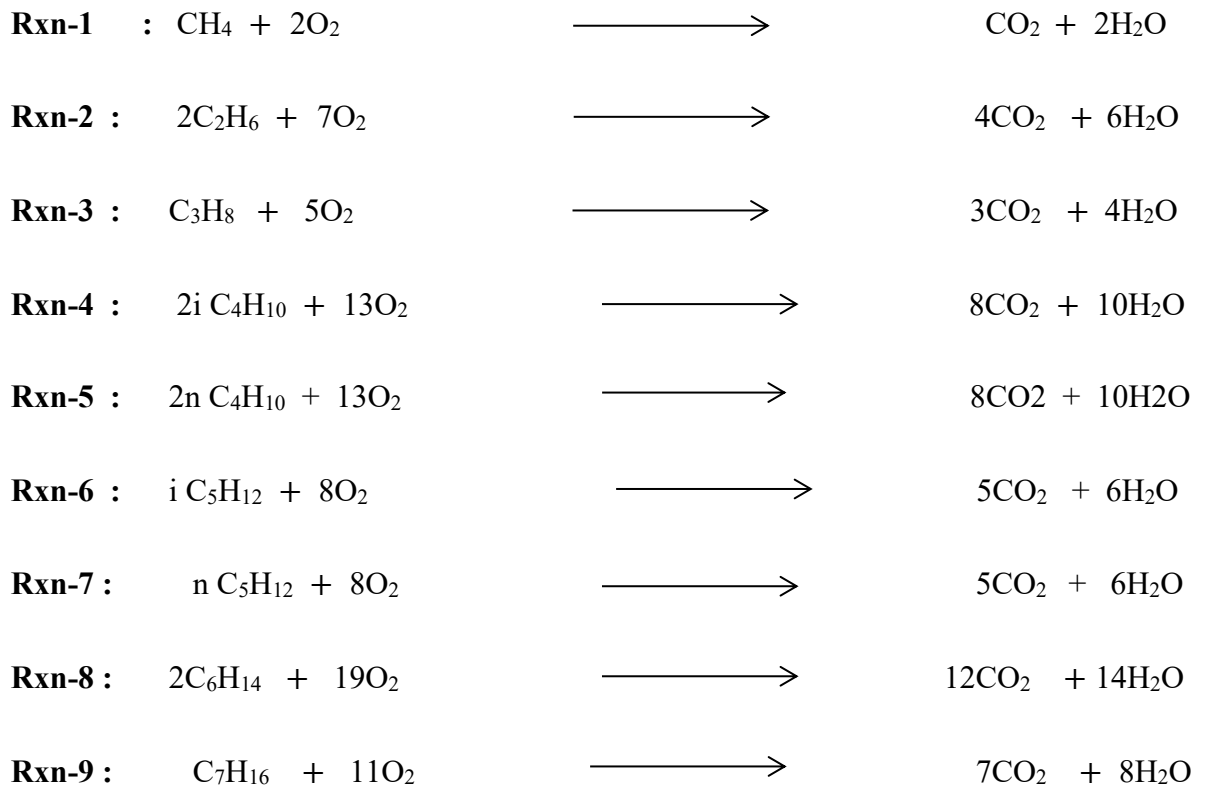


Figure IV. 5. Liste de fluide packages

IV.7.4. Création des réactions chimiques

La définition des 9 réactions de combustion du gaz naturel :



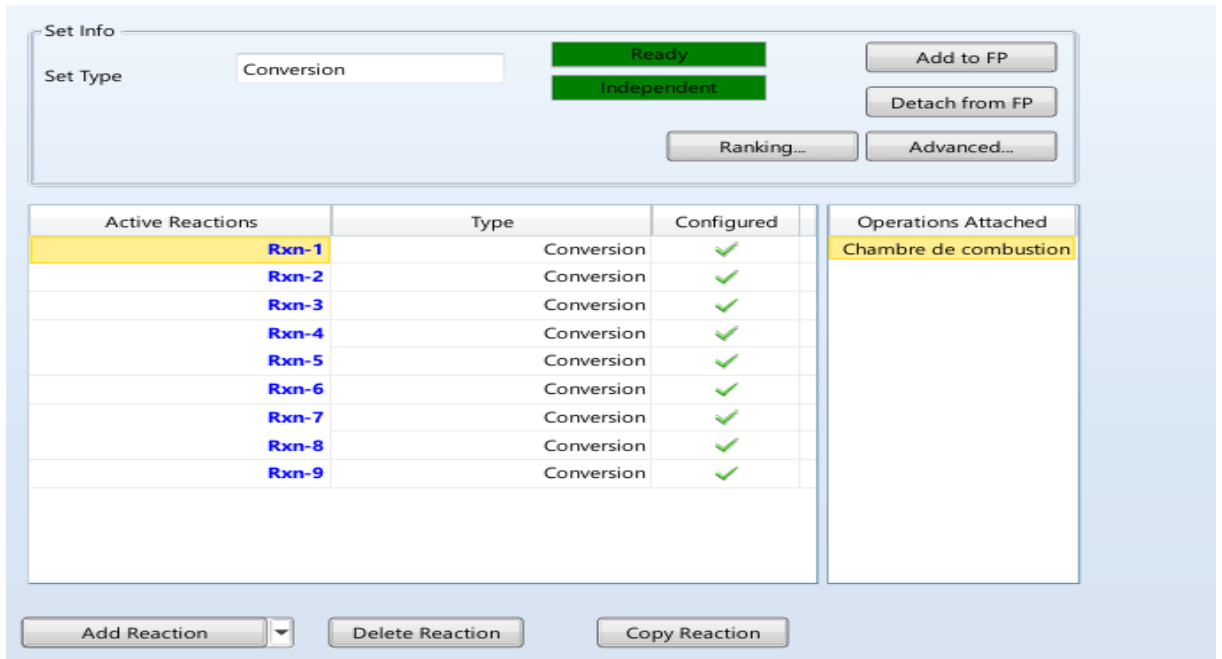


Figure IV. 6. Fenêtre des réactions créent

IV.7.5. L'entrée de l'air

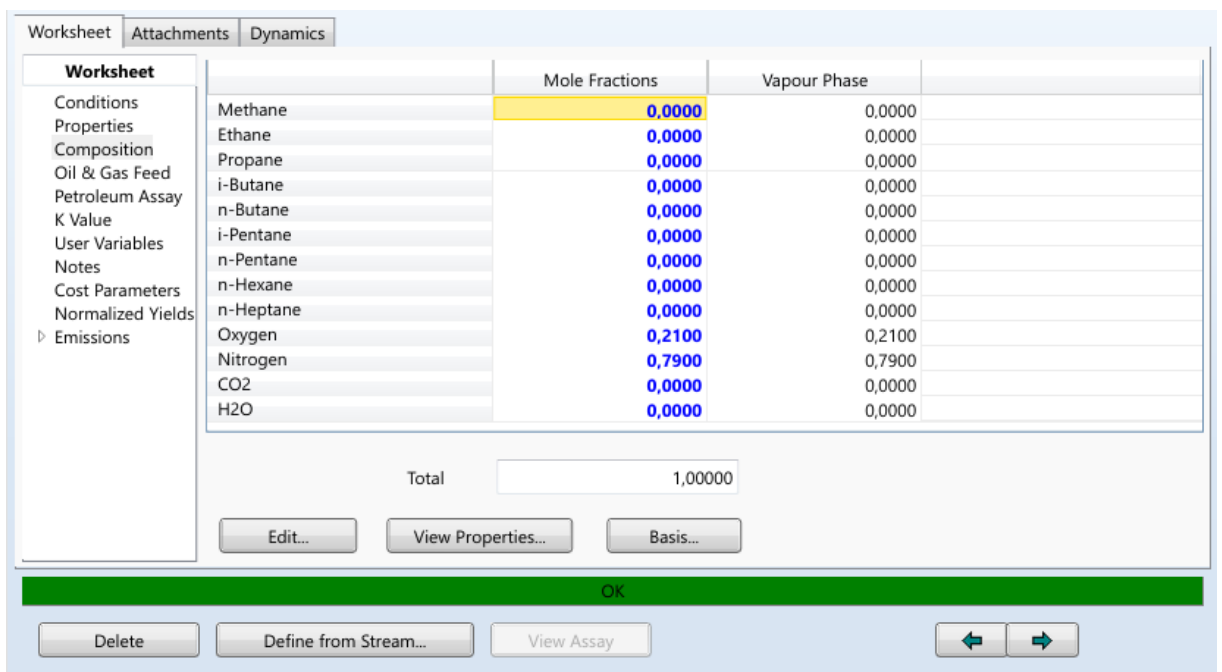


Figure IV. 7.les composants de l'air

On entre les caractéristiques de l'air (la température, la pression et le débit massique), qui sont définis dans le Figure IV.8

Worksheet	Attachments	Dynamics
Worksheet	Stream Name	Air
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000
Properties	Temperature [C]	15,00
Composition	Pressure [kPa]	101,3
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	1,518e+004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	4,380e+005
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	506,3
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-299,9
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	150,7
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-4,553e+006
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	3,587e+005
▸ Emissions	Fluid Package	Basis-1

Figure IV. 8. les conditions d'entrée d'air

IV.7.6. Compresseur

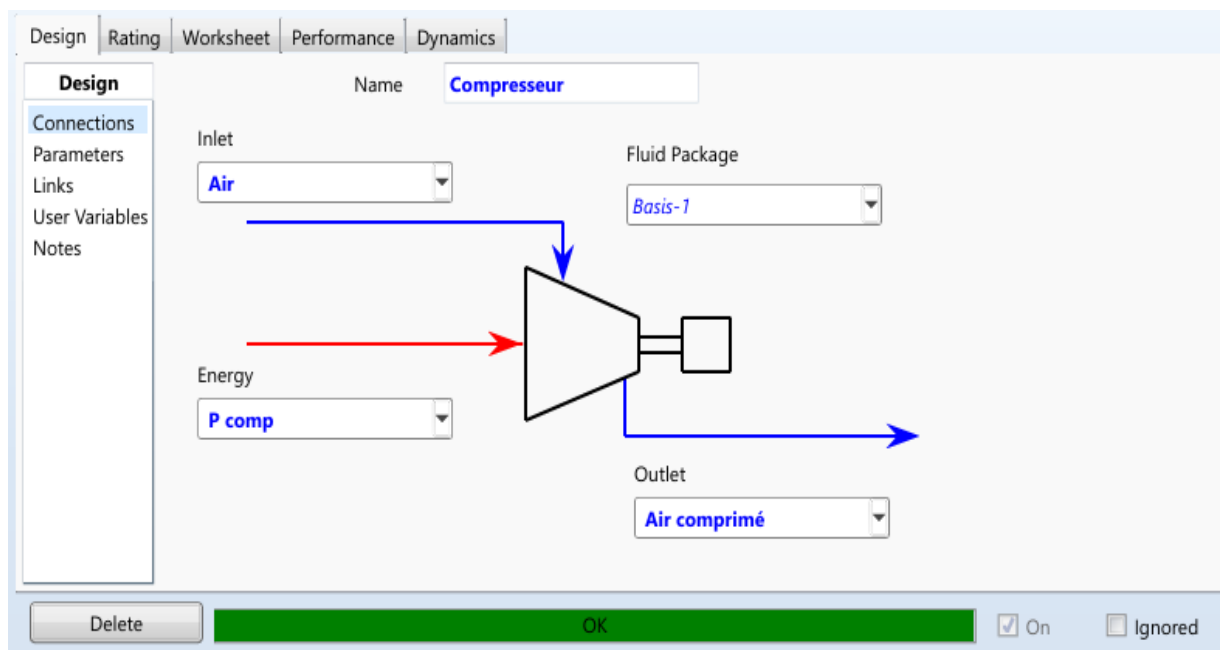


Figure IV. 9. Installation de compresseur

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

- Rendement isentropique : $\eta_{iso} = 0.88$
- Le rapport de pression : $\epsilon = 6.5$

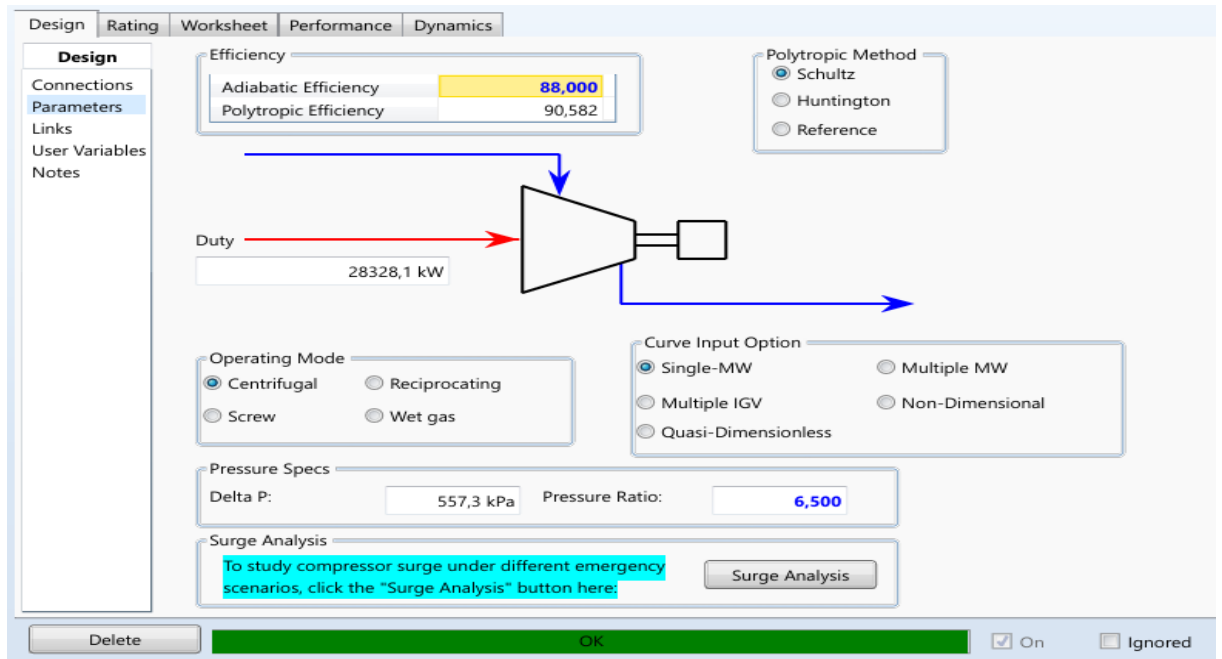


Figure IV. 10. Les paramètres de compresseur

IV.7.7. L'entrée de gaz naturel

Worksheet

Attachments

Dynamics

Worksheet

Conditions

Properties

Composition

Oil & Gas Feed

Petroleum Assay

K Value

User Variables

Notes

Cost Parameters

Normalized Yields

▶ Emissions

	Mole Fractions	Vapour Phase
Methane	0,8264	0,8264
Ethane	0,0850	0,0850
Propane	0,0196	0,0196
i-Butane	0,0028	0,0028
n-Butane	0,0041	0,0041
i-Pentane	0,0008	0,0008
n-Pentane	0,0008	0,0008
n-Hexane	0,0005	0,0005
n-Heptane	0,0001	0,0001
Oxygen	0,0000	0,0000
Nitrogen	0,0569	0,0569
CO2	0,0030	0,0030
H2O	0,0000	0,0000

Total

1,00000

Edit...

View Properties...

Basis...

OK

Delete

Define from Stream...

View Assay

←

→

Figure IV. 11. les composants de gaz naturel

On entre les caractéristiques du gaz naturel (la température, la pression et le débit massique) représentées dans le Figure IV.12

Worksheet

Attachments

Dynamics

Worksheet	Stream Name	Gaz naturel	Vapour Phase	
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000	
Properties	Temperature [C]	15,00	15,00	
Composition	Pressure [kPa]	700,0	700,0	
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	379,5	379,5	
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	7200	7200	
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	21,35	21,35	
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7,409e+004	-7,409e+004	
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	169,6	169,6	
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-2,812e+007	-2,812e+007	
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	8945	8945	
▶ Emissions	Fluid Package	Basis-1		

OK

Delete

Define from Stream...

View Assay

Figure IV. 12.les conditions d'entrée de gaz naturel

IV.7.8. Chambre de combustion

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

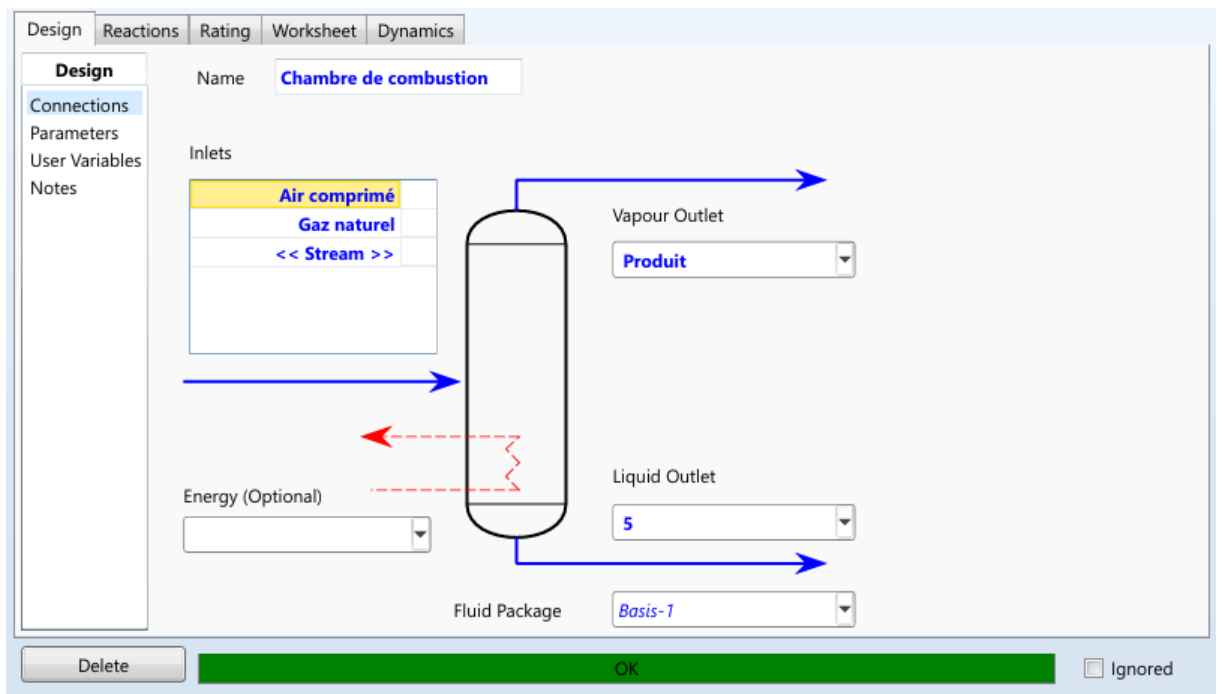


Figure IV. 13.Installation de la chambre de combustion

On introduit les neuf réactions dans la chambre à combustion qu'on a définie auparavant :

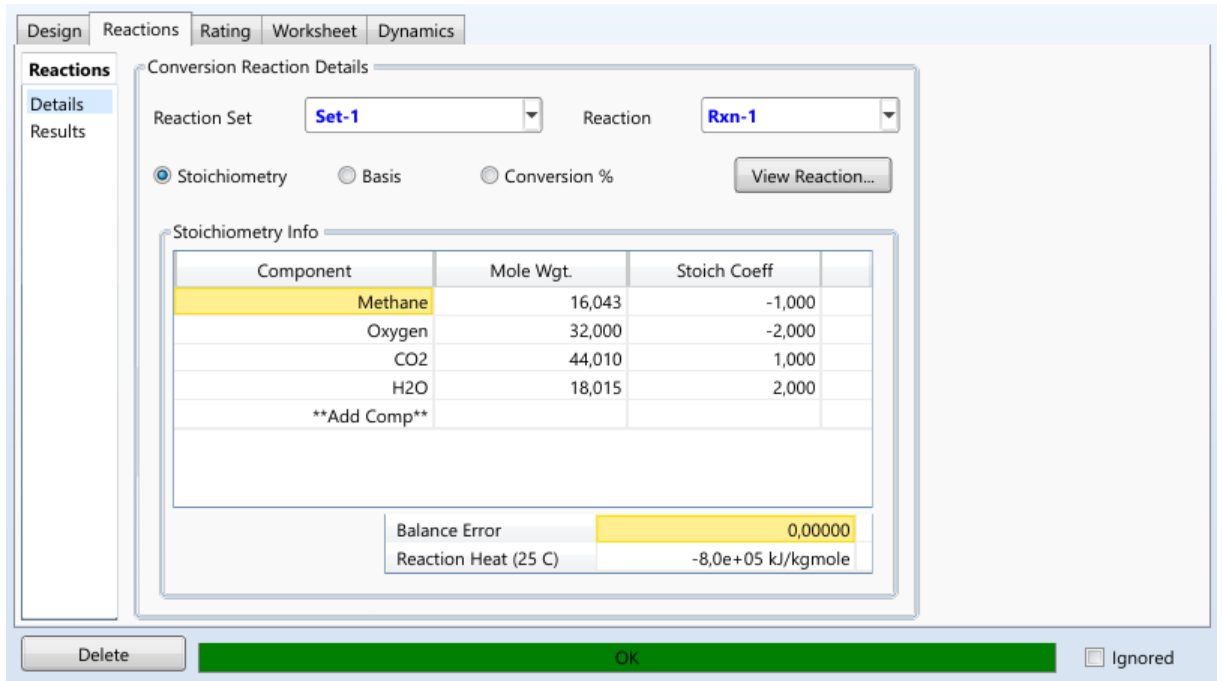


Figure IV. 14.fenêtre de réaction dans la chambre de combustion

IV.7.9. Turbine

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

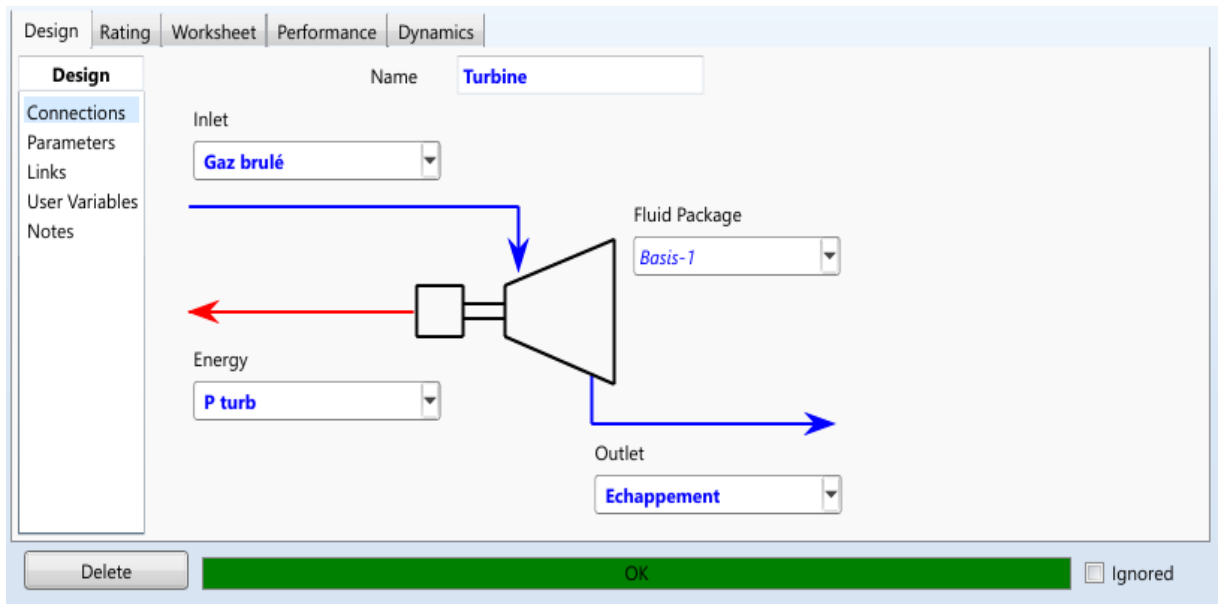


Figure IV. 15.Installation de la turbine.

Dans les paramètres de la turbine, on définit les valeurs dans le Fig IV.16 :

Rendement isentropique : $\eta_{iso} = 0.88$,

Le rapport de pression : $\varepsilon = 0.1538$

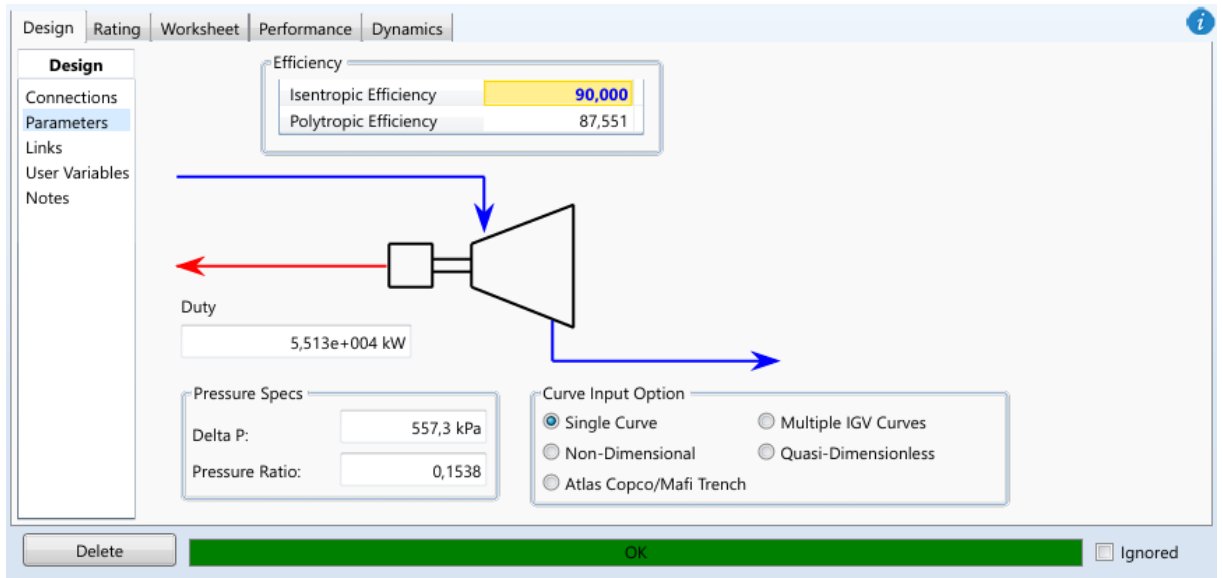


Figure IV. 16.fenêtre des paramètres de la turbine.

IV.8. Schéma équivalent de la TAG dans logiciel Aspen Hysys

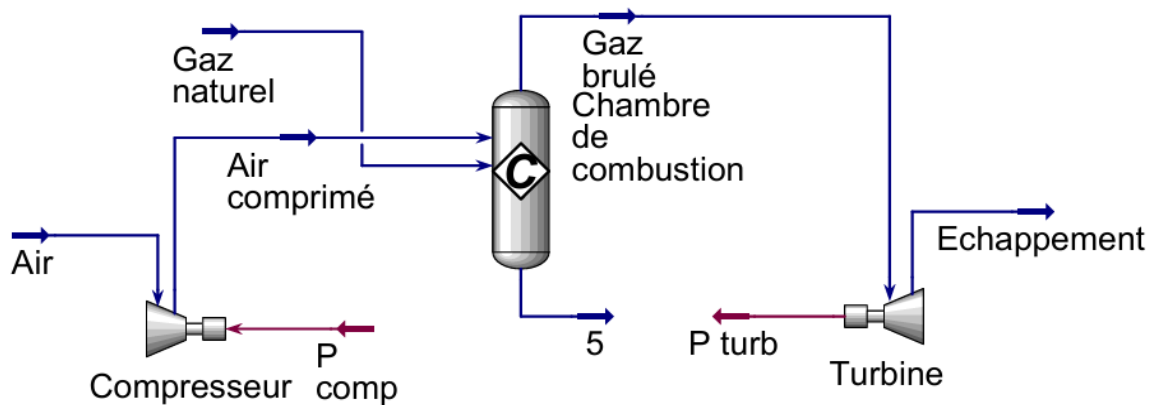


Figure IV. 17.schéma équivalent de la TAG par Aspen Hysys

IV.9. Comparaison de résultats

Le tableau suivant (tableau IV. 1) résume l'analyse comparative des performances thermodynamiques de la turbine à gaz (TAG). Il met en parallèle les données du constructeur avec les résultats obtenus par la simulation sous le logiciel Aspen Hysys et ceux issus du

calcul manuel, en se basant sur trois paramètres clés : la puissance utile, la consommation spécifique (CSF) et le rendement global (η)

Tableau IV. 1. Comparaison entre les résultats calculés et donnés.

	Puissance utile	La consommation spécifique CSF	Le rendement global η
Données de constructeur	26100 KW	0.2758 Kg /Kwh	29 %
Résultats de Aspen Hysys	26800 KW	0.2686 Kg /Kwh	28.90 %
Résultats de calcul manuel	24017 KW	0.2997 Kg /Kwh	27.12 %

IV.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons donné un aperçu du programme Aspen Hysys, depuis une explication de l'interface et des modèles thermodynamiques, jusqu'aux étapes d'utilisation. Nous avons utilisé ce programme pour simuler le fonctionnement d'une turbine à gaz, où il nous a donné de bons résultats proches des résultats des fabricant

CAPITRE V :
Amélioration des
performances de
TAG par
récupération
l'énergie des gaz
d'échappement

V.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique de la turbine à gaz de Hassi R'mel. Cette modélisation suppose la récupération thermique des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur à tubes et calandres pour préchauffage de l'air de combustion.

V.2. Modélisation thermodynamique

Nous proposons une configuration simplifiée du procédé pour une turbine à gaz équipée d'un récupérateur de chaleur (Fig V.1) destiné au préchauffage de l'air de combustion, comme illustré à la figure. La température des gaz d'échappement en sortie (T_4) est utilisée pour réchauffer le gaz comprimé (point 2) à l'aide d'un échangeur de chaleur externe, appelé récupérateur ou régénérateur. La modélisation de ce système repose sur une approche de génie chimique, s'appuyant sur les bilans de masse et d'énergie ainsi que sur des équations thermodynamiques, afin de décrire les différentes transformations subies par le fluide.

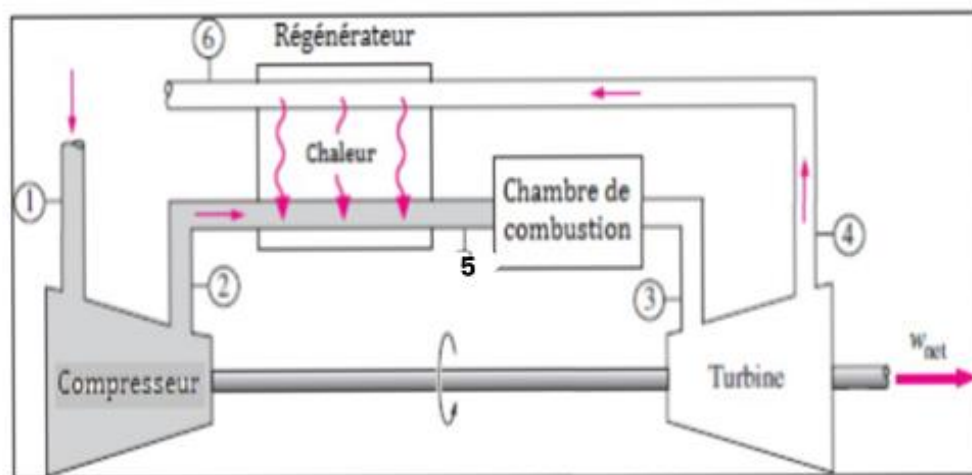


Figure V. 2.Représentation de la TAG avec récupération de chaleur

V.3. L'influence de variation de la température et le débit des gaz à la sortie d'échangeur

L'influence de variation de la température de sortie d'échangeur de chaleur T_7 sur le rendement ,la puissance utile et la consommation de la TAG :

Dans cette étude d'amélioration d'une turbine à gaz, une analyse a été menée pour évaluer l'impact de la température de sortie de l'échangeur thermique sur trois indicateurs essentiels : la puissance utile, la consommation de gaz et le rendement global.

Tout d'abord, la figure (V.2 -b) montre que révèle une relation proportionnelle directe entre l'élévation de la température de sortie de l'échangeur et l'augmentation de la puissance produite. En effet, celle-ci passe de **26110 kW à 240,6 °C** à **26800 kW à 481,5 °C**. Cette progression traduit une amélioration notable du comportement thermodynamique du cycle, reflétant une exploitation plus efficace de l'énergie thermique disponible.

Ensuite, La figure (V.2 -a) montre également une augmentation progressive avec la température, passant de **0,1668 kg/kWh à 0,2686 kg/kWh**. Bien que l'accroissement de la température permette une augmentation de la puissance, il s'accompagne d'une **hausse significative de la consommation de carburant**, ce qui peut compromettre la rentabilité énergétique du système à long terme.

Enfin, l'analyse du rendement global (%) indique une tendance inverse : plus la température augmente, plus le rendement diminue. Le rendement chute de **48,45 % à 240,6 °C** à **28,9 % à 481,5 °C**, traduisant une perte d'efficacité due à l'augmentation des pertes thermiques dans le système. Cela souligne les limites thermodynamiques du processus lorsque les températures de fonctionnement deviennent trop élevées.

Donc en conclusion les résultats obtenus démontrent que l'augmentation de la température de sortie de l'échangeur T7 permet d'améliorer la puissance utile du turbomoteur, mais au prix d'une augmentation de la consommation de gaz et d'une dégradation du rendement global. Il est donc essentiel d'identifier une température de fonctionnement optimale, garantissant un compromis entre performance énergétique, efficacité économique et durabilité opérationnelle.

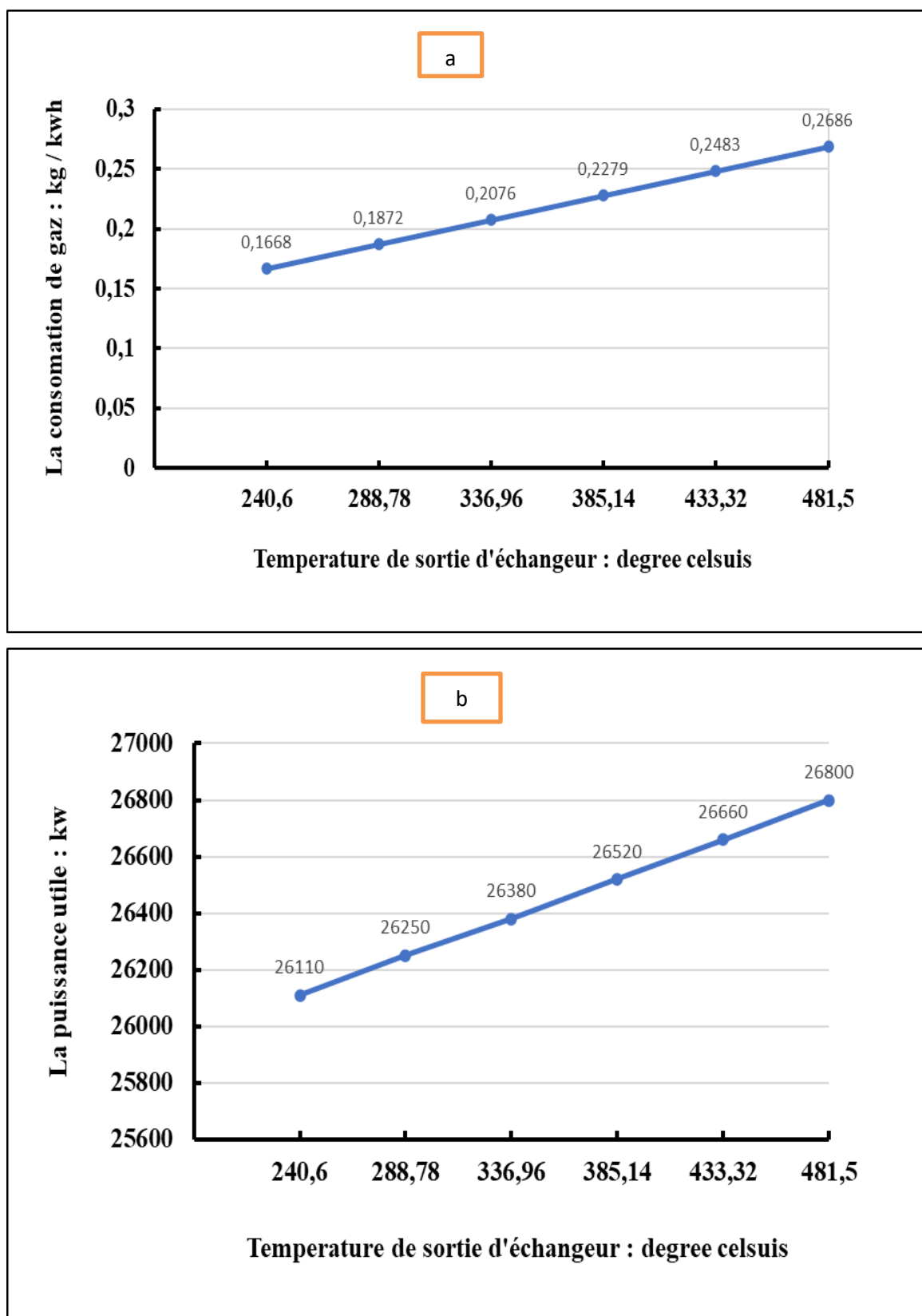


Figure V. 2.(a)Variation de la consommation des gazes en fonction de la température de sortie-
(b) la puissance en fonction de température de sortie

l'influence de débit des gazes d'échappement sur le rendement ,la puissance utile et la consommation de la TAG :

On observe une augmentation significative du rendement global (Fig V.3) avec l'augmentation du débit des gaz d'échappement, passant de 28,9 % à 48,45 %. Ce phénomène s'explique par une meilleure valorisation de l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement, notamment via un échangeur de chaleur (récupérateur). En récupérant une partie de la chaleur résiduelle, le système améliore son efficacité énergétique globale en réduisant les pertes thermiques et en diminuant les besoins en énergie primaire.

Consommation spécifique de gaz :

La figure (V.4-a) montre une diminution progressive de la consommation spécifique de gaz, de 0,2686 kg/kWh à 0,1668 kg/kWh, en fonction de l'augmentation du débit des gaz d'échappement. Cela indique que le système devient plus économique en carburant : grâce à la récupération de chaleur, la quantité de gaz nécessaire pour produire 1 kWh diminue. Cette amélioration est directement liée à l'efficacité accrue du système thermique.

Puissance utile :

Contrairement aux deux premières courbes, la puissance utile diminue légèrement avec l'augmentation du débit de gaz (Fig V.4-a), passant de 26800 kW à 26110 kW. Cette baisse peut être attribuée à une redistribution énergétique : une partie de l'énergie thermique est réorientée vers la récupération de chaleur, au détriment de la production directe d'énergie mécanique ou électrique. De plus, une modification des conditions de fonctionnement du cycle (telles que les températures ou pressions en entrée de turbine) pourrait également affecter la puissance produite.

L'analyse des courbes met en évidence l'impact positif de l'augmentation du débit des gaz d'échappement sur les performances thermiques d'un système à turbine à gaz :

- Le rendement global augmente considérablement, traduisant une meilleure efficacité énergétique.
- La consommation spécifique de gaz diminue fortement, ce qui constitue un avantage économique et environnemental important.
- Malgré une baisse modérée de la puissance utile (~2,6 %), les gains en termes de rendement et de consommation justifient largement ce compromis.

En conclusion, l'intégration d'un système de récupération de chaleur à partir des gaz d'échappement permet d'optimiser les performances d'un cycle à turbine à gaz, en augmentant sa rentabilité énergétique tout en réduisant les besoins en carburant.

➤ **Débit :**

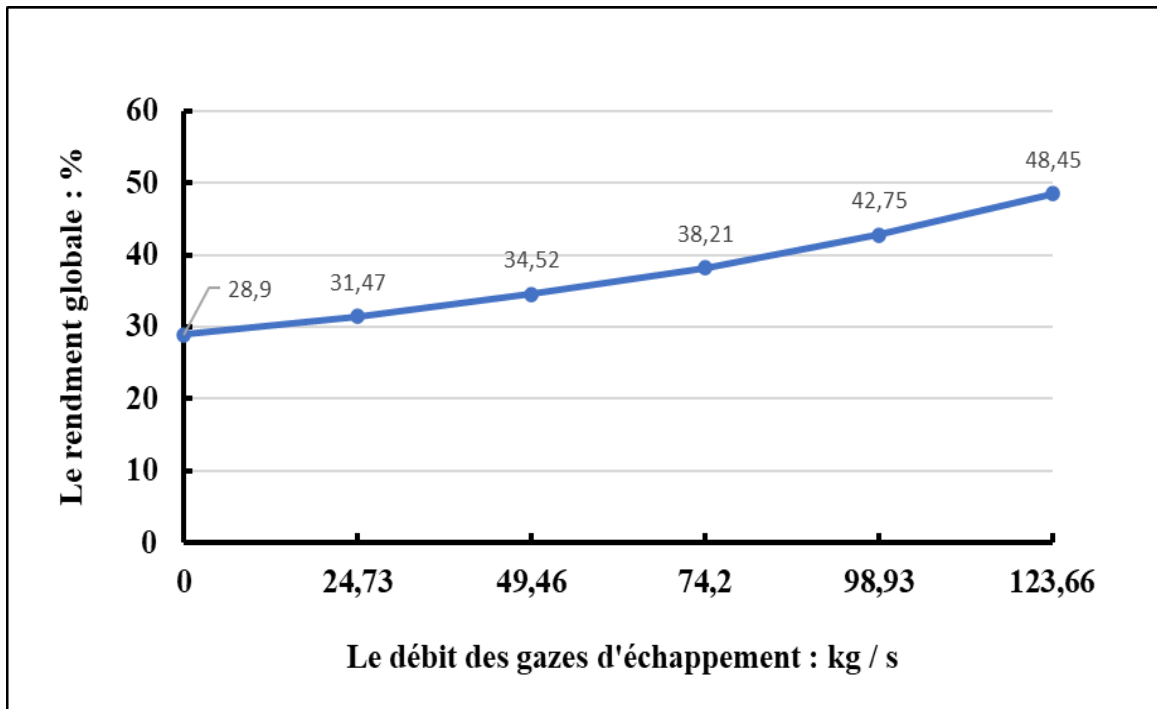


Figure V. 3. Variation de rendement globale en fonction de débit des gaz échappement

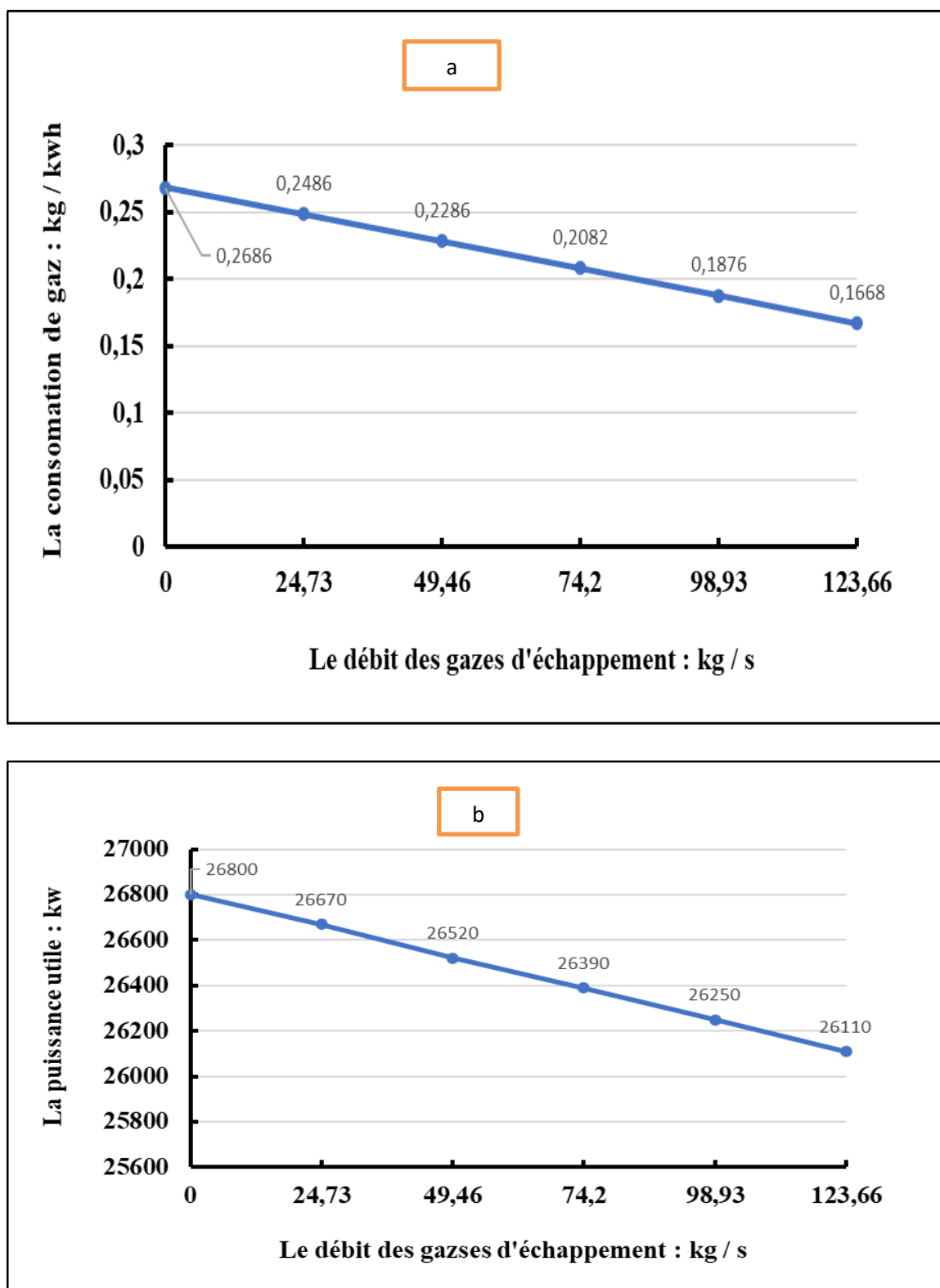


Figure V. 4.(a)Variation de la consommation des gazes en fonction de débit des gazes échappement-(b) La puissance en fonction de débit des gazes échappement fonction

V.4.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons appliqué une stratégie pour amélioration de la turbine à gaz, qui est : L'intégration d'un échangeur de chaleur récupérant l'énergie des gaz d'échappement afin de préchauffer l'air de combustion, contribue également à accroître le rendement énergétique et réduction de consommation des turbines à gaz nous remarquons à partir des courbes que la meilleure valeur de rendement et de consommation après application de la stratégie d'optimisation a été obtenue lorsque le débit de gaz d'échappement était de 100% et la température sortant de l'échangeur de chaleur T7 était de 240,6°C

Conclusion général

Conclusion Général :

Les turbines à gaz constituent le cœur névralgique de la production d'énergie et de l'entraînement mécanique dans l'industrie pétrolière et gazière, notamment dans les installations clés telles que l'unité de traitement de gaz de Hassi R'mel. Cependant, leurs performances thermodynamiques demeurent fortement tributaires des conditions climatiques ambiantes et des pertes thermiques inhérentes au cycle simple (cycle de Brayton). Dans ce travail, nous avons mené une étude thermodynamique approfondie visant à optimiser les performances de la turbine à gaz MS5002C par l'intégration d'un système de récupération de chaleur des gaz d'échappement (échangeur de chaleur tubulaire) dédié au préchauffage de l'air de combustion. L'élaboration du modèle sous le logiciel de simulation Aspen Hysys et sa validation par rapport aux données réelles du constructeur et aux calculs analytiques ont permis d'aboutir aux résultats majeurs suivants :

Augmentation de la puissance utile : Le préchauffage de l'air de combustion à travers le récupérateur de chaleur a permis d'accroître la puissance utile de la turbine, passant de 26 110 kW à une température de sortie d'échangeur de 240,6°C, jusqu'à 26 800 kW à 481,5°C.

Optimisation de la consommation spécifique : L'analyse de l'effet du débit des gaz d'échappement valorisés montre une réduction très significative de la consommation spécifique de combustible, qui chute de 0,2686 kg/kWh à 0,1668 kg/kWh à débit maximal (123,66 kg/s).

Amélioration du rendement global : Grâce à cette valorisation de l'énergie thermique résiduelle, le rendement global de l'installation enregistre une hausse remarquable, passant d'une valeur de 28,90% (proche du cycle simple) jusqu'à un maximum de 48,45%.

Ces résultats confirment l'intérêt technique, économique et environnemental de la régénération thermique pour faire face aux contraintes d'exploitation sur site industriel. Afin de prolonger cette étude, nous suggérons les axes de recherche suivants : pour l'installation industrielle du récupérateur sur site.

Évaluer l'impact environnemental de ce dispositif, notamment sur la réduction des émissions de gaz à effet de serre (CO_2) et d'oxydes d'azote (NO_x).

Étudier l'intégration d'un système d'injection de vapeur ou de refroidissement intermédiaire (Intercooling) combiné à la récupération thermique pour maximiser davantage l'efficacité en période estivale.

Références

- [1] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, and H. Cohen, *Gas Turbine Theory*, 6th ed., Pearson, 2009.
- [2] W. W. Bathie, *Fundamentals of Gas Turbines*, 2nd ed., Wiley, 1996.
- [3] Historical gas turbine development sources reproduced in Boyce and ASME historical papers.
- [4] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed., Butterworth-Heinemann, 2012.
- [5] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, and H. Cohen, *Gas Turbine Theory*, 6th ed., 2009.
- [6] S. L. Dixon and C. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 7th ed., 2014.
- [7] S. M. Yahya, *Turbines, Compressors and Fans*, 4th ed., 2011.
- [8] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed., 2012; GE Gas Turbine Performance Manuals.
- [9] F. J. Brooks, "GE gas turbine performance characteristics," *GE Power Systems, Schenectady, NY*, 2000.
- [10] G. O. G. N. Pignone, *description de la turbine MS5002c*. 2001.
- [11] B. HUGHES, "Turbine à gaz industrielle
Turbine à gaz MS5002C."
- [12] Physique "Machine Thermique"2018/2019 Université d'Aix Marseille

