

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE



Projet de fin d'études

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique

Option : Energétique

**Étude paramétrique d'une turbine à gaz et effet du
combustible varie**

Réalisé par :

DJERROUDI Khadidja

NEMDIL Marwa

Promoteur :

Mr. SAID Mohamed

Année académique : 2024/2025

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Avant tout, je remercie Allah Tout-Puissant de m'avoir accordé la force, la patience et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je souhaite également adresser mes sincères remerciements à mon encadrant, **MONSIEUR SAID MOHAMED**, pour sa disponibilité, ses conseils précieux, son suivi rigoureux et ses encouragements constants tout au long de ce projet.

Je remercie l'ensemble du corps enseignant de département de mécanique, pour la qualité de l'enseignement dispensé durant ma formation et pour leur implication dans notre encadrement académique.

Je suis également reconnaissante envers les professionnels et ingénieurs de centrale de Boufarik II ' ' monsieur Hamouche ' ' et 'les ingénieurs de salle de contrôle ' 'qui m'ont fourni les informations nécessaires à la réalisation de ce mémoire et qui ont partagé avec moi leur expertise.

Un grand merci à ma famille, en particulier à mes parents, pour leur soutien moral, leur patience et leurs sacrifices tout au long de mon parcours universitaire.

Enfin, je remercie mes amis et collègues pour leur aide, leurs encouragements et les moments de partage qui ont rendu cette aventure plus agréable.

À toutes et à tous, merci du fond du cœur.

DÉDICACE

C'est avec fierté et une profonde gratitude que nous dédions ce modeste travail :

À celles qui ont semé en nous les graines de la tendresse et de l'espoir, à la source d'un amour inépuisable, à celles aux cœurs généreux, qui ne cessent jamais de prier pour nous et ne nous oublieront jamais : nos chères mères.

Malgré la distance, votre soutien et vos encouragements ont toujours été une source de force qui nous a permis de persévérer et d'avancer dans la vie.

À nos amis, chacun en son nom, pour leur soutien indéfectible et leur accompagnement tout au long de ce parcours.

À nos collègues de la promotion de Génie Mécanique Énergétique, pour leur esprit de collaboration et leur bienveillance tout au long de notre formation.

Et à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce modeste travail, nous exprimons notre sincère reconnaissance.

الملخص:

تحتل التوربينات الغازية مكانة بارزة في مجال إنتاج الطاقة الكهربائية، لا سيما بفضل سرعتها في الاستجابة، وكفاءتها العالية، وقدرتها على العمل في ظروف مناخية مختلفة. ومن بين هذه الآلات، تتميز التوربينة الغازية **MS9001FA** بأدائها العالي، وصلابتها، وقابليتها للتكيف مع المنشآت الصناعية الكبرى.

في إطار هذا المذكرة، أجرينا دراسة تفصيلية حول تشغيل هذه التوربينة، بتحليل جميع مكوناتها، بدءًا من نظام ترشيح الهواء إلى موزع العادم، مرورًا بـ الضواغط، وغرفة الاحتراق، ونظام التحكم. كما ركزنا بشكل خاص على اختبارات الأداء، ومنحنيات التصحيح، بالإضافة إلى تحليل تركيب الغاز الطبيعي عن طريق التحليل الكروماتوغرافي، من أجل تقييم دقيق لظروف التشغيل الفعلية.

وانطلاقًا من إدراكنا للتحديات البيئية الحالية، توجهنا في دراستنا نحو دمج وقود بديل ونظيف، وهو الهيدروجين، كبديل جزئي أو كلي للغاز الطبيعي. ويأتي هذا الخيار في إطار رؤية للانتقال الطاقوي تهدف إلى تقليص انبعاثات الغازات الدفيئة، مع الحفاظ على موثوقية وكفاءة النظام.

وقد أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن استعمال الهيدروجين لا يساهم فقط في تحسين بعض مؤشرات الأداء (مثل درجة حرارة اللهب، وتقليل انبعاثات ثاني أكسيد الكربون)، بل يتيح أيضًا تلبية متطلبات التشريعات البيئية المستقبلية.

وعليه، يسلط هذا العمل الضوء على الإمكانيات الكبيرة لتحديث التوربينات الغازية الحالية من خلال الابتكار الطاقوي وتنوع مصادر الوقود، بهدف الجمع بين إنتاج كهربائي فعال واحترام المعايير البيئية.

Résumé :

Les turbines à gaz occupent une place prépondérante dans le domaine de la production d'énergie électrique, notamment en raison de leur réactivité, leur rendement élevé et leur capacité à fonctionner dans différentes conditions climatiques. Parmi ces machines, la turbine à gaz MS9001FA se distingue par ses performances remarquables, sa robustesse et son adaptabilité aux grandes installations industrielles.

Dans le cadre de ce mémoire, nous avons mené une étude détaillée sur le fonctionnement de cette turbine, en analysant l'ensemble de ses composants, du système de filtration de l'air jusqu'au diffuseur d'échappement, en passant par les compresseurs, la chambre de combustion, et le système de contrôle. Une attention particulière a été portée aux essais de performance, aux courbes de correction, ainsi qu'à l'analyse de la composition du gaz naturel par chromatographie, afin d'évaluer précisément les conditions réelles d'exploitation.

Conscients des enjeux environnementaux actuels, notre étude s'est également orientée vers l'intégration d'un carburant alternatif propre, à savoir l'hydrogène, en remplacement partiel ou total du gaz naturel. Ce choix s'inscrit dans une vision de transition énergétique, visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre tout en maintenant la fiabilité et le rendement du système.

Les résultats obtenus montrent que l'utilisation de l'hydrogène peut non seulement améliorer certains paramètres de performance (température de flamme, émissions réduites de CO₂), mais aussi répondre aux exigences des futures réglementations environnementales.

Ainsi, ce travail met en lumière les potentialités de modernisation des turbines existantes à travers l'innovation énergétique et la diversification des carburants, dans le but de concilier production efficace d'électricité et respect de l'environnement.

Abstract:

Gas turbines play a prominent role in the field of electrical power generation, particularly due to their fast response, high efficiency, and ability to operate under various climatic conditions. Among these machines, the MS9001FA gas turbine stands out for its high performance, robustness, and adaptability to large industrial installations.

In this thesis, we conducted a detailed study on the operation of this turbine, analyzing all of its components — from the air filtration system to the exhaust diffuser, including the compressors, combustion chamber, and control system. We particularly focused on performance testing, correction curves, and gas chromatographic analysis of natural gas in order to accurately assess the actual operating conditions.

Aware of current environmental challenges, our study also explored the integration of an alternative and clean fuel: hydrogen, either as a partial or complete replacement for natural gas. This option aligns with an energy transition vision that aims to reduce greenhouse gas emissions while maintaining system reliability and efficiency.

The results obtained demonstrated that using hydrogen not only improves certain performance indicators (such as flame temperature and reduction of CO₂ emissions), but also helps meet future environmental regulations.

This work therefore highlights the strong potential for modernizing existing gas turbines through energy innovation and fuel diversification, with the goal of combining efficient power generation and environmental compliance.

Liste des figures

Figure(I.1): schéma de d'une turbine à gaz cycle simple	05
Figure(I.2):La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz.....	06
Figure(I.3) : Turbine à gaz à un seul arbre.....	09
Figure(I.4) : Turbine à gaz bi-arbre.....	09
Figure(II.1) : représente le centrale électrique de Boufarik II	12
Figure (II .2) : représente les 3 turbines de MS9001FA+	13
Figure(III.1) : la turbine à gazMS9001FA.....	18
Figure(III.1.a) : représente le système de filtrage	21
Figure(III.2) : Ensemble du rotor du compresseur	22
Figure (III.3) : Corps d'admission et palier N 1 du compresseur	24
Figure (III.4) : Disposition du système de combustion MS9001FA DLN-2.6+.....	25
Figure (III.5) : Disposition du système de combustion MS9001FA	26
Figure (III.6) : Configuration de combustion MS9001FA DLN-2,6+.....	26
Figure (III.7) : Manchon d'écoulement.....	26
Figure(III.8) : Injecteur de carburant central DLN-2,6+.....	27
Figure (III.9) : DLN-2,6+section transversale de l'injecteur de carburant extérieur.....	28
Figure (III.10) : Disposition de l'injecteur de carburant.....	28
Figure (III.11) : Tube de flamme de combustion	28
Figure (III.12) : Ensemble du chapeau — Vue en aval.....	29
Figure(III.12.A) : Ensemble du chapeau	29

Figure (III.13) : Bougie d'allumage	30
Figure(III.14) : Bougies d'allumage (chambres 2,3)	30
Figure (III.15) : Détecteur de flammes	30
Figure (III.16) : Montage du rotor de turbine	32
Figure (III.17) : Eléments des premier, second et troisième étages de la turbine MS9001FA.....	33
Figure(III.18) : Coupe de la section de la turbine montrant les flux d'air de refroidissement.....	34
Figure (III.19) : Passages de refroidissement des aubes premier étage de la MS9001FA.....	34
Figure(III.20) : Flux de refroidissement des aubes 2ème étage de la MS9001FA.....	35
Figure(III.20) : Flux de refroidissement des aubes 2ème étage de la MS9001FA	35
Figure (IV.2) : Cycle réel d'une turbine à gaz mono-arbre dans le diagramme (T-s)	40
Figure (IV.2) : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion.....	43
Figure (V.B.2) : Cycle réel d'une turbine à gaz mono-arbre dans le diagramme (T-s)	41
Figure(V.B.1) : atome d'hydrogène sur fond blanc	90

Liste des tableaux

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec	47
Tableau(IV.A.2) : itération pour trouve T_{2is}	48
Tableau(IV.A.4) : le pouvoir calorifique de chaque composant de gaz naturel	50
Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec	52
Tableau(IV.A.5): Contribution molaire des composants aux gaz brûlés par mole de gaz naturel brûlé.....	53
Tableau(IV.A.6) : composition molaire de gaz des gaz brûlés	54
Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15].....	54
Tableau(IV.A.8) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k).....	54
Tableau (IV.A.9) : représente la fraction molaire de chaque composant	54
Tableau(IV.A.10) : les itérations pour réussit le T3	55
Tableau(IV.A.11) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15].....	56
Tableau(IV.A.12) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k)	57
Tableau (IV.A.13) : représente la fraction molaire de chaque composant.....	57
Tableau(IV.A.6) : composition molaire des gaz brûlés.....	58
Tableau(IV.A.14) : les itérations pour réussit le T3	58
Tableau (V.A.1) : historique de l'hydrogène.....	86
Tableau (V.A.1): caractéristique de l'hydrogène.....	88
Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec.....	93
Tableau(IV.A.2) : itération pour trouve T_{2is}	94

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec	96
Tableau(V.B.1): Contribution molaire des composants aux gaz brûlés par mole d'hydrogène brûlé	97
Tableau(V.B.2) : composition molaire des gaz brûlés	97
Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15].....	98
Tableau(IV.B.3) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k)	98
Tableau (IV.B.4) : représente la fraction molaire de chaque composant.....	98
Tableau(IV.B.5) : les itérations pour réussir le T3	99
Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15].....	100
Tableau(IV.B.6) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k).....	101
Tableau (IV.B.4) : représente la fraction molaire de chaque composant.....	101
Tableau(V.B.2) : composition molaire des gaz brûlés	102

NOMENCLATURE

T	Température	[K]
P	Pression	[bars]
T_{amb}	Température ambiante	[K]
P_{atm}	Pression atmosphérique	[bars]
ε	Taux de compression	—
ΔPa	Pertes de charge d'entrée	[bars]
$\dot{m}_c$	Débit de combustible	[kg/s]
$\dot{m}_a$	Débit d'air total	[kg/s]
$(\dot{m}_a + \dot{m}_c)$	Débit d'air pour la combustion	[kg/s]
η_c	Rendement isentropique de compression	—
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur du combustible	[Kcal/m ³]
ΔP_{cc}	Pertes de charge chambre de combustion	[bar]
η	Rendement de la chambre de combustion	—
P_1	Pression d'admission	[bars]
$C_p T$	Chaleur spécifique	[Kj/Kg.K]
$C_p(T_a, T_b)$	Chaleur spécifique moyenne	[Kj/Kg.K]
r_r	Masse d'air réel	—
r_{st}	Masse d'air stœchiométrique	—
x_i	Fraction molaire du composant i du gaz	—
M_i	Masse molaire du composant i du gaz	—
Λ	Coefficient d'excès d'air	—
γ_a	Exposant isentropique d'air	—
γ_c	Exposant isentropique du gaz	—
R	Constante universelle des Gaz parfait	—
W	Travail massique	[Kj/Kg]
P_u	Puissance utile	[KW]
h	Enthalpie	[Kj/Kg]
η_g	Rendement global	—
M	Masse molaire	[g/mol]
m	Masse	[g]

SOMMAIRE

Remerciements	
DÉDICACE	
الملخص	
Résumé	
Abstract	
Liste des figures	
Les Liste des tableaux	
Liste des abréviations	
Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz	04
I .1 Introduction	05
I.2 Historique des turbines à gaz	06
I.3 Domaines d'utilisation des turbines gaz	07
I.4 Classification des turbines à gaz	07
I.5 Technologie des turbines à gaz	09
I.6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	10
I.7 Conclusion.....	10
Chapitre II : Présentation du site de la turbine à gaz de Boufarik II.....	11
II.1. Présentation de l'entreprise SONELGAZ GROUPE :	12
II.2. Présentation de la société SPE :	12
II. 3 Organisation de SPE :	12
II. 4 Présentation de la Centrale TG BOUFARIK II:	13
II.5. Fiche technique de la centrale :	14
II. 6. Turbo-Alternateurs et systèmes BOP :	14

II.7. Systèmes commissionnés :	14
II. 8. Conclusion	16
Chapitre III : Présentation de la turbine à gazMS9001FA :.....	17
III.1 Introduction :	18
III.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS9001FA :.....	19
III.3 Description technologique de la turbine à gaz MS9001FA :.....	20
III.4 Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS9001FA :.....	36
III .5 Conclusion :.....	38
Chapitre IV : Calcul énergétique et performances de la turbine à gaz.....	39
Partie A : calcul énergétique	
IV.A.1.Cycles thermodynamique de la turbine à gaz :.....	40
IV.A.1.a. Cycle de Brayton :.....	40
IV.1.A.b. Cycle réel de la turbine à gaz :.....	41
IV.A.2.2. schéma de calculs :	45
IV.A.2.Calcule Performances de la turbine à gaz :.....	59
IV.A.3.Conclusion :	60
Partie B : Les essais de performance :.....	61
IV.B .1. Introduction :	61
IV.B.2. Les essais de performance :	61
IV.B.3.L'objectif des essais de performance :	61
IV.B.4.Conditions de référence de la garantie :	62
IV.B.5. Instruments utilisés :	62
IV.B.6.Préparatifs des essais :	63
IV.B.7. Les Caractéristiques du gaz naturel :	63
IV.B.8.Les courbes des corrections :	65
IV.B.9.Moyenne des paramètres thermodynamiques :	82
IV.B.10. Analyse chromatographique récente de l'échantillon de gaz :	83
IV.B.11.Propriété du gaz réel :	83

IV.B.12. Corrections de la puissance (15°C) :	83
IV.B.13. Correction de la consommation CSP (15°C) :	84
IV.B.14. Resulta Les essais de performance :	84
Partie A :	
V.A.1. Introduction :	85
V.A.2.Définition de L'hydrogène :	86
V.A.3.Historique de l'hydrogène :	86
V.A.4.Les différents types de l'hydrogène :	88
V.A.5.Propriété de l'hydrogène :	88
V.A.6.Application et usages de l'hydrogène :	90
V.A.7. Conclusion :	90
Partie B :	91
V.B.1.Introduction :	91
V.B.2. Comparaison des propriétés thermodynamiques du gaz naturel et de l'hydrogène :.....	92
V.B.3. Cycle réel de la turbine à gaz :	92
V.B.4.Calcul thermodynamique avec les conditions ISO :	92
IV.B.2.2. schéma de calculs :	93
IV.B.3.Calcule Performances de la turbine à gaz :	104
IV.B.4.Conclusion :	105
Conclusion Général :	107

Introduction Général

Introduction Générale :

Avec l'augmentation constante de la demande mondiale en énergie, la nécessité de produire de l'électricité de manière efficace, rapide et fiable devient un enjeu fondamental. Dans ce contexte, les turbines à gaz représentent une solution technique performante pour la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique, particulièrement adaptées aux besoins de flexibilité et de réponse rapide du réseau électrique.

Elles sont largement utilisées dans les centrales thermiques à cycle simple ou combiné, mais aussi dans les domaines naval, aéronautique et pétrochimique. Parmi les modèles les plus performants figure la turbine MS9001FA développée par General Electric, capable de fournir une puissance supérieure à 235 MW par unité, avec un régime de 3000 tr/min (à 50 Hz), et intégrée dans plusieurs centrales du réseau national, notamment à Boufarik.

Cependant, le rendement et la performance de ces machines sont étroitement liés à plusieurs facteurs comme :

les conditions ambiantes (température, pression),

le type de carburant utilisé (gaz naturel, hydrogène, etc.),

l'efficacité des systèmes auxiliaires (refroidissement, lubrification, démarrage, contrôle...),

et la qualité de la maintenance et du suivi opérationnel.

C'est dans ce cadre que s'inscrit notre travail, qui consiste à analyser les performances réelles d'une unité fonctionnant avec une turbine à gaz MS9001FA, en s'appuyant sur des essais de performance effectués tout au long de l'année 2022. Afin de garantir la fiabilité des résultats, nous avons appliqué les courbes de correction du constructeur, qui permettent de ramener les mesures expérimentales aux conditions de référence (ISO), et d'évaluer ainsi l'écart de performance.

Par ailleurs, ce travail intègre un axe de réflexion lié à la transition énergétique. Nous avons étudié l'impact de l'utilisation de l'hydrogène comme carburant, en le comparant au gaz naturel. Cette comparaison permet de mieux comprendre l'effet du carburant sur :

la puissance générée,
le rendement thermique,
la consommation spécifique,
ainsi que la stabilité de la combustion dans la chambre.

► L'étude menée comprend une approche théorique, une description technique de la centrale de Boufarik, une analyse détaillée des essais, ainsi qu'une simulation thermodynamique basée sur le cycle de Brayton.

Elle se structure en quatre chapitres principaux :

1. Chapitre 1 : Rappel général sur les turbines à gaz, leur fonctionnement, leurs composants, et leurs principes thermodynamiques.
2. Chapitre 2 : Présentation de la centrale de Boufarik et description technique de la turbine MS9001FA.
3. Chapitre 3 : Étude des essais de performance (TAG), méthode de correction et analyse chromatographique du gaz naturel.
4. Chapitre 4 : Analyse des résultats de 2022, comparaison des performances et étude de l'utilisation de l'hydrogène comme carburant alternatif.

Enfin, le travail est clôturé par une conclusion générale et des recommandations pour l'optimisation des performances, la réduction de la consommation, et l'intégration progressive de carburants propres dans les cycles thermiques à venir.

Chapitre I :
Généralités sur la turbine à gaz

I.1. Introduction :

Une turbine à gaz, turbine à combustion, turbine à gaz de combustion ou turbomoteur dans le cas des aéronefs est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne.

Une telle turbine sert à produire du travail, par l'entraînement en rotation d'un arbre couplé à une machine industrielle, un générateur électrique, ou à une hélice (hélicoptère ou propfan, par exemple), ou directement de la propulsion, par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère, comme dans un turboréacteur. Les deux principes peuvent être regroupés, notamment dans un turboréacteur à double flux.[1]

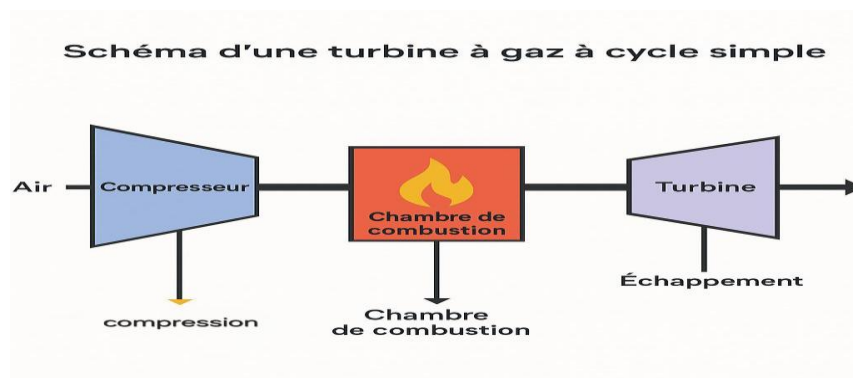
En tant que système de conversion énergétique, elle permet de transformer l'énergie chimique d'un combustible en énergie thermique, puis en énergie mécanique et enfin en énergie électrique. Grâce à sa capacité à démarrer rapidement, à s'adapter aux variations de charge et à fonctionner à haut rendement en cycle combiné, la turbine à gaz est largement utilisée dans les centrales électriques modernes. Elle représente une solution flexible et fiable pour répondre aux besoins énergétiques, notamment lors des pics de consommation.[2]

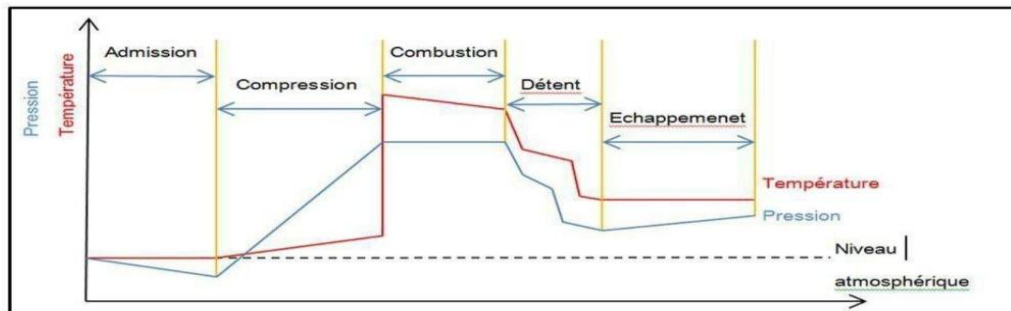
Elle est constituée principalement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine, tous alignés sur un même arbre rotatif. Le cœur de son fonctionnement mécanique repose sur la rotation à grande vitesse des composants internes, soumis à des forces centrifuges élevées et à des contraintes thermomécaniques importantes.

Le fonctionnement d'une turbine à gaz repose sur le cycle de Brayton, également appelé cycle de Joule. Ce cycle comprend trois étapes principales :

- Compression de l'air dans le compresseur (augmentation de la pression et de la température),
- Combustion à pression constante dans la chambre de combustion (élévation de la température),
- Détente des gaz chauds dans la turbine, produisant du travail mécanique.

Dans la pratique, la turbine à gaz fonctionne en cycle ouvert, c'est-à-dire que l'air est prélevé de l'atmosphère puis rejeté après avoir traversé le système.



Figure(I.1): schéma de d'une turbine à gaz cycle simple*Figure(I.2): La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine a gaz*

I.2. Historique des turbines à gaz :

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, à l'instar du cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont certains cycles porte encore les noms de leurs inventeurs à savoir cycle de Joule, cycle d'Ericsson . Nous présentons dans ce qui suit une évolution chronologique de la turbine à gaz :

- 1791 : Premiers brevets de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- 1900/1904 : Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- 1905 : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth
- 1906/1908 : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth
- 1909-1910 : Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne
- 1928: BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- 1933: Mise en opération de la première turbine Holzwarthde 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
- 1939 : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

Les progrès réalisés sur le plan métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, de rendement et de longévité. On peut distinguer trois générations, basées sur les intervalles de la température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

1. génération : $760 < T_{\max} < 950$
2. génération : $955 < T_{\max} < 1124$
3. génération : $1149 < T_{\max} < 1288$

La température entrée turbine est un paramètre déterminant dans l'amélioration des performances d'une turbine à gaz. L'augmentation des limites de ce paramètre a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20 % dans les premières machines.[3]

I.3. Domaines d'utilisation des turbines à gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elles peuvent être

Utilisées pour l'entraînement des :

- Générateur d'électricité
- Compresseurs
- Pompes

Mais aussi comme système générateur de poussée, notamment dans :

- Chemin de fer
- Propulsion maritime
- Aviation.

I.4. Classification des turbines à gaz :

Les turbines à gaz peuvent être classées :

I.4.a.Par mode de construction :

Le domaine d'utilisation d'une turbine à gaz est un moyen de choisir le type de machines adéquates. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre; elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent, principalement, de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la

charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour générer de la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère. [4]

I.4.b. Par mode de travail : On distingue deux types de turbines :

- 1) **Turbine à action :** Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.
- 2) **Turbine à réaction :** Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec une variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale. [4]

Avec :

- P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice
- P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice
- P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine

I.4.c. Par mode de fonctionnement thermodynamique :

- **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 :

- 1) **Turbine à cycle simple :** C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- 2) **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. [4]

I.4.d. Selon la disposition de l'arbre :

Un autre moyen de classification des turbines à gaz est selon la disposition et le nombre d'arbres qu'elles peuvent contenir, on trouve à cet effet :

- 1) **Arbre unique (mono-arbre) :** c'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun. Elle est généralement utilisée dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité) comme le montre le schéma de la figure (3)

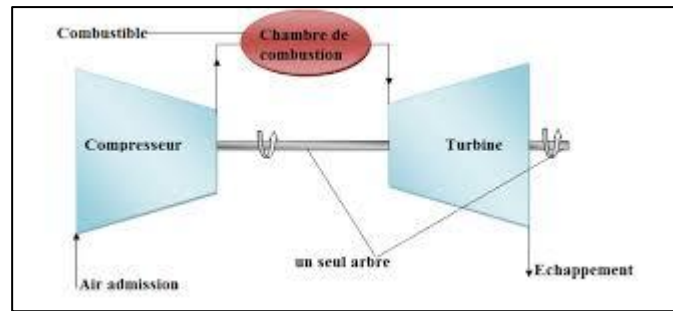
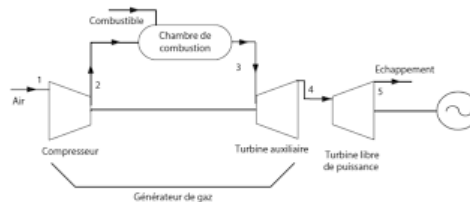


Figure (I.3) : Turbine à gaz à un seul arbre

- 2) **Deux arbres** : Elle a l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs,...), elle se compose de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine génératrice de gaz (GG), la deuxième est liée à la charge



Figure(I.4) : Turbine à gaz bi-arbre

- 3) **Arbres multiples** : C'est une turbine dont laquelle les rotors des éléments mécaniques sont montés sur plus d'un arbre rotatif. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé. Ils sont appelés arbres flottant, à l'exception de l'arbre d'accouplement.[4]

I.5. Technologie des turbines à gaz :

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenus au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion comme contrainte supplémentaire.

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.[5]

I.6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielle présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

I.6.a. Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé
- A l'exception du 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[4]

I.6.b. Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est 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.[3]

I.7.Conclusion :

Ce chapitre présente les principes de base des turbines à gaz, leur structure, leur fonctionnement, leur historique et leurs domaines d'application. La turbine à gaz, composée principalement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine, convertit l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique puis électrique. Elle est très utilisée dans les centrales électriques et les transports (aviation, marine...). L'évolution historique met en évidence les grandes avancées technologiques liées aux matériaux et à la température d'entrée turbine. Enfin, les turbines à gaz sont classées selon leur construction, leur mode de fonctionnement thermodynamique et le nombre d'arbres. Le chapitre souligne également les avantages et inconvénients.

Chapitre II : Présentation du site de la turbine à gaz de Boufarik II

II.1. Présentation de l'entreprise SONELGAZ GROUPE :

SONELGAZ est l'opérateur historique dans le domaine de la fourniture des énergies électriques et gazières en Algérie. Sa contribution dans la concrétisation de la politique énergétique nationale est à la mesure des importants programmes de réalisation en matière d'électrification rurale et de distribution publique gaz, qui ont permis de hisser le taux de couverture en électricité à près de 98% et le taux de pénétration du gaz naturel à 43% .[6]

II.2. Présentation de la société SPE :

La Société Algérienne de production de l'Electricité (SPE) a pour mission la production d'électricité à partir de sources thermiques et hydrauliques répondant aux exigences de disponibilité, fiabilité, sécurité et protection de l'environnement .Créée en janvier 2004, elle dispose d'un parc de production totalisant une puissance installée de 6740MW, composé de quatre filières de différents types et paliers de puissance :

- Turbine à Vapeur : 2740 MW.
- Turbine à Gaz : 3576 MW.
- Hydraulique : 249 MW.

La Société SPE emploie 3383 agents, elle a réalisé un chiffre d'affaires de 34Milliards DA en 2006. Elle met en œuvre un vaste programme de réhabilitation et de renouvellement de son parc pour conserver son niveau actuel de capacité de production. Elle ambitionne de demeurer l'opérateur dominant en matière de fourniture de l'énergie électrique. Son programme de développement est orienté vers l'augmentation de la disponibilité et la fiabilité des groupes de production.[6]



Figure(II.1) : représente le centrale électrique de Boufarik II

II.3. Organisation de SPE :

La société SPE est constituée de :

II.3.a. Un niveau Central : chargé de la politique générale d'investissement, de maintenance, d'exploitation, de commercialisation et de développement de la Ressource Humaine. Il coordonne les activités des Pôles de production.

II.3.b. Pôles de production : qui sont :

- Trois (03) pôles TV-TG (Pôle Centre, Pôle Ouest et Pôle Est) disposant de patrimoine propre et dotés d'une large autonomie de gestion. Ils regroupent des unités et des groupements répartis à travers le territoire national.
- Un (01) pôle Diesel.



Figure (II .2) : représente les 3 turbines de MS9001FA+

II.4. Présentation de la Centrale TG BOUFARIK II: [6]

La Centrale de Production d'électricité BOUFARIK II est située à 4 km du chef-lieu de la daïra de Boufarik, et s'étend sur une superficie de 15 Ha.

La centrale est composée de 3 Groupes Turbo-Alternateurs totalisant une puissance Installée de 704,129 MW.

Réalisée dans le cadre du programme d'urgence 2014 (PCU) destinée à:

Faire face à la demande d'énergie résultant de l'implantation dans la Région de divers aménagements industriels, agricoles et domestiques, notamment en périodes de pointes (été et hiver) :

- ❖ Assurer la sécurité de l'alimentation en énergie électrique des réseaux
- ❖ Assurer un appoint au réseau national interconnecté.

La centrale de BOUFARIK II est reliée au Centre Monitoring de SPE depuis avril 2018

II.5. Fiche technique de la centrale :

Contrat	N02013/19/KDM-51/SPE/2013
Localisation	BOUFARIK (Blida)
Type de centrale	Cycle ouvert –turbine à gaz
Nombre des groupes	03-GE type 9FA
Puissance	751,968MW (gaz naturel – conditions site)
Tension d'évacuation	220KV
Combustible principal	Gaz naturel
Combustible de secours	Gasoil
Date de mise en vigueur	02 /10/2013
Délais global contractuel	14 mois

II.6. Turbo-Alternateurs et systèmes BOP :

La centrale TG et ses annexes s'étalent sur une superficie totale de 150 000 m² répartie comme suit :

II.6.a. Turbo-Alternateurs : Constructeur GE frame 9F A.03

- 1) Turbocompresseur NS :
 - 299371 GTG1
 - 299372 GTG2
 - 299373 GTG3
- 2) Alternateur : Type 324 LU

II.6.b. Installations BOP :

- Les Transformateurs
- Poste de gaz
- Système fuel liquide
- Station air comprimé
- Système anti-incendie
- Station traitement des eaux
- Bâtiments électriques
- Bâtiment de contrôle et commande
- Groupes électrogènes de secours
- Poste d'évacuation 220 KV.

II.7. Systèmes commissionnés :**II.7.a. Partie Mécanique :**

- systèmes d'air et échappement GT-1, 2 et 3
- système de chauffage et ventilation GT-1, 2 et 3
- système huile de lubrification, Huile hydraulique & Huile de Tripe GT-1,2 et 3
- Système d'étanchéités GT-1, 2 et 3
- système air d'admission et gaz d'échappement GT-1, 2 et 3
- Système Turbine à combustion GT-1, 2, et 3
- Système Eau de lavages GT-1, 2, et 3
- Système conditionnement de gaz GT-1, 2, et 3
- Système lutte contre incendie par CO₂ (TOMCO) GT-1, 2, et 3
- Les groupes électrogènes
- Système N₂
- Circuit d'eau de refroidissement ferme (CCW)
- Système d'eau Potable
- Système d'eau de service
- Système protection contre incendie par Eau (SANCO)
- Système d'air comprimé
- Poste de gaz

II.7.b. Partie électrique :

- systèmes transformateur principale et auxiliaire GT-1, 2 et 3
- système MT/BT BOP
- Système MT/BT des groupes
- Système Eau de lavages GT-1, 2, et 3
- Système préchauffage électrique GAZ
- Système lutte contre incendie BOP
- Les groupes électrogènes
- Circuit d'eau de refroidissement fermé (CCW)
- Système d'eau Potable
- Système eau de service
- Système air comprimé

II.7.c. Partie instrumentation :

- Système DCS (contrôle commande des turbines à gaz-MARK VI6es)
- système de chauffage et ventilation GT-1, 2 et 3
- système huile de lubrification, Huile hydraulique & Huile de Tripe GT-1, 2 et 3
- Système d'étanchéités GT-1, 2 et 3
- système air d'admission et gaz d'échappement GT-1, 2 et 3
- Système Eau de lavages GT-1, 2, et 3
- Système conditionnement de gaz GT-1, 2, et 3
- Système lutte contre l'incendie par CO₂ (TOMCO) GT-1, 2, et 3
- Les groupes électrogènes (locale contrôle commande)
- Système N₂
- Circuit d'eau de refroidissement fermé (CCW)

- Système d'eau Potable
- Système eau de service
- Système protection contre incendie par Eau (SANCO)
- Système air comprimé
- Poste gaz (réchauffeur WBH, locale contrôle commande et mesure)
- Système HVAC
- Système téléphonie et appel personnel

II.8. Conclusion :

Ce chapitre a permis de présenter l'organisation générale de la société SPE, les caractéristiques techniques de la centrale, ainsi que les différents systèmes mécaniques, électriques et d'instrumentation qui assurent son bon fonctionnement. La mise en service de cette centrale s'inscrit dans une logique de renforcement du réseau électrique national, en contribuant à la sécurité énergétique du pays.

Chapitre III : Présentation de la turbine à gazMS9001FA

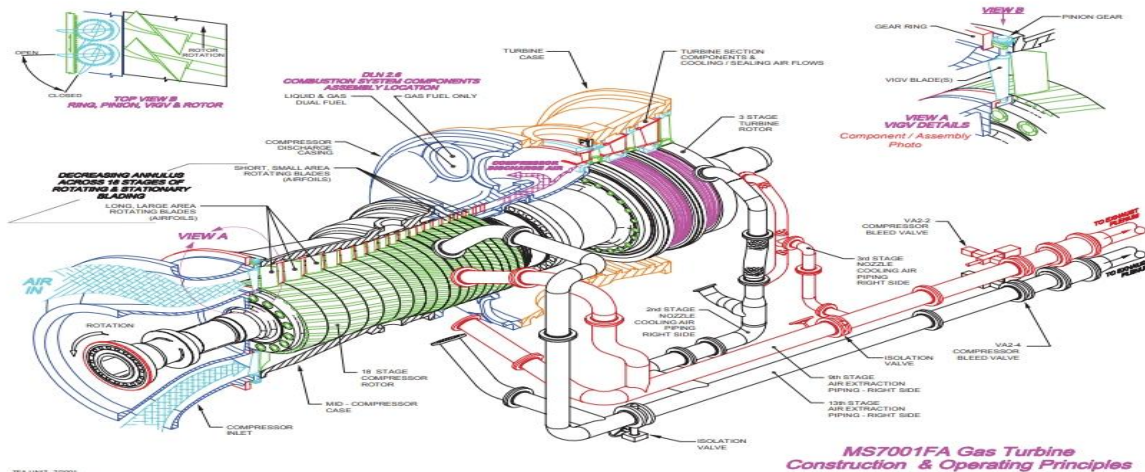
III.1 Introduction :

Une turbine à gaz est une machine thermique qui convertit l'énergie d'un combustible en énergie mécanique sous forme de rotation d'un arbre. Elle est utilisée dans plusieurs domaines tels que la production d'électricité.

La turbine à gaz à arbre unique **MS-9001FA** est conçue pour fonctionner dans une installation configurée en unité à cycle simple, ou cycle combinée.

La turbine à gaz comporte six principales sections ou groupes :

- A. Admission d'air
- B. Compresseur
- C. Système de combustion
- D. Turbine
- E. Échappement
- F. Systèmes auxiliaires[6]



Figure(III.1) : la turbine à gaz MS9001FA

III.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS9001FA :[6]

Marque	GE OIL&GAS
Application de la turbine à gaz	Production d'Energie électrique
Série de model	MS9001FA
Cycle	simple
Rotation de l'arbre	Anti-horaire
Types de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre	3000tr/min
Système de Commande	MARK Ve-s
Température à d'échappement de la turbine	633.7°C
Système de démarrage	LCI(Load commutated inverter)
Atténuation de bruit	Silencieux d'échappement et d'admission
Pression de refoulement	17.20bar
Rendement thermique	35%

- **Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz[6]**

- puissance en Sortie : 250,655MW
- Température d'aspiration : 15°C
- Pression de sortie : 1 bar

- **Section du compresseur [6]**

- Nombre des étages : 18 étages
- Type du compresseur : écoulement axial
- Plan de joint : bride horizontale
- Type d'aubes directrices d'entrée : variable
- Pression à l'admission : 1 bar
- Pression de refoulement : 17,20 bar

- **Section de combustion [6]**

- nombre de chambre : 18 chambres de combustion
- type de Configuration : les chambres concentrique autour du compresseur
- type Combustible : Gaz naturel /Gasoil
- Bougies d'allumage : 2 types à électrode d'injection
- injecteur : 5 par chambre

- Détecteur de flamme : 4 types ultraviolets
- **Section de la turbine** : [6]
- Nombre d'étages : 03 (Trois roue)
- Plan de joint : bride horizontale
- Directrices :
 - Premier étage : fixe
 - Deuxième et troisième étages : variables
- **Ensemble paliers** : [6]
- nombre : 04
- Lubrification sous pression

III.3 Description technologique de la turbine à gaz MS9001FA :

III.3.a SOCLE ET SUPPORTS TURBINE :

1) Socle turbine :

Le socle sur lequel repose la turbine à gaz est une structure en acier de construction avec poutres et plaque de fondation en acier soudé. Il sert principalement de support sur lequel installer la turbine à gaz. Le socle est équipé de tourillons de levage et de supports, à raison de deux installés sur chaque côté du socle et alignés avec les deux traverses de ce dernier. Des amortisseurs usinés sont installés de chaque côté du socle pour en faciliter le montage sur les fondations du site. Deux amortisseurs usinés, situés au sommet du socle, permettent d'installer les supports turbine arrière.[6]

2) Supports turbine :

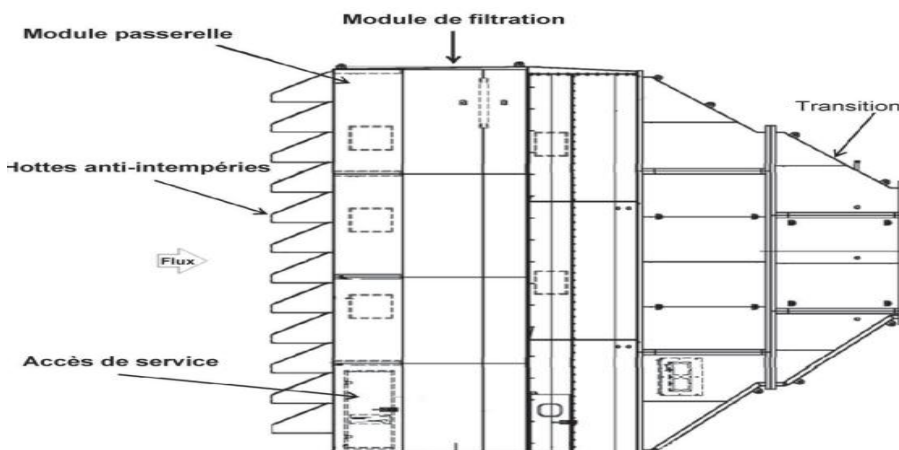
Le MS9001FA possède des supports aux pieds rigides au niveau de l'extrémité du compresseur et des supports avec pivots au-dessus et en dessous au niveau de l'extrémité de la turbine. Sur la surface intérieure de chaque béquille est fournie une chemise d'eau au travers de laquelle circule l'eau de refroidissement afin de minimiser la dilatation thermique et de conserver l'alignement entre la turbine et l'équipement de charge. Les pattes supports maintiennent les positions axiale et verticale de la turbine, tandis que deux clavettes à nez couplées aux pattes supports de la turbine maintiennent sa position latérale. L'une des contre-clavettes est usinée sur la moitié inférieure du cadre d'échappement. L'autre contre-clavette est usinée sur la moitié inférieure du corps compresseur avant. Les clavettes s'installent sur les blocs de guidage, soudés aux poutres

transversales du socle turbine. Des boulons posés sur chaque côté des clavettes en garantissent la fixation sécurisée sur les blocs de guidage. Cette configuration clavettes et blocs permet d'éliminer tout risque de déplacement latéral ou de mouvement de rotation de la turbine, tout en garantissant des mouvements axiaux et radiaux, conséquents à la dilatation thermique.[6]

➤ **Admission d'air :**

- Le système d'admission d'air se compose de :
- Logement du filtre par impulsions.
- Gaine d'admission.
- Caisson d'admission.

Toute turbine à gaz, en raison de la conception inhérente et de l'énorme quantité d'air consommé (par ex, 1375 livres/s ou 624 kg/s pour la MS9001FA° est sensible à la qualité de l'air. La filtration est appliquée pour assurer une protection contre les effets de l'air contaminé qui peut dégrader les performances de la turbine à gaz et sa durée de vie: **EROSION, ENCRASSEMENT, CORROSION** et **ENGORGEMENT** du passage de refroidissement.[6]



Figure(III.1.a) : représente le système de filtrage

III.3.b Section compresseur :

La section du compresseur à débit axial se compose du rotor de compresseur et du corps du compresseur. A l'intérieur du corps du compresseur se trouvent les aubes directrices à ouvertures variables, les différents étages d'aubes du rotor et du stator et les aubes directrices en sortie. Dans le compresseur, l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et le stator où il est comprimé par étape par une série de pales aérodynamiques alternées en rotation (rotor) et fixes (stator). Les pales du rotor donnent la force nécessaire à la compression de l'air à chaque étage et les pales du stator guident l'air pour qu'il arrive sur l'étage suivant avec le bon angle. L'air comprimé sort du compresseur par le corps d'échappement vers les chambres de combustion. L'air est aussi extrait

du compresseur pour le refroidissement de la turbine et le contrôle des pulsations au démarrage.[6]

1) Rotor

La partie compresseur du rotor de la turbine est un assemblage de roues, d'un anneau de vitesse, de Tirants d'assemblage, des pales du compresseur et d'un faux arbre avant (voir figure III.2). Chaque roue a des fentes brochées sur sa périphérie. Les pales de rotor et les entretoises sont insérées dans ces fentes et elles sont maintenues en position axiale en faisant pénétrer et en déformant chaque extrémité de la fente. Les roues sont assemblées l'une à l'autre avec des feuilures pour le contrôle de concentricité et sont fixées ensemble par des tirants d'assemblage.

Le positionnement sélectif des roues est fait durant le montage pour réduire la correction d'équilibrage. Après assemblage, le rotor est équilibré dynamiquement.

Le faux arbre avant est usiné pour fournir le collier de butée qui porte les charges axiales avant et arrière. Ce tronçon d'arbre agit également comme surface de lissage du palier N° 1, surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N° 1 et joint d'étanchéité à l'air basse pression du compresseur.

La roue de l'étage 17 supporte les pales du rotor et fournit aussi la surface d'étanchéité pour le joint de l'air haute pression et la bride de liaison entre le compresseur et la turbine.[6]

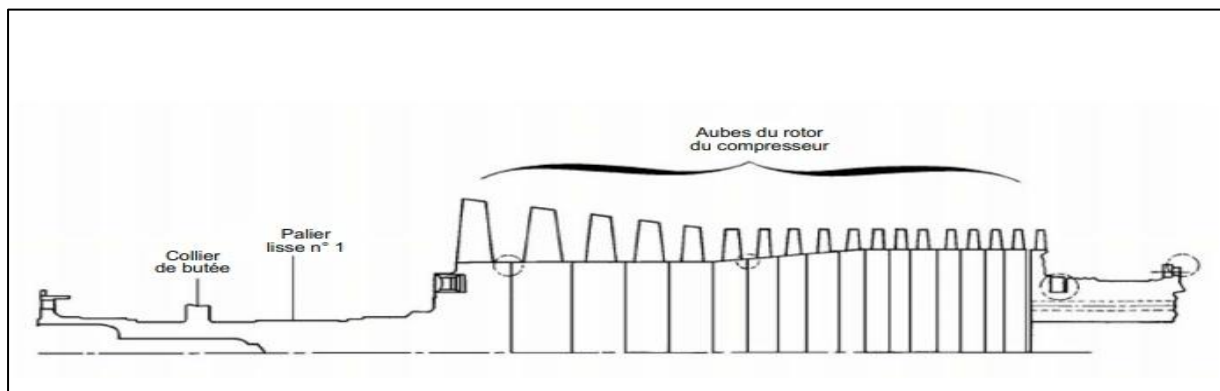


Figure (III.2) : Ensemble du rotor du compresseur

2) Stator :

Le secteur du corps de la section compresseur se compose de trois sections principales : A savoir:

- a. Corps d'entrée
- b. Corps du compresseur
- c. Corps d'échappement du compresseur

Ces corps, en conjonction avec le corps de la turbine, forment la structure primaire de la turbine à gaz. Ils soutiennent le rotor au niveau des points d'appui et constituent la paroi extérieure de

l'espace annulaire de la veine gazeuse. Tous ces corps sont divisés horizontalement pour faciliter la maintenance. [6]

a. Carter d'admission :

Le corps d'entrée (voir Figure III.3) est situé à l'extrémité avant de la turbine à gaz. Sa fonction première est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps d'entrée soutient également l'ensemble du palier N° 1. La partie inférieure du palier N° 1 est intégralement coulée avec l'évasement interne. La partie supérieure du palier est un moulage séparé, bridé et boulonné sur la moitié inférieure. L'évasement intérieur est positionné sur l'évasement extérieur par neuf montants aérodynamiques radiaux. Les montants sont moulés avec les parois de l'évasement. Ils transfèrent également les charges structurelles du carter adjacent vers le support avant qui est boulonné et chevillé à ce carter d'entrée.

Les aubes directrices à ouvertures variables sont placées à l'extrémité arrière du corps d'entrée et sont positionnées mécaniquement par un anneau de contrôle et un engrenage à pignons relié à un actionneur hydraulique et un bras de tringlerie.

La position de ces aubes influe sur le volume du flux d'air d'admission du compresseur. [6]

b. Carter du compresseur :

Le corps avant du compresseur contient les étages 0 à 4 du stator. La moitié inférieure du carter du compresseur est équipée de deux grands tourillons intégralement coulés qui sont utilisés pour lever la turbine à gaz lorsqu'elle est séparée de sa base.

La partie arrière du corps du compresseur contient les étages 5 à 12 du stator. Les ouvertures d'extraction dans la partie arrière permettent de retirer l'air au 13ème étage du compresseur. Cet air est utilisé pour le refroidissement et aussi pour le contrôle des pulsations pendant le démarrage et l'arrêt. [6]

C. Carter de décharge du compresseur :

Le corps d'échappement du compresseur est la partie finale de cette section. C'est l'élément le plus long ; situé au milieu — entre les supports avant et arrière — il est en fait la clef de voûte de la structure de la turbine. Le corps d'échappement du compresseur contient les derniers étages du compresseur, forme les parois internes et externes du diffuseur et lie les corps du compresseur et de la turbine. Il fournit aussi un support pour les corps extérieurs de la combustion et le support intérieur pour la directrice premier étage de la turbine.

Le corps d'échappement du compresseur se compose de deux cylindres, le premier étant une continuation du corps du compresseur et le second étant un cylindre interne qui entoure le rotor du compresseur. Les deux cylindres sont positionnés concentriquement par quatorze nervures radiales.

Un diffuseur est formé par un anneau conique entre les cylindres intérieur et extérieur du corps d'échappement. Le diffuseur convertit une certaine vitesse de sortie du compresseur en pression statique ajoutée pour l'alimentation en air de la combustion. [6]

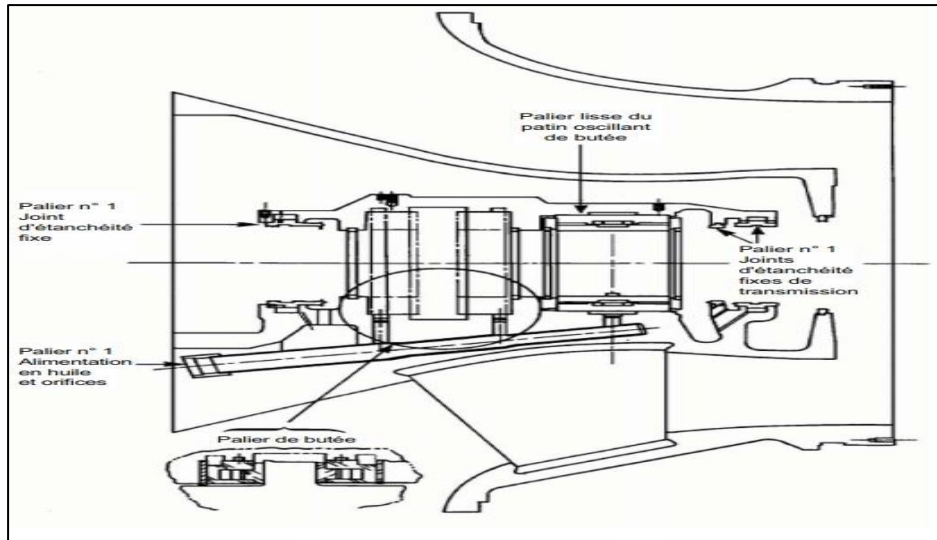


Figure (III.3) : Corps d'admission et palier N 1 du compresseur

3) Aube :

Les pales du rotor du compresseur et du stator ont une forme aérodynamique et sont conçues pour comprimer avec efficacité l'air aux vitesses de pointe de pale élevées. Les pales sont fixées aux roues du compresseur par des assemblages en queue d'aronde. La queue d'aronde est très précise en taille et position pour maintenir chaque pale dans la position voulue sur la roue. Les pales du stator du compresseur sont aérodynamiques et montées par les mêmes queues d'aronde sur des segments de cercles pour les cinq premiers étages. Les segments annulaires sont insérés dans des rainures circonférentielles dans le corps et sont maintenus en place par des clavettes de verrouillage. Les pales du stator des autres étages ont une base carrée en queue d'aronde et sont insérées directement dans des gorges à la circonférence du corps. Des clavettes de verrouillage les maintiennent en place.[6]

III.3.c Section chambre de combustion :

1) Système de Combustion DLN-2,6+ :

Le système de combustion est de type flux inversé avec **18 chambres** de combustion installées autour de la périphérie du corps d'échappement compresseur (Figure III.4 et III.5). Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'observées en aval et en partant de la partie supérieure gauche de la turbine. Ce système prévoit également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion. Les gaz chauds, issue de la combustion du carburant enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition refroidies par contact.[6]

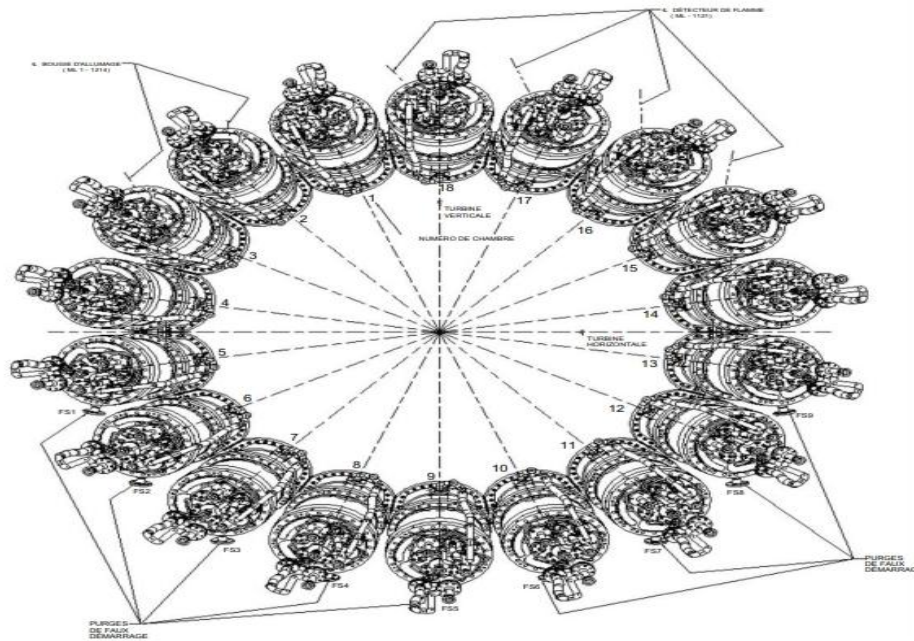


Figure (III.4) : Disposition du système de combustion MS9001FA DLN-2.6+.

L'air à haute pression de l'échappement du compresseur est dirigé autour des pièces de transition. Une partie de cet air pénètre dans les orifices du canalisateur de refroidissement par contact afin de refroidir les pièces de transition, puis circule dans le canalisateur d'air. Le reste entre dans l'espace annulaire entre le manchon d'écoulement et le tube de flamme de combustion par les trous dans l'extrémité en aval du manchon d'écoulement. (Figures III.6 et III.7). Cet air pénètre ensuite dans la zone de combustion à travers l'ensemble chapeau pour assurer une combustion efficace.[6]

Le combustible est acheminé dans chaque chambre de combustion en passant cinq injecteurs conçus pour disperser et mélanger le combustible avec le volume d'air de combustion approprié.

Le système de combustion DLN-2.6+ illustré à la (figure III.6) forme unique étage, chambre de combustion double capable de fonctionner au gaz et au combustible liquide. Avec du gaz, la chambre de combustion fonctionne en mode diffusion, avec des charges faibles (charge < 50 %) et en mode pré-mélange avec des charges élevées (charge > 50 %). Bien que la chambre de combustion soit capable de fonctionner en mode diffusion sur l'intégralité de la plage de charge, l'injection de diluant reste nécessaire pour l'atténuation NO_x. Le fonctionnement de l'huile sur cette chambre de combustion est en mode diffusion sur toute la plage de charge, avec une injection de diluant utilisée pour le NO_x. [6]



Figure (III.5) : Disposition du système de combustion MS9001FA

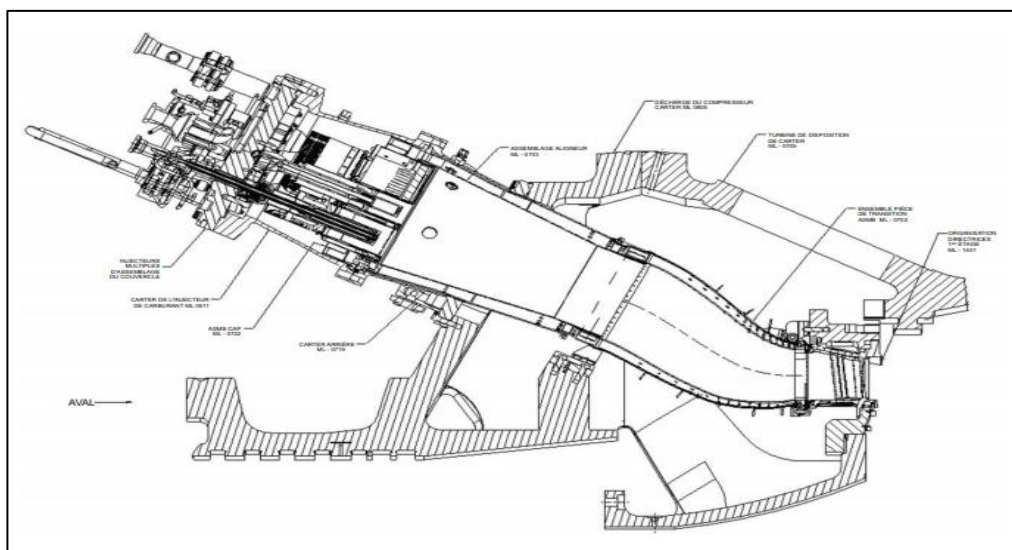


Figure (III.6) : Configuration de combustion MS9001FA DLN-2,6+.

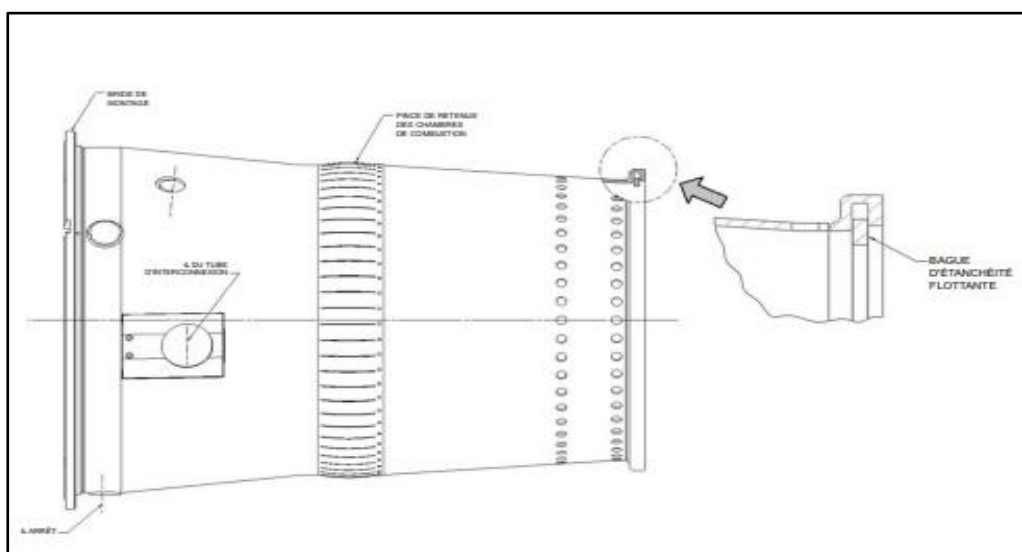


Figure (III.7) : Manchon d'écoulement

2) Chambres de combustion externes et enveloppes intermédiaires:

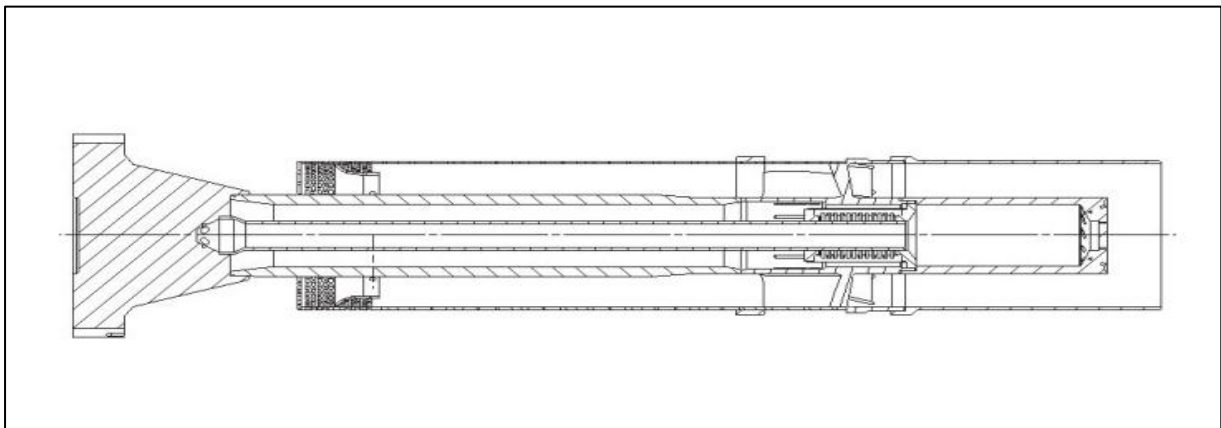
Les chambres de combustion externes agissent comme des coques de pression pour les brûleurs. Elles servent aussi à la fixation des couvercles d'injecteurs, des tubes d'interconnexion et, si nécessaire, les bougies d'allumage, les détecteurs de flamme, et les systèmes de purge en cas de faux départ. Les enveloppes intermédiaires (Figure III.7) forment un espace annulaire autour du chapeau et des ensembles de tube de flammes qui dirige la combustion et l'air de refroidissement dans la zone de réaction. Les ouvertures des tubes d'interconnexion, des bougies d'allumage et des détecteurs de flamme sont scellées par des guides coulissants pour conserver la chute de pression des enveloppes intermédiaires de contact. [6]

3) Tubes d'interconnexion :

Toutes les chambres de combustion sont interconnectées à l'aide des tubes d'interconnexion. Les chambres externes sont reliées entre elles par un tube d'interconnexion externe et les zones principales du tube de flamme de combustion sont connectées à l'aide de tubes d'interconnexion internes.

4) Couvercles d'extrémité d'injecteurs de combustible :

Cinq ensembles d'injecteurs de carburant extérieurs (Figure III.9) entourent un ensemble d'injecteur de carburant central (Figure III.8) dans chaque chambre de combustion. Les injecteurs de carburant extérieurs sont équipés de passages pour le gaz de diffusion et le gaz pré-mélangé alors que l'injecteur de carburant central n'utilise que le gaz pré-mélangé. Pour le fonctionnement avec du carburant liquide, une cartouche offre des passages supplémentaires pour l'huile, l'air d'atomisation et l'eau pour les injecteurs de carburant extérieurs. Lorsque les injecteurs de carburant sont montés sur le couvercle d'extrémité (Figure III.10), les passages de diffusion des injecteurs de carburant extérieurs sont alimentés à partir d'un collecteur commun. Le gaz pré-mélangé pour ces injecteurs extérieurs provient de deux circuits indépendants et est conduit vers les injecteurs de carburant via un collecteur interne. Le gaz pré-mélangé pour les injecteurs centraux provient d'un autre circuit indépendant. [6]



Figure(III.8) : Injecteur de carburant central DLN-2,6+

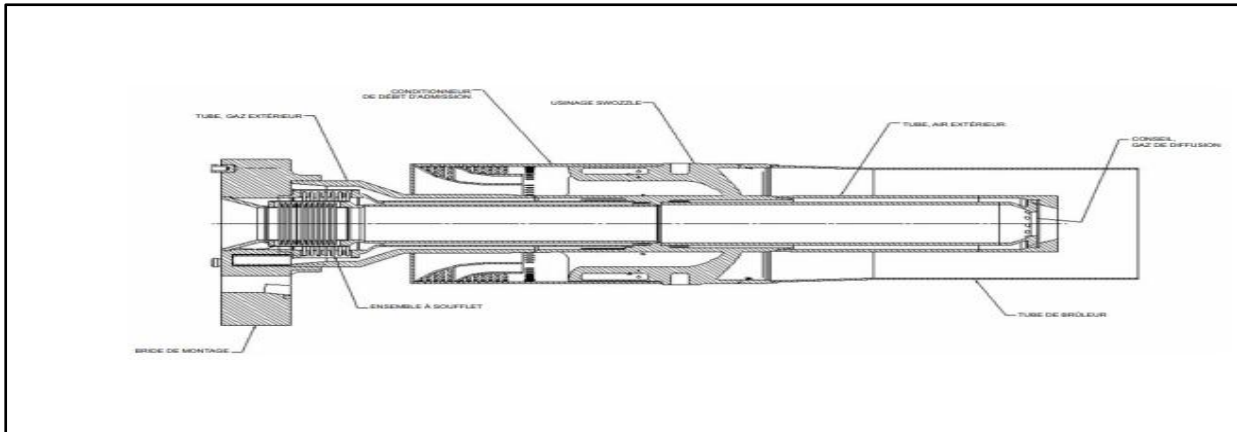


Figure (III.9) : DLN-2,6+section transversale de l'injecteur de carburant extérieur

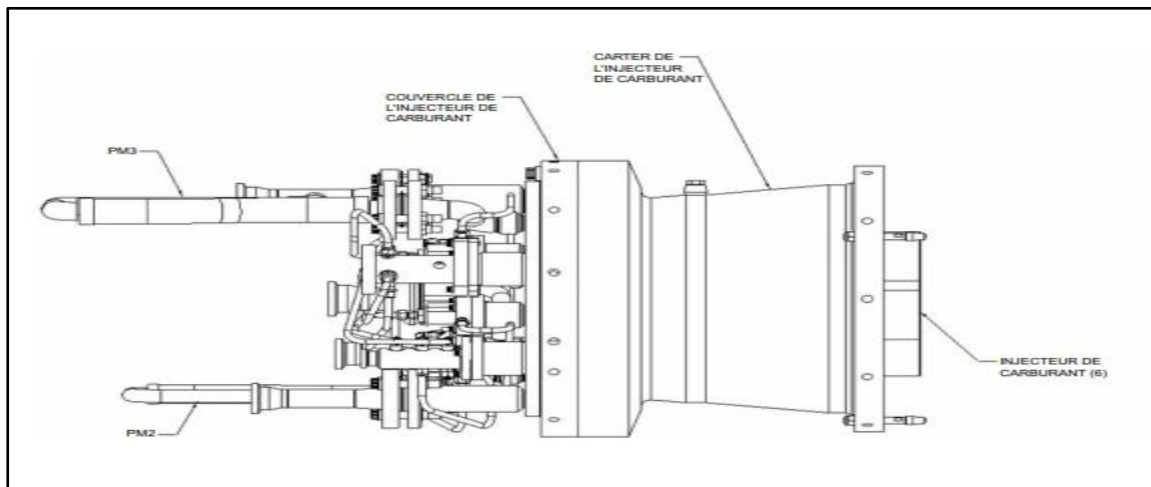


Figure (III.10) : Disposition de l'injecteur de carburant

5) Ensembles chapeau et tube de flammes

Les tubes de flamme de combustion (Figure III.11) utilisent des crêtes externes et des encoches classiques assurant le refroidissement. Les surfaces intérieures du chapeau ont un revêtement de protection thermique pour réduire les températures du métal et les gradients thermiques. Le chapeau (Figures III.12 et III.12.A) comporte six tubes de pré-mélange s'insérant dans chacun des six injecteurs de combustible. Son système de refroidissement associe un système par contact et par film (Figures III.12 et III.12.A). [6]

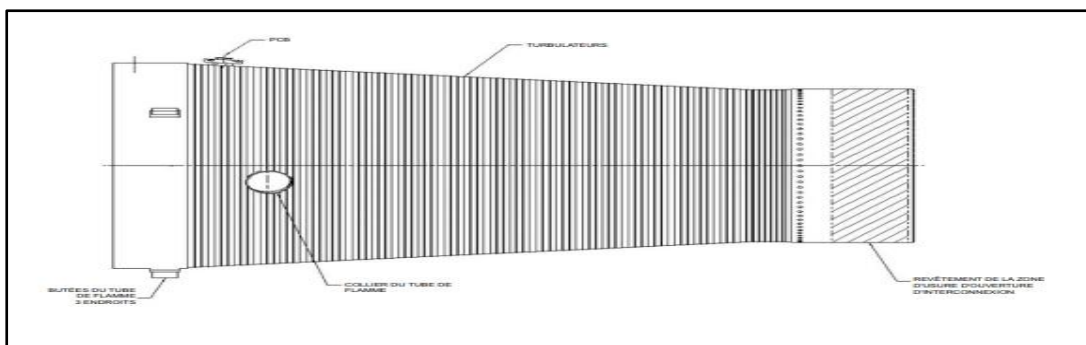


Figure (III.11) : Tube de flamme de combustion

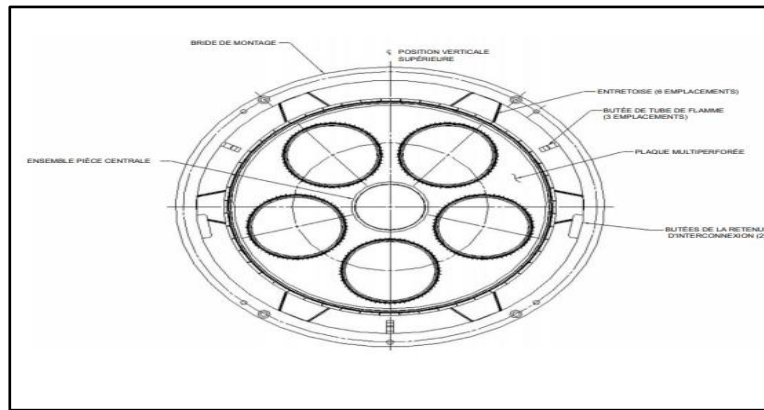
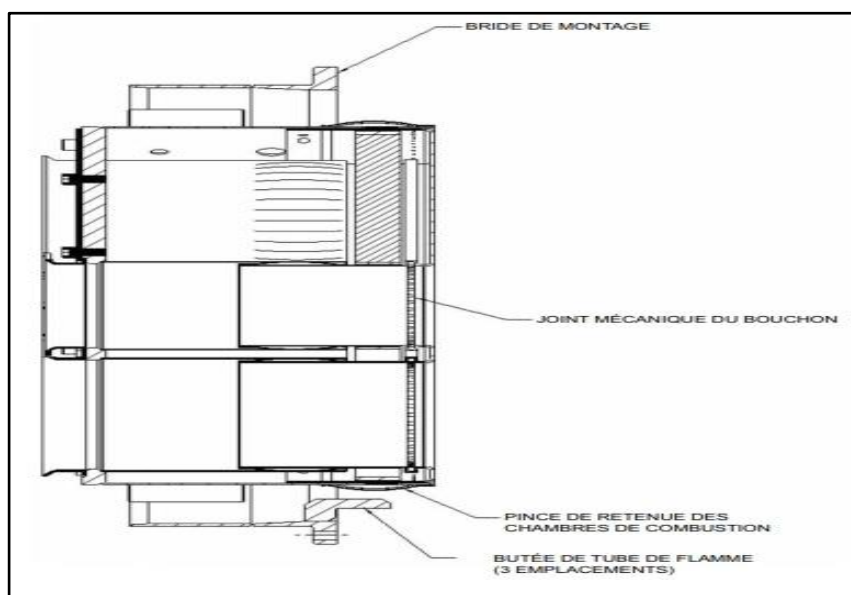


Figure (III.12) : Ensemble du chapeau — Vue en aval



Figure(III.12.A) : Ensemble du chapeau

6) Bougies :

La combustion est déclenchée par l'arc de bougies d'allumage, qui sont vissées sur les brides des chemises de combustion et centrées entre le tube de flamme et l'enveloppe intermédiaire des chambres de combustion adjacentes. La Figure (III.13 et III.14) illustre un agencement type de bougies d'allumage. L'alimentation des bougies est assurée par des systèmes d'alimentation à décharge de condensateur haute puissance. Au moment de l'allumage, l'étincelle d'une ou de plusieurs de ces bougies allume les gaz dans une chambre, les autres chambres sont allumées par les tubes qui relient leur zone de réaction.[6]

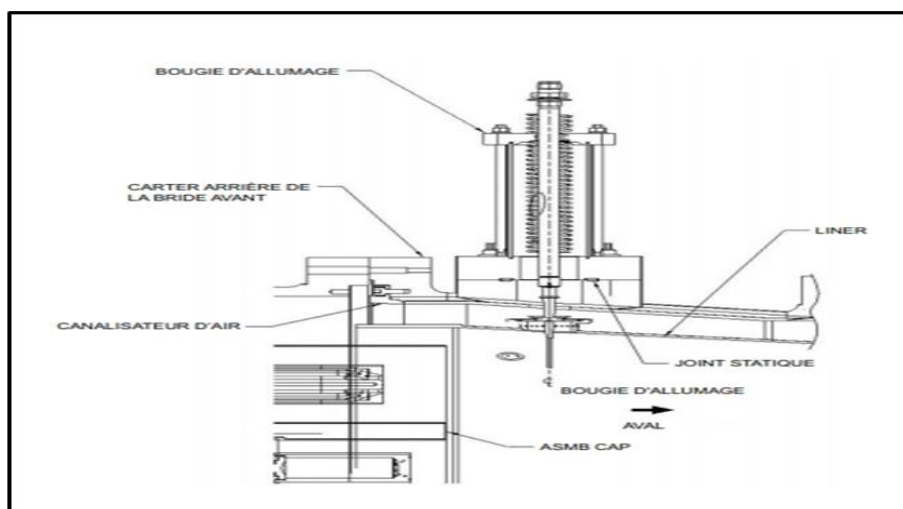


Figure (III.13) : Bougie d'allumage



Figure(III.14) : Bougies d'allumage (chambres 2,3)

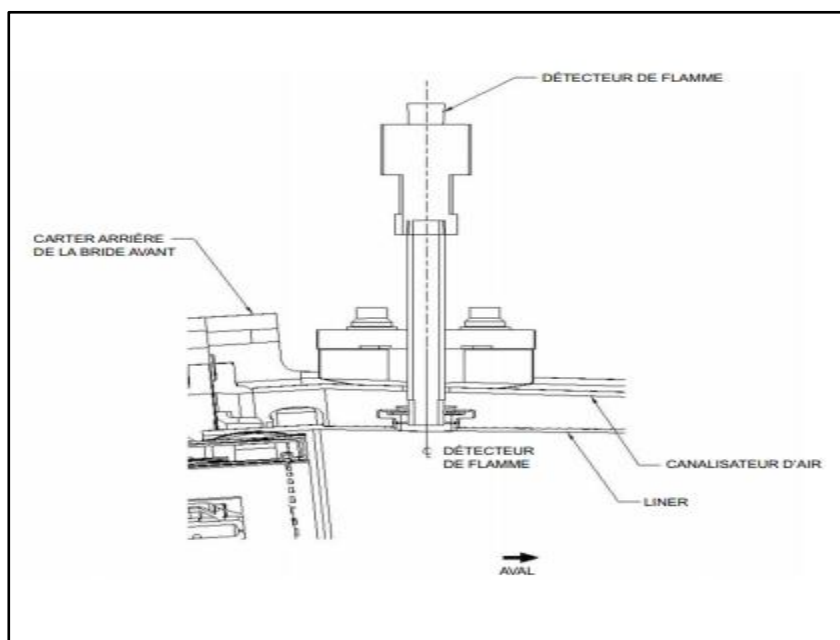


Figure (III.15) : Détecteur de flammes

7) Détecteurs de flamme aux ultraviolets :

Pendant la séquence de démarrage, il est essentiel qu'une indication de la présence ou de l'absence de flamme soit transmise au système de commande. Pour cette raison, un système de surveillance de la flamme est utilisé et consiste en détecteurs placés (Figure III.15) comme indiqué sur la (figure III.4).

Le détecteur de flamme aux ultraviolets est constitué d'un capteur rempli de gaz. Le gaz de ce détecteur est sensible à la présence de radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure. Une tension continue, fournie par un amplificateur, traverse les bornes du détecteur. Si une flamme est présente, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la conduction dans le circuit, ce qui active l'électronique et donne un signal indiquant une flamme. De même, l'absence de flamme émet un signal signalant l'absence de flamme.[6]

Les signaux venant des quatre détecteurs de flamme sont envoyés au système de contrôle, qui utilise une logique interne pour déterminer si la condition de flamme ou d'absence de flamme existe. Se reporter aux documents du fournisseur pour des informations détaillées sur le fonctionnement et l'entretien de cet équipement.

III.3.d Section Turbine :

La section de turbine à trois étages est le secteur dans lequel l'énergie contenue dans le gaz pressurisé à haute température, produit par les sections compresseur et combustion est convertie en énergie mécanique. La turbine à gaz MS9001FA comprend le rotor de turbine, le corps, le caisson D'échappement, le diffuseur d'échappement, les injecteurs et des bandages. [6]

1) Rotor de turbine :

a. Structure

L'ensemble de rotor de turbine, présenté en Figure(III.16), comprend les arbres avant et arrière des roues de la turbine, les ensembles des trois premiers étages avec les entretoises et les aubes. Le contrôle de concentricité est obtenu avec des feuillures qui correspondent sur les pièces d'écartement, les roues de turbine, les arbres des roues et les entretoises. Les roues sont assemblées par des boulons vissés sur des brides boulonnables sur les arbres et les entretoises de roues. Un positionnement sélectif des éléments du rotor est réalisé pour réduire les corrections d'équilibrage. [6]

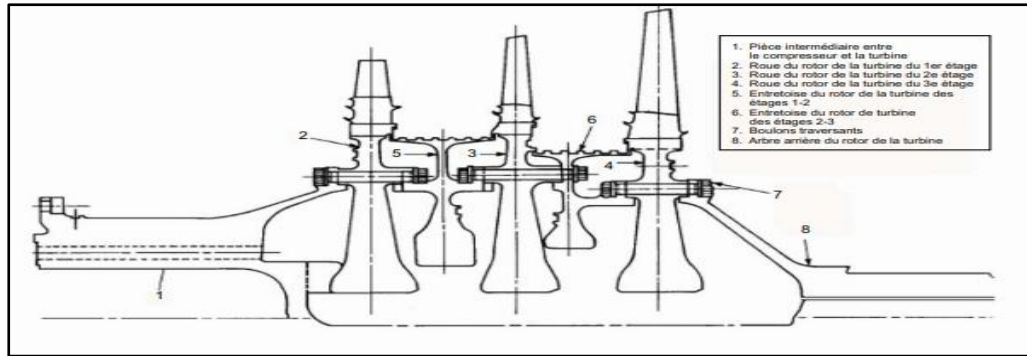


Figure (III.16) : Montage du rotor de turbine

b. Arbres de roues :

La pièce d'écartement du rotor de turbine va de la roue de turbine première étage jusqu'à la bride arrière de l'ensemble rotor du compresseur. L'arbre arrière du rotor de la turbine inclut le palier lisse No. 2.[6]

c. Montage des roues :

Les entretoises entre les roues de turbine premier et second étages et entre les roues de turbine second et troisième étages déterminent la position axiale des roues individuelles. Ces entretoises supportent les portées d'étanchéité du diaphragme. Les faces avant et arrière de l'entretoise 1-2 comprennent des fentes radiales pour les passages d'air de refroidissement.

Les aubes de turbine sont assemblées sur les roues avec des queues d'aronde en forme de sapin qui correspondent à des encoches sur la périphérie des roues de la turbine. Les trois étages de la turbine ont des aubes à pied long moulés avec précision à la cire perdue. La conception des aubes à pieds longs protège efficacement la jante des roues et la fixation de l'implanture des aubes des hautes températures de la veine gazeuse tout en fournissant un amortissement mécanique des vibrations. Pour augmenter l'amortissement des vibrations, les aubes des deuxième et troisième étages ont des bandages emboîtés à leur extrémité. Ces bandages augmentent aussi le rendement de la turbine en réduisant les fuites à l'extrémité. Des dents radiales sur les bandages des aubes se combinent avec des surfaces crantées sur le stator pour réaliser un joint en labyrinthe contre les fuites de gaz des extrémités des aubes. La(figure III.17) montre les aubes typiques des premier, deuxième et troisième étages de la MS9001FA. L'augmentation de taille des aubes entre le premier et le troisième étage est rendue nécessaire par la baisse de pression qui résulte de la conversion de l'énergie entre chaque étage, ce qui entraîne une augmentation de l'espace annulaire pour accommoder le débit de gaz. [6]

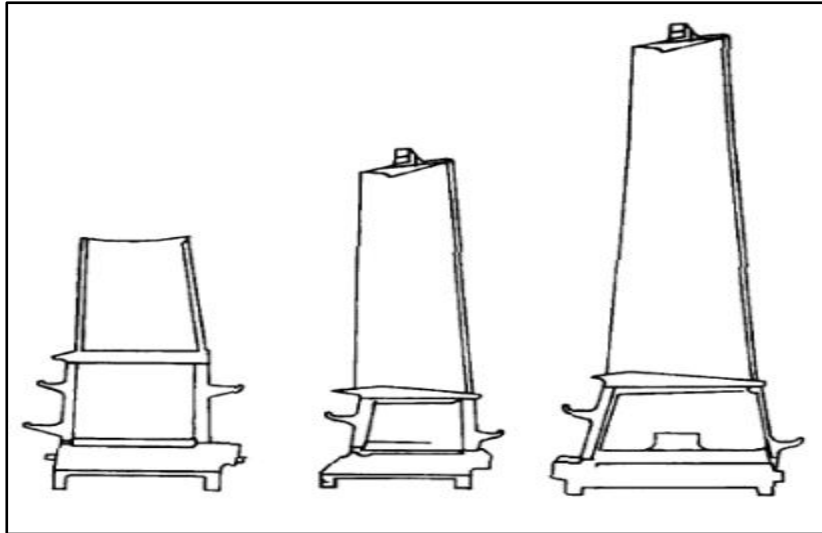


Figure (III.17) : Eléments des premier, second et troisième étages de la turbine MS9001FA.

d. Refroidissement :

Le rotor de turbine est refroidi pour maintenir des températures de fonctionnement raisonnables et donc pour assurer une longue durée de vie à la turbine. Le refroidissement est effectué par un flux positif d'air froid prélevé sur le compresseur et déchargé radialement vers l'extérieur par un espace entre la roue de la turbine et le stator, dans le flux principal de gaz. Cette zone est appelée espace interroues. La (figure III.18) représente les flux d'air de refroidissement de la turbine. [6]

e. Espaces interroues:

e.1. Espaces interroues premier étage :

L'espace interroues premier étage est refroidi par l'air de décharge du compresseur. Un joint à labyrinthe est installé à l'arrière du rotor du compresseur entre le rotor et le corps intérieur de l'échappement du compresseur. Le flux d'air à l'avant de l'espace interroues premier étage provient de ce labyrinthe. Ce flux d'air de refroidissement se décharge dans le flux principal de gaz après la directrice premier étage. L'espace interroues après le premier étage est refroidi par l'air extrait au 13ème étage injecté par la directrice du 2ème étage. Cet air revient dans la veine gazeuse en amont de la directrice 2ème étage.[6]

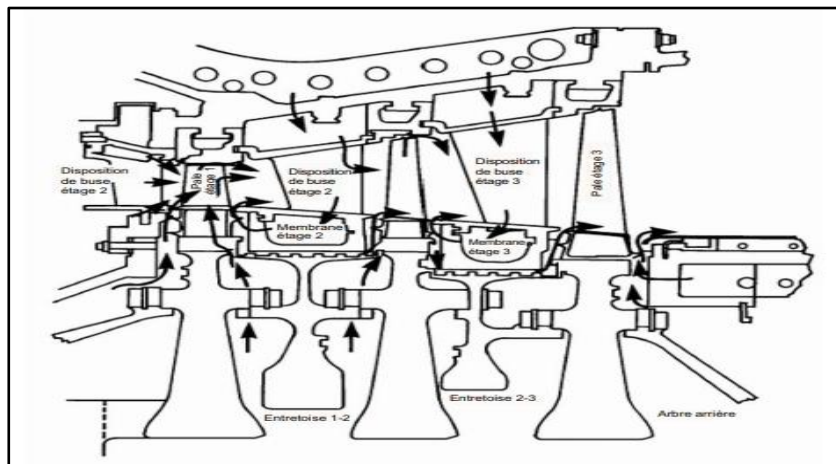
e. 2. Espace interroues second étage :

L'espace interroues du deuxième étage est refroidi par les fuites venant de l'espace interroues arrière premier étage à travers le labyrinthe. Cet air revient dans la veine gazeuse au niveau des aubes du deuxième étage. L'espace interroues arrière du deuxième étage est refroidi par l'air extrait au 13ème étage injecté par la directrice 3ème étage. L'air de cet espace interroues revient dans la veine gazeuse au niveau de la directrice troisième étage.

e.3. Espace interroues troisième étage :

L'espace interroues troisième étage avant est refroidi par les fuites venant de l'espace interroues arrière deuxième étage à travers le labyrinthe inter-étage. Cet air revient dans la veine gazeuse au niveau des aubes troisième étage. L'espace interroues arrière troisième étage obtient son air de refroidissement de la décharge de l'air de l'espace annulaire d'air de refroidissement du cadre

d'échappement. Cet air passe dans l'espace interroues arrière troisième étage et entre dans la veine gazeuse à l'entrée du diffuseur d'échappement.



Figure(III.18) : Coupe de la section de la turbine montrant les flux d'air de refroidissement

f. Aubes

L'air est introduit dans chaque aube premier étage par un caisson à la base de la queue d'aronde de l'aube (Figure III.18). Il passe dans des trous de refroidissement en forme de serpentín sur toute la longueur de l'aube et sort par le bord de fuite et l'extrémité de l'aube. Les trous sont espacés et dimensionnés pour obtenir un refroidissement optimal de la surface aérodynamique avec une extraction minimale d'air du compresseur. La (figure III.19) représente la conception des aubes premier étage de la MS9001FA. A la différence des aubes premières étage, celles du second étage sont refroidies par des passages d'air parallèles sur toute la longueur du profil aérodynamique. L'air est introduit comme au premier étage par un caisson à la base de la queue d'aronde de l'aube. De nouveau le refroidissement du profil aérodynamique est accompli avec une pénalisation minimale du cycle thermodynamique. Voir (Figure III.20). L'intérieur des aubes du troisième étage n'est pas refroidi à l'air. Les extrémités de ces aubes, comme pour les aubes du deuxième étage, sont entourées d'un segment de protection intégré au joint d'extrémité. Ces bandages sont solidaires d'aube en aube pour amortir les vibrations. [6]

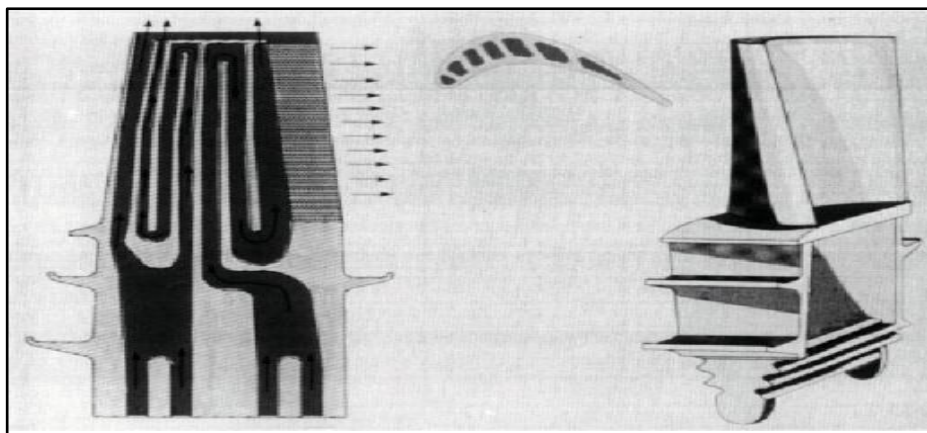


Figure (III.19) : Passages de refroidissement des aubes premier étage de la MS9001FA

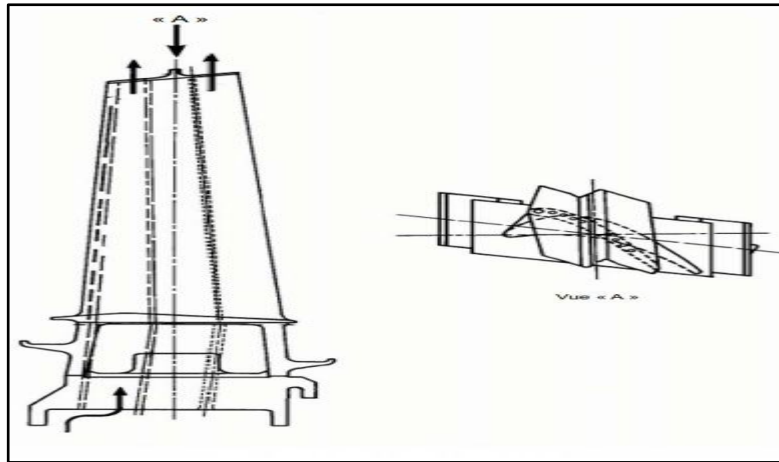


Figure (III.20) : Flux de refroidissement des aubes 2ème étage de la MS9001FA

2) Stator de turbine :

Le corps de turbine et le cadre d'échappement constituent la partie principale de la structure du stator de la turbine à gaz MS 9001FA. Les directrices de turbine, les bandages et le diffuseur d'échappement sont soutenus en interne à partir de ces composants. [6]

a. Corps de turbine :

Le corps de turbine contrôle les positions axiale et radiale des bandages et des directrices. Il détermine les jeux de la turbine et les positions relatives des directrices et des aubes de turbine. Ce positionnement est critique pour les performances de la turbine à gaz. Les gaz chauds contenus dans le corps sont une source de chaleur dans le corps. Pour contrôler le diamètre du corps, il est important de réduire le flux de chaleur dans le compartiment et de limiter sa température. Les limitations du flux de chaleur comprennent l'isolation, le refroidissement et des structures multicouches. L'air extrait au 13ème étage est conduit dans les espaces annulaires du corps de la turbine autour des directrices des 2ème et 3ème étages. De là, l'air est injecté à travers les partitions des directrices dans les espaces interroues. Structuellement, la bride avant du corps de turbine est boulonnée à la bride de cloison à l'arrière du corps d'échappement du compresseur. La bride à l'arrière du corps de turbine est boulonnée à la bride avant du cadre d'échappement.[6]

b. Directrices :

La section turbine de la MS9001FA comprend trois étages de directrices fixes qui jouent un rôle essentiel dans le guidage du flux de gaz chaud vers les aubes mobiles de la turbine. Ces directrices assurent la bonne orientation et la régularité du flux afin de maximiser le rendement aérodynamique et de maintenir la rotation du rotor. En raison de la forte chute de pression à travers ces composants.[6]

b.1. Directrice premier étage :

La directrice du premier étage reçoit les gaz de combustion très chauds provenant des chambres de combustion via les pièces de transition. Ces pièces sont scellées pour limiter les fuites d'air. Chaque segment de la directrice contient deux profils aérodynamiques et est monté dans un anneau de maintien qui

permet la dilatation thermique. Ce système assure également un bon centrage et un bon positionnement grâce à des cosses et broches de guidage. Pour résister à la chaleur, cette directrice est refroidie par une combinaison de techniques : refroidissement par film, convection et conduction, à la fois dans les parois et les aubes.[6]

b.2. Directrice second étage :

La directrice du deuxième étage reprend les gaz sortant des aubes du premier étage et les redirige vers les aubes du deuxième étage. Elle est composée de segments moulés, chacun ayant deux surfaces aérodynamiques. Ces segments sont fixés par emboîtement avec les bandages de la turbine, assurant l'étanchéité sur le diamètre extérieur. Ils sont également maintenus en position par des goupilles radiales. Le refroidissement est assuré par de l'air prélevé au 13^e étage du compresseur.[6]

b.3. Directrice troisième étage :

Enfin, la directrice du troisième étage récupère les gaz sortant du deuxième étage, en augmentant leur vitesse tout en abaissant leur pression, et les oriente vers les aubes du troisième étage. Elle est similaire à la deuxième, mais chaque segment comporte trois profils aérodynamiques. Elle est également fixée aux bandages de la turbine et maintenue en place par des goupilles. Le refroidissement est réalisé de la même manière, par air de convection passant à travers les cloisons, ce qui permet également d'améliorer le refroidissement entre les roues de la turbine.[6]

c. Membrane (diaphragme) :

Les diaphragmes de directrices sont attachés aux diamètres internes des segments de directrices des deuxième et troisième étages. Ces diaphragmes évitent la fuite de l'air entre les parois intérieures des directrices et le rotor de la turbine. Les dents du joint de type à labyrinthe haut/bas sont usinées dans le diamètre interne du diaphragme. Elles correspondent à des plages d'étanchéité opposées sur le rotor de turbine. Un jeu radial minimal entre les parties fixes (diaphragme et directrices) et le rotor mobile est essentiel pour réduire au minimum les fuites inter-étages, ceci se traduit par une meilleure efficacité de la turbine.[6]

d. Cadre d'échappement :

Le cadre d'échappement est un élément structurel important, fixé à l'arrière du corps de turbine par une bride. Il se compose d'un cylindre extérieur et d'un cylindre intérieur, reliés entre eux par des nervures radiales. Celles-ci soutiennent le palier N°2, situé à l'intérieur du cylindre interne. À l'extrémité arrière de la turbine, un diffuseur d'échappement est boulonné au cadre. Ce diffuseur permet de réduire la vitesse des gaz provenant du troisième étage de la turbine tout en récupérant une partie de leur pression. Les gaz ainsi ralentis sont ensuite orientés vers le caisson d'échappement.[6]

Les nervures radiales, traversées par les gaz chauds d'échappement, jouent un rôle essentiel dans l'alignement du rotor et du stator. Il est donc crucial de maintenir leur température stable pour éviter tout désalignement. Pour cela, chaque nervure est protégée par un carénage métallique aérodynamique qui crée une couche d'air isolante. De plus, des ventilateurs externes insufflent de l'air de refroidissement dans l'espace entre les entretoises et le carter, ce qui aide à réguler la température. Cet air est ensuite redirigé vers l'espace situé entre les roues, à l'arrière du troisième étage de turbine. Enfin, des tourillons situés sur les côtés du cadre, ainsi que sur le corps du compresseur avant, permettent de soulever l'ensemble de la turbine à gaz lorsque celle-ci est détachée de sa base.[6]

3) Paliers :

La turbine à gaz MS9001FA a deux paliers à patins oscillants en quatre éléments qui supportent le rotor de la turbine. L'unité inclut également un palier de butée pour maintenir la position axiale rotor stator. La poussée est absorbée par une butée à patins oscillants avec huit patins sur chaque côté de la butée. Les paliers et joints sont installés dans deux logements de paliers : un au niveau du carter d'entrée et un au niveau du cadre d'échappement. Ces paliers principaux sont lubrifiés par pression à partir de l'huile fournie par le système d'huile de lubrification principal. L'huile s'écoule à travers des tubulures de dérivation vers une entrée dans chaque logement de palier. [6]

a. Lubrification

Les principaux paliers de turbine sont lubrifiés par pression avec une huile alimentée à partir de la bache d'huile. Les tuyauteries d'alimentation en huile, lorsque cela est possible, passent à l'intérieur des conduites de purge d'huile de lubrification ou des canaux de purge à titre de

Mesure de protection. En cas de fuite de la tuyauterie d'alimentation, l'huile ne se répandra pas sur les équipements à proximité, ce qui élimine un danger potentiel pour la sécurité. Lorsque l'huile pénètre dans l'arrivée du logement de palier, elle s'écoule dans un espace annulaire autour du palier. Depuis l'espace annulaire, l'huile coule à travers des trous ou des fentes usinées vers l'interface du palier du rotor.[6]

b. Etanchéité au lubrifiant

Des joints d'étanchéité dans chacun des logements de palier empêchent que l'huile à la surface de l'arbre de turbine ne soit projetée le long de l'arbre. Ces joints à labyrinthe sont montés aux extrémités des ensembles de palier là où un contrôle de l'huile est nécessaire. Une surface lisse est usinée sur l'arbre et les joints sont assemblés de manière à ce que seule une petite distance existe entre le joint d'étanchéité à l'huile et l'arbre. Les joints d'étanchéité sont conçus avec deux rangées de dents et un espace annulaire entre eux. L'air d'étanchéité pressurisé est admis dans l'espace et empêche la vapeur d'huile de lubrification de quitter le logement de palier. L'air qui Repart avec l'huile au réservoir principal est ventilé à l'atmosphère après passage dans un extracteur de vapeur d'huile. [6]

4) Échappement :

Le cadre d'échappement est boulonné sur la bride arrière du corps de turbine. Structuellement, le cadre se compose d'un cylindre extérieur et d'un cylindre intérieur interconnectés par des nervures radiales. Le palier No. 2 est soutenu à partir du cylindre interne.

Le diffuseur d'échappement situé à l'extrémité arrière de la turbine est boulonné au cadre. Les gaz qui sortent du troisième étage de la turbine pénètrent dans le diffuseur où la vitesse est réduite par diffusion et où la pression est récupérée. A la sortie du diffuseur, les gaz sont dirigés vers le caisson d'échappement.[6]

III.3.E. ACCOUPLEMENT DE CHARGE

Un couplage rigide, creux, relie l'arbre à l'avant du rotor du compresseur rotor à l'alternateur. Une Connexion à bride boulonnée forme le joint à chaque extrémité du couplage.[6]

III.4 Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS9001FA :

Le démarrage et le fonctionnement de la turbine à gaz MS9001FA reposent sur l'intégration harmonieuse de ses principaux composants et de ses systèmes auxiliaires, assurant une conversion efficace de l'énergie thermique en énergie mécanique. Le processus débute par une phase de démarrage assisté, rendue nécessaire par le couple résistant imposé par le compresseur, qui empêche un démarrage autonome. Pour initier la rotation, l'alternateur est utilisé en mode moteur synchrone, alimenté par un convertisseur statique de fréquence (CSF) fournissant une tension et une fréquence variables. Ce dispositif entraîne l'arbre de la turbine depuis la vitesse nulle jusqu'à environ 50 à 80 % de la vitesse nominale.

Durant cette phase, l'air ambiant est aspiré, filtré afin d'éliminer les impuretés, puis comprimé dans un compresseur axial multi-étage avec un taux de compression élevé, augmentant ainsi sa pression et sa température. Une fois la vitesse d'autonomie atteinte, l'injection de carburant débute avec précision via des injecteurs primaires et secondaires, déclenchant la combustion à pression quasi constante dans les chambres de combustion. Cette combustion produit des gaz chauds à haute énergie qui entraînent la turbine à trois étages. L'énergie thermique et cinétique des gaz est ainsi convertie en énergie mécanique, servant à entraîner à la fois le compresseur et l'alternateur désormais en mode générateur, synchronisé au réseau électrique.

Pour assurer la durabilité des composants internes, notamment les aubes de turbine soumises à des températures extrêmes, un système de refroidissement par air prélevé au compresseur est utilisé. Parallèlement, un système de contrôle automatisé de type **MARK VIe** pilote l'ensemble du fonctionnement : il assure une gestion fine de la combustion, des flux d'air, ainsi qu'une surveillance continue, garantissant stabilité, sécurité et performance optimale.

Enfin, les gaz de combustion sont dirigés vers un diffuseur d'échappement, qui permet une récupération partielle de la pression et limite les pertes énergétiques avant leur rejet à l'atmosphère. Ce processus intégré permet à la turbine MS9001FA de fonctionner de manière fiable, avec un rendement thermique élevé, des émissions réduites et une excellente réponse dynamique.[7]

III.5 Conclusion :

Ce chapitre a permis de présenter en détail la turbine à gaz MS9001FA, en mettant en évidence sa structure, ses composants technologiques ainsi que ses systèmes auxiliaires. L'étude de ses différentes sections – compresseur, chambre de combustion, turbine, échappement, paliers et accouplement – a montré la complexité et la précision de sa conception. Le principe de fonctionnement a également été décrit afin de mieux comprendre la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique.

Chapitre IV : Calcul énergétique et performances de la turbine à gaz

Partie A : calcul énergétique

IV.A.1.Cycles thermodynamique de la turbine à gaz :

IV.A.1.a. Cycle de Brayton :

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique fondamental qui décrit le fonctionnement des turbines à gaz. Ce cycle est largement utilisé dans les moteurs d'avions ainsi que dans certaines centrales électriques, Il se compose de quatre phases principales, décrites ci-dessous :

- 1) **Compression adiabatique** : l'air ambiant est comprimé dans un compresseur à débit axial. Ce qui augmente sa pression et sa température.
- 2) **Combustion isobare** : Le carburant est injecté dans la chambre de combustion où il brûle à pression constante, ce qui élève la température du mélange gazeux
- 3) **Détente adiabatique** : le gaz chaud se détend (dans une turbine) et produit du travail
- 4) **mécanique utile**.
- 5) **Refroidissement isobare** : dans un cycle ouvert, les gaz sont rejetés dans l'atmosphère.

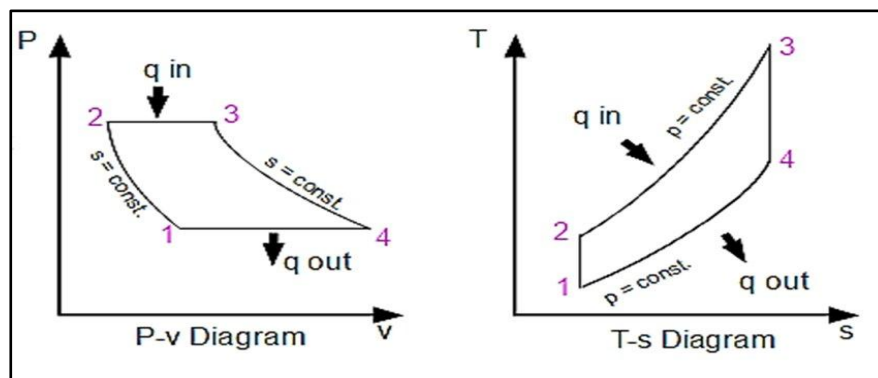


Figure (IV.1): Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S)

1→2 Compression isentropique ($s=\text{cst}$).

2→3 Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion ($p=\text{cst}$)

3→4 Détente isentropique ($s=\text{cst}$).

4→1 : Echappement dans l'atmosphère ($p=\text{cst}$).[8]

• **Travail de compression (1-2) :**

$$W_c = m_a \times (h_2 - h_1) \quad (\text{IV.1})$$

• **Combustion (2-3) :**

$$Q_{cc} = (m_a + m_c) \times h_3 - m_a \times h_2 \quad (\text{IV.2})$$

- Travail de détente (3-4) :

$$W_t = (m_a + m_c) \times (h_3 - h_4) \quad (\text{IV.3})$$

IV.1.A.b. Cycle réel de la turbine à gaz :

Dans la réalité, le cycle de Brayton idéal est affecté par diverses pertes et irréversibilités. Le cycle réel de la turbine à gaz prend en compte ces phénomènes, notamment les pertes dans le compresseur, la chambre de combustion, et la turbine.

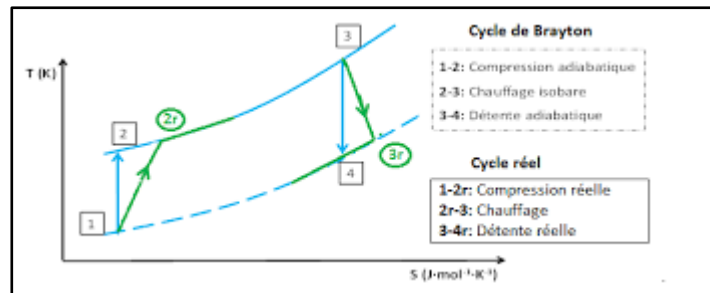


Figure (IV.2) : Cycle réel d'une turbine à gaz mono-arbre dans le diagramme (T-s)

- Etude de la compression (1-2) :

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{is} = \frac{W_c}{W_{isc}} \quad \text{et} \quad \eta_{is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1} = \frac{C_p(T_2, T_1) \times (T_2 - T_1)}{C_p(T_{2is}, T_1) \times (T_{2is} - T_1)} \quad (\text{IV.4})$$

Le travail réel spécifique du compresseur (par unité de masse) est donné par :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2, T_1) \times (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.5})$$

Avec :

$$h = C_p \times T + \text{cst} \quad (\text{IV.6})$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur (par unité de masse) W_{isc} :

$$W_{isc} = h_{2is} - h_1 = C_p(T_{2is}, T_1) \times (T_{2is} - T_1) \quad (\text{IV.7})$$

Coefficient polytropique de l'air γ_a est défini par :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{avec} \quad C_p - C_v = R \quad \text{alors} \quad C_v = C_p - R$$

$$\gamma_a = \frac{C_p a}{(C_p a - R)} \quad (\text{IV.8})$$

La chaleur massique $C_p(T)$:

Pour calculer avec précision la capacité calorifique C_p des gaz, on utilise les équations de la NASA, qui donnent C_p en fonction de la température. Ces équations sont valables sur deux plages de température :

- Plage basse : de 300 K à 1000 K
- Plage haute : de 1000 K à 5000 K

La formule générale est : $C_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4$ (IV.8.a)

Les coefficients a, b, c, d, e , sont différents selon la plage utilisée.[9]

La puissance requise par le compresseur, est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$P = \dot{m}_a \times w_c = \dot{m}_a \times C_p(T_2 - T_1) \quad (IV.9)$$

La température de sortie isentropique est liée au rapport de pression par la relation :

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

- T_{2is} : Calcule la température isentropique de sortie,
- T_1 : La température à l'entrée de compresseur ,
- $\frac{P_2}{P_1} = \epsilon$: Le taux de compression,
- γa : Coefficient polytropique de l'air.

Pertes de charge à l'admission :

Des pertes de charge apparaissent à l'admission, causées par les filtres, silencieux, coudes et tuyauteries, ce qui réduit la pression d'entrée effective du compresseur :[6]

$$P_1 = P_{atm} - \Delta p \quad (IV.11)$$

Avec: $\Delta p = 2,0093 \text{ inch H}_2\text{O} = 0,005 \text{ bar}$

• Etude dans la chambre de combustion (2-3) :

À la sortie du compresseur, l'air est porté à une pression et une température suffisamment élevées pour permettre la combustion. Cet air entre ensuite dans la chambre de combustion, où il se mélange au combustible injecté. La réaction chimique qui s'ensuit libère de l'énergie thermique.

Le bilan énergétique global s'exprime par la relation suivante :

$$\dot{m}_a + C_{p(T_2, T_1)} \times (T_2 - T_0) + \eta_{cc} \times \dot{m}_c \times PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times C_{p(T_0, T_3)} \times (T_3 - T_0) \quad (IV.13)$$

où :

- $\dot{m}_a$: Débit massique d'air (kg/s),
- $\dot{m}_c$: débit massique de combustible (gaz naturel) (Kg/s),

- C_p : capacité calorifique à pression constante (kJ/kg.k),
- η_{cc} : rendement de la chambre de combustion,
- PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible (Kj/kg).

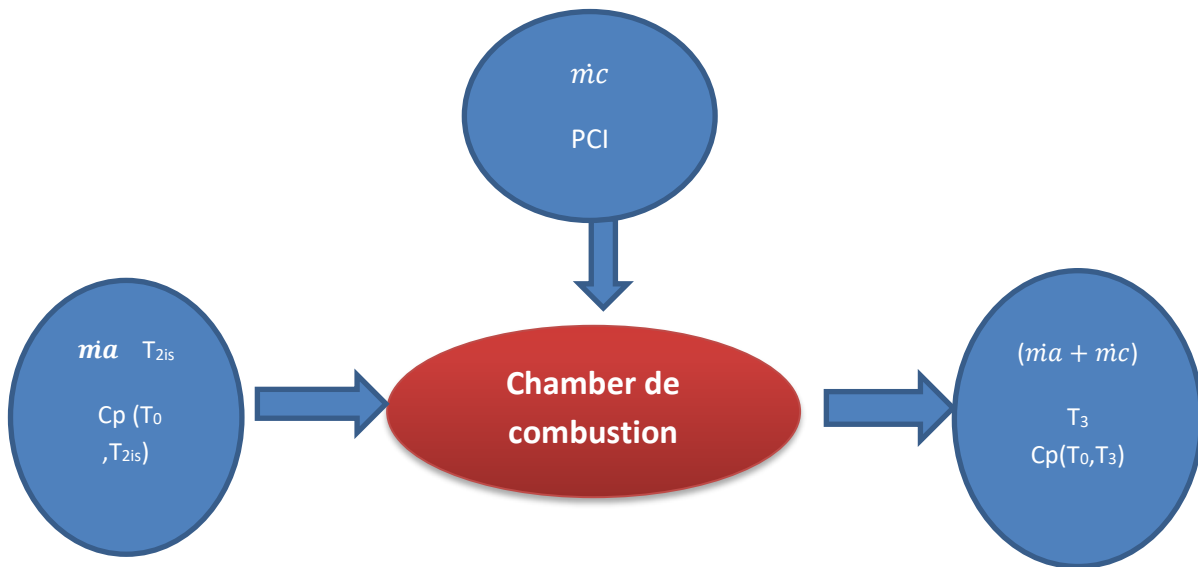


Figure (IV.2) : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme le rapport entre l'augmentation d'enthalpie des gaz et la apportée par le combustible :

$$\eta_{cc} = \frac{Q_{CC}}{PCI \cdot \dot{m}_c} \quad (IV.14)$$

Le débit massique de combustible peut être calculé à partir de la relation :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a (C_p(T_0, T_3) \times (T_3 - T_0) - C_p(T_2, T_1) \times (T_2 - T_0))}{(\eta_{cc} \times PCI - C_p(T_0, T_3) \times (T_3 - T_0))} \quad (IV.15)$$

Les pertes de charge dans la chambre de combustion sont généralement faibles, réalisées à environ (1-3) % de la pression d'entrée dans la chambre, on prendre la valeur de 1% :[7]

$$P_3 = P_2 \times 0,99 \quad (IV.16)$$

• Analyse de la détente (3-4) :

Le travail spécifique effectué par la turbine est donné par la différence d'enthalpie entre l'entrée (h_3) et la sortie (h_4) de la turbine.

$$w_t = h_4 - h_3 \quad (IV.17)$$

La puissance (P_t) produite par la turbine est simplement le produit du débit massique total des gaz de combustion et du travail spécifique :

$$P_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times w_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times (h_4 - h_3) \quad (IV.18)$$

Le rendement isentropique ($\eta_{t, is}$) de la turbine mesure l'efficacité avec laquelle l'énergie est convertie en travail par rapport à un processus isentropique (réversible et adiabatique).

$$\eta_{t, is} = \frac{w_t}{w_{t, is}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad (IV.19)$$

La température à la sortie de la turbine (T_{4is}) peut être calculée à partir de la pression d'entrée (p_3) et de la pression de sortie (p_4) en utilisant la relation isentropique pour les gaz parfaits :

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV.20)$$

$$T_{4is} = T_3 \times \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV.21)$$

- T_{4is} : la température isentropique de sortie de la turbine à gaz.
- T_3 : La température à la sortie de chambre de combustion T_3 .
- $\frac{p_4}{p_3} = \frac{1}{\epsilon}$: avec ϵ c'est le taux de la détente.
- γ : Coefficient polytropique de gaz brûlé.

La puissance nette fournie par la turbine, on doit tenir compte de la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur.

$$P_{net} = P_t - P_c \quad (IV.22)$$

• Performances de la turbine à gaz :

a. Le travail massique du compresseur

$$W_c = C_p (T_2, T_1) \cdot (T_2 - T_1) \quad (IV.23)$$

b. La puissance du compresseur

$$P_c = W_c \cdot \dot{m}_a \quad (IV.24)$$

c. Le travail massique de la turbine

$$W_T = C_p (T_3, T_4) \cdot (T_3 - T_4) \quad (IV.25)$$

d. La puissance de la turbine

$$P_T = W_T \cdot (\dot{m}_c + \dot{m}_a) \quad (IV.26)$$

e. La puissance utile de la turbine à gaz

$$P_U = P_T - P_c \quad (IV.27)$$

g. Rendement thermique global de la machine

$$\eta_{THG} = \frac{P_U}{\eta \times P_C \text{ lx } \dot{m}_c} \quad (IV.29)$$

IV.A.2.Calcul thermodynamique avec les conditions ISO :

Données du constructeur Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit :[10]

- Température de l'air ambiant : $T_{amb} = 15^{\circ}\text{C} = 288,15 \text{ K}$
- Pression de l'air ambiant : $P_{atm} = 101,325 \text{ kPa} = 1,01325 \text{ bar}$
- Débit massique de l'air : $\dot{m}_a = 620 \text{ Kg/s}$ pour les 18 chambres et $\dot{m} = 34,4 \text{ Kg/s}$
- Débit massique de carburant : $\dot{m}_c = 15 \text{ Kg/s}$ pour les 18 chambres et $\dot{m}_c = 0,833 \text{ Kg/s}$
- Taux de compression du compresseur : $\varepsilon_c = 17$
- Rendement isentropique du compresseur : $\eta_c = 0,85 \text{ à } 0,90$ on apprend la valeur 0,87
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,97 \text{ à } 0,985$ on apprend la valeur 0,97
- Température sortie chambre de combustion : $T_3 = [1450-1600\text{K}]$
- Vitesse de rotation: $N = 3000 \text{ tr/min.}$
- Le taux de détente : 15,5
- Rendement isentropique de la turbine: $\eta_t = 0,88 \text{ à } 0,91$ on apprend la valeur 0,88
- Rendement thermique global de la machine donné par le constructeur : $\eta_g = 35\%$

IV.A.2.2. schéma de calculs :**Point01 : Conditions à l'entrée du compresseur****1. La température à l'entrée de compresseur T_1 :**

La température d'entrée de compresseur égale à la température atmosphérique

$$T_1 = T_{amb} = 288.15 \text{ k}$$

- T_{amb} : température de l'air atmosphérique.

2. La pression à l'entrée de compresseur P_1 :

$$P_1 = P_{atm} - \Delta p$$

- P_{atm} : la pression de l'air extérieur (pression atmosphérique).
- Δp : chute de pression dans le canal d'admission.

$$P_1 = 1,01325 - 0,005 \quad , \quad P_1 = 1,00825 \text{ bar}$$

Point	Pression (bar)	Température (k)
1	1,00825	288,15

Point02 : Détermination des grandeurs à la sortie du compresseur**1. La pression à la sortie de compresseur P_2 :**

La pression en sortie du compresseur est obtenue en fonction de la pression d'entrée et du taux de compression.

$$P_2 = P_1 \times \varepsilon$$

$$P_2 = 1,00825 \times 17 = \mathbf{17,1402 \text{ bar}}$$

P_1 : La pression à l'entrée de compresseur.

ε : Le taux de compression.

2. Température réelle de sortie du compresseur T_2 :**2.1 Calcul la Température isentropique de sortie du compresseur T_{2is} :**

La température de sortie en régime isentropique est calculée à partir de la relation (IV.10) :

$$T_{2is} = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- Avec une première estimation de $\gamma = 1,4$ on obtient :

$$T_{2is} = 288,15 \times (17)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \mathbf{647,4041 \text{ K}}$$

2.2 Détermination de la chaleur massique à T_{2is} :

Pour évaluer la chaleur massique de l'air à la température isentropique de sortie du compresseur ($T_{2is} = 647,4041 \text{ K}$), on utilise une loi empirique sous forme polynomiale, adaptée aux gaz réels dans la plage de température [300 K_1300K]. L'expression générale est : [11]

$$C_p(T) = u + bT + cT^2 + dT^3 \quad \text{(IV.30)}$$

- Avec les coefficients typiques spéciale pour l'air (en J/mol·K)

$$u : 28,11 \quad , \quad d : 1,967 \times 10^{-3} \quad , \quad c : 4,802 \times 10^{-6} \quad , \quad d : 1,966 \times 10^{-9}$$

$$C_{p(647,4041)} = 28,11 + (1,967 \times 10^{-3} \times 647,4041) + (4,802 \times 10^{-6} \times 647,4041^2) + (1,966 \times 10^{-9} \times 647,4041^3)$$

$$C_{p(647,4041)} = \mathbf{31,9295 \text{ J/mol.K}}$$

2.3 Calcul la masse molaire moyenne de l'air sec :

L'air sec est un mélange gazeux composé principalement d'azote, d'oxygène, d'argon et de traces d'autres gaz. La masse molaire moyenne de l'air sec est calculée à partir des fractions molaires et des masses molaires de ses constituants principaux, selon le tableau suivant :[12]

Le gaz	Volume (%)	Mass molaire (g/mol)
Azote N ₂	78,08	28,0134
Argon (Ar)	0,93	39,948
Oxygène O ₂	20,95	31,9988
Autres gaz (CO ₂ , néon, etc.)	0,04	Négligeable

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec

La masse molaire moyenne de l'air sec, M_a , est donnée par la formule suivant :

$$\sum_i X_i \times M_i \quad (\text{IV.30.a})$$

$$M_a = X_{N_2} \times M_{N_2} + X_{O_2} \times M_{O_2} + X_{U_{nr}} \times M_{U_{nr}} + X_{CO_2} \times M_{CO_2}$$

$$M_a = (0,7808 \times 28,0134) + (0,2095 \times 31,9988) + (0,0093 \times 39,948)$$

$$= 21,86 + 6,71 + 0,37 + 0,02 = 28,96 \text{ g/mol} = \mathbf{0,02896 \text{ kg/mol}}$$

Donc :

$$C_p(T_{2is}) = \frac{31,9295}{0,02896} = 1102,5379 \text{ J/kg.k} = \mathbf{1,1102 \text{ kJ/kg.k}}$$

- La chaleur massive à $T_1 = 288,15 \text{ K}$ (soit 15°C) est : $C_p(T_1) = 1,0057 \text{ kJ/kg.k}$ [13]

2.4 Détermination la chaleur massique moyenne entre les températures T_1 et T_{2is} :

La chaleur massive moyenne $C_p(T_1, T_{2is})$ entre les températures T_1 et T_{2is} est calculé par :

$$C_{p(T_1, T_{2is})} = \frac{C_p(T_{2is}) \times (T_{2is} - 273,15) - C_p(T_1) \times (T_1 - 273,15)}{(T_{2is} - T_1)}$$

$$= \frac{1,1102 \times (647,4041 - 273,15) - 1,0057 \times (288,15 - 273,15)}{(647,4041 - 288,15)}$$

$$C_{p(T_1, T_{2is})} = \mathbf{1,1145 \text{ kJ/kg.k}}$$

2.5 Calcul du Coefficient polytropique γ_a :

Le coefficient polytropique γ_a l'air est défini par :

$$\gamma_a = \frac{C_p(T_1, T_{2is})}{(C_p(T_1, T_{2is}) - r)} = \frac{1,1145}{(1,1145 - 0,287)} = \mathbf{1,3468}$$

- r : constant spécifique de Gaz et pour l'air $= 0,287 \text{ kJ/kg.k} = 287 \text{ J/kg.k}$

Le processus se répète avec la nouvelle valeur γ_a , jusqu'à convergence. Voici le tableau des itérations :

Itération	Γ	T_{2is}	$C_p(T_{2is})$	$C_p(T_{2is}, T_1)$	$\gamma_{nouveau}$
1	1,4	647,4041	1,1102	1,1145	1,3468
2	1,3468	597,6656	1,0849	1,0887	1,3579
3	1,3579	608,0320	1,0885	1,0892	1,3577
4	1,3577	607,8452	1,0884	1,0922	1,3564
5	1,3564	606,6307	1,0880	1,0918	1,3566
6	1,3566	606,8175	1,0880	1,0918	1,3566

Tableau(IV.A.2) : itération pour trouve T_{2is}

2.6 La température de la sortie du compresseur T_2 :

Connaissant le rendement isentropique $\eta_{isc}=0,87$, on utilise la relation énergétique :

$$\eta_{is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1}, \quad h_2 - h_1 = \eta_{is} c_p (h_{2is} - h_1)$$

Avec : $h_1 = C_{p(T_1)} \times (T_1 - 273,15) = 1,0057 \times (288,15 - 273,15) = 15,0855 \text{ kJ/kg}$

$$h_{2is} = C_{p(T_{2is})} \times (T_{2is} - 273,15) = 1,0880 \times (606,8175 - 273,15) = 363,0302 \text{ kJ/kg}$$

Alors $h_2 - h_1 = 0,87 \times (363,0302 - 15,0855)$, $h_2 = 302,7118 \text{ kJ/kg}$

On résout ensuite l'équation suivante pour déterminer T_2 :

$$h_2 = a(T_2 - T_0) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T_2^3 - T_0^3) + 4d(T_2^4 - T_0^4)$$

On trouve :

$$T_2 = 600,1 \text{ K}$$

point	Pression (bar)	Température(k)
2	17,1402	600.1

Point 03 : Détermination des paramètres à la sortie de la chambre de combustion

1. La pression à la sortie de chambre de combustion P_3 :

La pression en sortie de la chambre de combustion (P_3) est légèrement inférieure à celle en sortie de compresseur, en raison des pertes de charge estimées à environ (1 - 3)%. on prend 1%. Elle s'exprime par :

$$P_3 = P_2 \times 0,99 \quad p_3 = 17,1402 \times 0,99 \quad P_3 = 16,9687 \text{ bar}$$

2. Calcul la température à la sortie de chambre de combustion T_3 :

La température T_3 est déterminée à partir du bilan énergétique appliqué à la chambre de combustion :

$$\dot{m}a C_{p(T_2, T_1)} (T_2 - T_0) + \eta_{cc} \dot{m}c \times \text{PCI} = (\dot{m}a + \dot{m}c) \times C_{p(T_0, T_3)} (T_3 - T_0) \quad (\text{IV.13})$$

2.1 Propriétés du gaz naturel utilisé : (donnée de la centrale)

composants	% volumique	Concentration moléculaire (fraction)	Masse molaire M (kg / k mol)
Méthane (CH_4)	83,72	0,8372	16,04
Ethane (C_2H_6)	10,72	0,1072	30,07
Propane (C_3H_8)	2,16	0,0216	44,10
N-Butane (C_4H_{10})	0,41	0,0041	58,12
N- pentane (C_5H_{12})	0,04	0,0004	72,15
Hexanes (C_6H_{14})	0,01	0,0001	86,18
Dioxyde de carbones CO_2	1,86	0,0186	44,01
Azote Nitrogène (N_2)	1,08	0,0108	28,01

Tableau(IV.A.3) : les composants de gaz naturel

2.2 La masse molaire moyenne du combustible :

La masse molaire moyenne est calculée par (pour 1 mole) :

$$M_c = \sum x_i \times M_i = 19,079 \text{ kg/kmol}$$

- x_i : fraction molaire du composant i du gaz
- M_i : les masses molaires du composant i du gaz

2.3 Constante spécifique des gaz et spécifique du mélange :

La constante universelle des Gaz parfait $R = 8,314 \text{ kJ}/(\text{mol} \cdot \text{K}) = 8314 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$

La constante spécifique du mélange est alors :

$$r_c = \frac{R}{m_c} = \frac{8314}{19,079} \quad \text{alors } r_c = 435,7670 \text{ J/kg.k}$$

2.4 Pouvoir calorifique inférieur (PCI) du mélange :

$$\text{PCI}_c = \sum_i x_i \times \text{PCI}_i \quad (\text{IV.31})$$

- x_i : fraction molaire de chaque composant,
- PCI_i : PCI molaire de chaque composant (en MJ/mol).

Pour chaque composant, on calcule :

$$\text{PCI}_i (\text{MJ/mol}) = \text{PCI}_i \times M_i \quad (\text{IV.32})$$

avec M_i : la masse molaire de chaque composant.(kg/kmol)

Composant	PCI (MJ/kg)	Masse molaire M_i (kg/kmol)	PCI molaire (PCI (M_i))/1000	$X_i \times PCI_i$ (MJ/mol)
Méthane (CH ₄)	50,03	16,04	0,802	0,6717
Éthane (C ₂ H ₆)	47,79	30,07	1,437	0,1541
Propane (C ₃ H ₈)	46,36	44,10	2,044	0,0441
n-Butane (C ₄ H ₁₀)	45,75	58,12	2,658	0,0109
n-Pentane (C ₅ H ₁₂)	45,36	72,15	3,273	0,0013
n-Hexane (C ₆ H ₁₄)	44,75	86,18	3,855	0,0004
CO ₂	0	44,01	0	0
N ₂	0	28,01	0	0

Tableau(IV.A.4) : le pouvoir calorifique de chaque composant de gaz naturel

2.5 Convertir le PCI molaire du mélange en PCI pondérale (massique) :

Masse molaire du mélange combustible :

$$M_c = \sum_i X_i \cdot M_i$$

$$M_c = 19,079 \text{ g/mol}$$

$$\text{PCI massique du mélange combustible : } PCI_c = \frac{PCI_c (\text{Mj/mol})}{M_c (\text{kg/mol})} = \frac{0,8825}{0,019079} = 46,471 \text{ Mj/kg}$$

2.6 Chaleur spécifique des gaz de combustion :

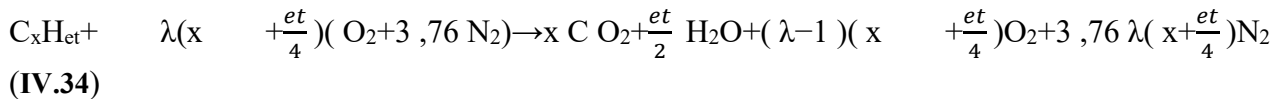
Les gaz de combustion sont des mélanges de plusieurs composants (N₂, O₂, CO₂, H₂O, etc.). Pour chaque composant, la capacité calorifique massique molaire (Cp) en J/mol·K) varie avec la température et est souvent modélisée par des polynômes NASA de la forme :[14]

$$\frac{c_{pi}(T)}{R} = a_1 + a_2 \times T + a_3 \times T^2 + a_4 \times T^3 + a_5 \times T^4 \quad (\text{IV.33})$$

- **cp(T)** : est en joules par mole-kelvin (J/mol·K),
- **R** : est la constante universelle des gaz parfaits, = 8,314 J/mol·K,
- **T** : est la température en kelvins,
- **a1 ,a2,a3,a4 et a5** : sont des coefficients spécifiques à chaque gaz et à une plage de température donnée.

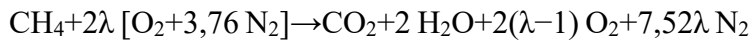
2.7 Les réactions chimiques des composants des gaz naturel :

Formule générale avec excès d'air λ :[21]



2.7.a. Réactions détaillées pour chaque composant :

a) Méthane (CH₄) :



b) Éthane (C₂H₆) :



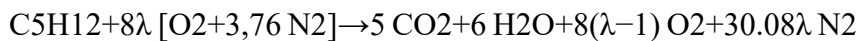
c) Propane (C₃H₈)



d) n-Butane (C₄H₁₀)



e) n-Pentane (C₅H₁₂)



f) n-Hexane (C₆H₁₄)



Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air λ qui est donné par le rapport suivant :

$$\lambda = \frac{r_r}{r_{st}} \quad (IV.35)$$

r_r : rapport massique d'air réel.

r_{st} : rapport massique stœchiométrique.

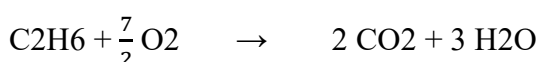
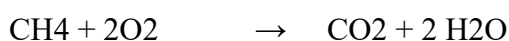
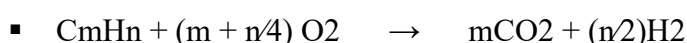
2.7.a . Détermination rapport massique stœchiométrique :

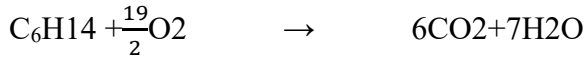
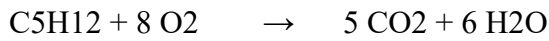
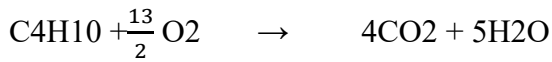
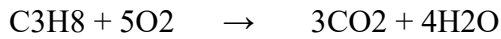
Elle est déterminée à partir des réactions des différents composants du combustible.

▪ Réaction chimique de la combustion :

La combustion provient de l'oxydation des différents composants du gaz naturel selon

Les réactions suivantes :





2.7.a. Détermination rapport massique stœchiométrique, :

La quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est : $n_i = (m + n/4) \cdot x_i$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$n_{(\text{O}_2)\min} = 2(0,8372) + 7/2 (0,1072) + 5(0,0216) + 13/2 \cdot (0,0041) + 8(0,0004) + \frac{19}{2}(0,0001)$$

$$n_{(\text{O}_2)\min} = \mathbf{2.1884 \text{ mole}}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc : $m(\text{O}_2)_{\min} = n_{(\text{O}_2)\min} \times M_{\text{O}_2} = 2.1884 \cdot 32$

$$m(\text{O}_2)_{\min} = \mathbf{70,0288\text{g}}$$

Comme l'air est composé de l'oxygène et de l'azote avec les proportions suivant : [12]

Le gaz	Volume (%)	Mass (%)
Azote N ₂	78,08	75,5
Argon (Ar)	0,93	1,3
Oxygène O ₂	20,95	23,1
Autres gaz (CO ₂ , néon, etc.)	0,04	Négligeable

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec

Alors la masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m_{(\text{air})\min} = \frac{m(\text{O}_2)_{\min}}{0,231} = \frac{70,0288}{0,231} = 303,154 \text{ g}$$

Sachant que la masse molaire moyenne du combustible est $M_c = 19,079 \text{ g/mol}$, le rapport massique stœchiométrique (air/combustible) est donné par :

$$r_{\text{st}} = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}} = \frac{303,154}{19,079} = 15,889$$

2.7. b . rapport massique réel :

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor 3000 tr/min est : $\dot{m}_a = 620 \text{ Kg/s}$

Débit massique du gaz combustible : $\dot{m}_c = 15 \text{ Kg/s}$

Le rapport réel des débits massiques est :

$$m_{\text{ar}} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{620}{15} = 41,333$$

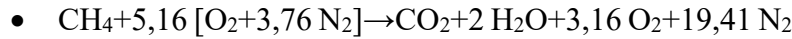
Calcul d'excès d'air λ :

Le coefficient d'excès d'air : $\lambda = \frac{r,r}{r,st} = \frac{41,333}{15,954} = 2,580$

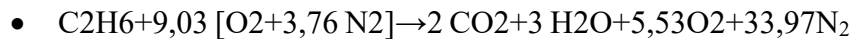
En revient à Réactions chimique pour chaque composant :

2.7 .Calcul des termes pour chaque composant :

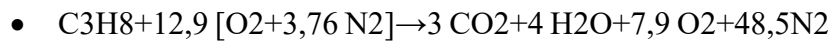
a) Méthane (CH_4) :



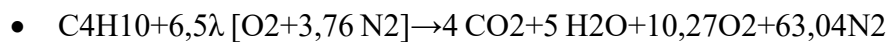
b) Éthane (C_2H_6) :



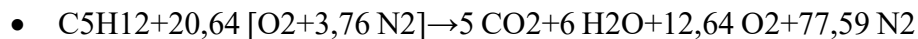
c) Propane (C_3H_8)



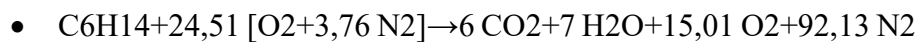
d) n-Butane (C_4H_{10})



e) n-Pentane (C_5H_{12})



f) n-Hexane (C_6H_{14})



2.8. Calcule la contribution de chaque composant aux gaz brûlés (en mole par mole de gaz naturel brûlé).

Composant	Fraction molaire X_i	CO_2 (mol/mol gaz brûlé)	H_2O (mol/mol gaz brûlé)	O_2 (mol/mol gaz brûlé)	N_2 (mol/mol gaz brûlé)
Méthane(CH_4)	0,8372	$0,8372 \times 1 = 0,8372$	$0,8372 \times 2 = 1,6744$	$0,8372 \times 3,16 = 2,645$	$0,8372 \times 19,41 = 16,24$
Éthane(C_2H_6)	0,1072	$0,1072 \times 2 = 0,2144$	$0,1072 \times 3 = 0,3216$	$0,1072 \times 5,53 = 0,593$	$0,1072 \times 33,97 = 3,64$
Propane(C_3H_8)	0,0216	$0,0216 \times 3 = 0,0648$	$0,0216 \times 4 = 0,0864$	$0,0216 \times 7,9 = 0,171$	$0,0216 \times 48,5 = 1,05$
n-Butane(C_4H_{10})	0,0041	$0,0041 \times 4 = 0,0164$	$0,0041 \times 5 = 0,0205$	$0,0041 \times 10,27 = 0,042$	$0,0041 \times 63,04 = 0,26$
n-pentane(C_5H_{12})	0,0004	$0,0004 \times 5 = 0,0020$	$0,0004 \times 6 = 0,0024$	$0,0004 \times 12,64 = 0,0051$	$0,0004 \times 77,59 = 0,031$
Hexane(C_6H_{12})	0,0001	$0,0001 \times 6 = 0,0006$	$0,0001 \times 7 = 0,0007$	$0,0001 \times 15,01 = 0,0015$	$0,0001 \times 92,13 = 0,0092$
Somme	1	1,1354	2,1059	3,4576	21,23

Tableau(IV.A.5): Contribution molaire des composants aux gaz brûlés par mole de gaz naturel brûlé

- Calcul de la somme totale :

$$\text{Total}=1,1354+2,1059+3,4576+21,23=27,929 ,$$

2.9. Composition molaire des gaz brûlés du gaz naturel (avec $\lambda=2,58$) :

GAZ brûlés	Fraction molaire	Masse molaire (g/mol)
CO ₂	0,0407	44,1
H ₂ O	0,0754	18,015
O ₂	0,1238	32
N ₂	0,7601	28,01

Tableau(IV.A.6) : composition molaire de gaz des gaz brûlés

La chaleur spécifique Cp(T) : Maintenant on prendre une valeur initiale pour calculer le T3 avec le même formule de NAZA et on choisir coefficients **a,b,c,d,e** soulent la plage nécessaire(haute ou bien base température) :pour T3=1973,15k

$$\frac{Cp(T)}{R} = a + b \times T + c \times T^2 + d \times T^3 + e \times T^4$$

Gaz	a (j/mol.k)	b(j/mol.k)	c (j/mol.k)	d (j/mol.k)	e(j/mol.k)
N ₂	2,210371	1,5x10 ⁻³	-4,302349 x10 ⁻⁷	5,947 x10 ⁻¹¹	-3,735 x10 ⁻¹⁵
O ₂	3,282537	1,483087 x10 ⁻³	-7,579667 x10 ⁻⁷	2,094706 x10 ⁻¹⁰	-2,167177 x10 ⁻¹⁴
H ₂ o	3,092887	5,484297 x10 ⁻³	1,847318 x10 ⁻⁶	-9,138638 x10 ⁻¹⁰	1,21353 x10 ⁻¹³
CO ₂	3.857460	4.414370x10 ⁻³	-2.214814x10 ⁻⁶	5.234901x10 ⁻¹⁰	4.720841x10 ⁻¹⁴

Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15]

- Exemple détaillé pour O₂ :

$$CP(O_2)=3,282537 + (1,483087 \times 10^{-3} \times 1973,15) + (-7,579667 \times 10^{-7} \times 1973,15^2) + (2,094706 \times 10^{-10} \times 1973,15^3) + (-2,167177 \times 10^{-14} \times 1973,15^4) = 4,5385 \times 8,314 = \mathbf{37,7330 \text{ j/mol.k}}$$

Convertir en chaleur spécifique de(j/mol.k)au(kj/kg.k) :

$$C_{pi} = \frac{C_{pi}}{M_i} \quad (\text{IV.36})$$

Avec **M_i** : la masse molaire (g/mol)

Gaz	Cp(j/mol.k)	Cp (kj/kg.k)
N ₂	32,3846	1,1561

O ₂	38,7449	1,2107
H ₂ O	51,48	2,63
CO ₂	66,2301	1,5018

Tableau(IV.A.8) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k)

Calculer la fraction massique :

La fraction massique w_i représente la part de la masse d'un gaz i dans un mélange. Elle est calculée à partir de la fraction molaire et de la masse molaire de chaque gaz :

$$w_i = \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i} \quad (\text{IV.37})$$

$$\sum x_i \times M_i = 0,0407 \times 44,1 + 0,0754 \times 18,015 + 0,1238 \times 32 + 0,7601 \times 28,01 = 28,40 \text{ g/mol}$$

Calcul de la masse molaire moyenne :

Gaz	$= \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$
N ₂	0,752
O ₂	0,139
H ₂ O	0,055
CO ₂	0,063

Tableau (IV.A.9) : représente la fraction molaire de chaque composant

Calculer la chaleur spécifique du gaz brûlée :

$$C_{p(\text{gaz brûlée})} = \sum w_i \times C_{p_i}$$

$$C_p(T) = 1,1561 \times 0,752 + 1,2107 \times 0,139 + 2,63 \times 0,055 + 0,063 \times 1,5018 = 1,2769 \text{ kJ/kg.k}$$

Donc on peut calculer le T₃ :

$$T_3 = T_0 + \frac{\dot{m}_a \cdot C_p(T_2, T_1) \cdot (T_2 - T_0) + \eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot P_{CI}}{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_p(T_3, T_0)} \quad (\text{IV.38})$$

$$= 273,15 + \frac{620 \times 1,0912 \times (600,1 - 273,15) + 0,98 \times 15 \times 46471}{(620 + 15) \times 1,2769} = T_3 = 1403,4492 \text{ K}$$

L'itération est poursuivie jusqu'à atteindre une précision de 0,001 K entre deux valeurs successives de T₃

Voici le tableau des itérations :

Itérations	Température T ₃ (K)	Capacité calorifique C _p (kJ/kg·K)	Calcul de T ₃
0 (initiale)	1973,15	1,2769	1403,4492
1	1403,4492	1,1634	1512,2565
2	1512,2565	1,1851	1489,8423
3	1489,8423	1,1762	1498,9352

4	1498,9352	1.1829	1492,0773
5	1492,0773	1.1820	1492,9939
6	1492,9939	1.1821	1492,8380
7	1492,8380	1,1821	1492,8380

Tableau(IV.A.10) : les itérations pour réussir le T3

Alors le $T_3=1454,88\text{k}$

Point	Pression (bar)	Température (K)
3	16,9687	1492,8380

Point04: Détermination des paramètres à la sortie de la turbine

1. Pression des gaz à la sortie de la turbine P_4 :

$$\varepsilon: \frac{P_3}{P_4} = 15,5 \text{ alors } P_4 = \frac{P_3}{\varepsilon} = \frac{16,9687}{15,5} = 1,0947\text{bar}$$

2. La température de la sortie du turbine T_4 :

2.1 Température isentropique de sortie du compresseur T_{4is} :

La température de sortie en régime isentropique est calculée à partir de la relation(IV.21) on :

$$T_{4is} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma g - 1}{\gamma g}}$$

Avec une première estimation de $\gamma = 1,4$ on obtient :

$$T_{4is} = 1492,8380 \times \left(\frac{1}{15,5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 682,2097 \text{ k}$$

2.2. Détermination de la chaleur massique à T_{4is} :

Dans le cadre de ce calcul, la capacité calorifique massique des est exprimée par la loi empirique suivante, valable pour la plage de température comprise entre 300 K et 1000 K :

$$\frac{C_p(T)}{R} = a + b T + c T^2 + d T^3 + e T^4$$

où les coefficients a, b, c, d et e varient selon le type de gaz et la température considérée en (unités en $\text{J/mol} \cdot \text{K}$).[15]

gaz	A	b	c	D	e
CO2	2.35677352	$8.98459677 \times 10^{-3}$	$-7.12356269 \times 10^{-6}$	$2.45919022 \times 10^{-9}$	$-1.43699548 \times 10^{-13}$
H2O	4.19864056	$-2.03643410 \times 10^{-3}$	$6.52040211 \times 10^{-6}$	$-5.48797062 \times 10^{-9}$	
O2	3.78245636	$-2.99673416 \times 10^{-3}$	$9.84730201 \times 10^{-6}$	$-9.68129509 \times 10^{-9}$	$3.24372837 \times 10^{-12}$
N2	3.53100528	-1.23660987	-5.02999433	$2.43530612 \times 10^{-9}$	-

		$\times 10^{-4}$	$\times 10^{-7}$		$1.40881235 \times 10^{-12}$
--	--	------------------	------------------	--	------------------------------

Tableau(IV.A.11) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15]

▪ **Exemple détaillé pour CO₂ :**

$$CP(CO_2) = 2.35677352 + ((8.98459677 \times 10^{-3}) \times 682,2097) + ((-7.12356269 \times 10^{-6}) \times 682,2097^2) + ((2.45919022 \times 10^{-9}) \times 682,2097^3) + ((-1.43699548 \times 10^{-13}) \times 682,2097^4) = 7,0187 \times 8,314 = 58,3334 \text{ j/mol.k}$$

2..3.Convertir en chaleur spécifique de (j/mol.k) au (kj/kg.k) :

$$C_{pi} = \frac{C_{pi}}{M_i} \quad (IV.36)$$

Avec **M_i** : la masse molaire (g/mol) .

Gaz	Cp(j/mol.k)	Cp (kj/kg.k)
CO2	49,2222	1,1161
O ₂	32,8386	1,0262
H ₂ O	34,20	1,912
N ₂	30,5971	1,1161

Tableau(IV.A.12) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k)

2.4. Calculer la fraction massique :

$$w_i = \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i} \quad (IV.37)$$

▪ **Calcul de la masse molaire moyenne :**

$$\sum x_i \times M_i = 0,0407 \times 44,1 + 0,0754 \times 18,015 + 0,1238 \times 32 + 0,7601 \times 28,01 = 28,40 \text{ g/mol}$$

Gaz	$= \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$
N ₂	0,752
O ₂	0,139
H ₂ O	0,055
CO ₂	0,063

Tableau (IV.A.13) : représente la fraction molaire de chaque composant

2.5. Calculer la chaleur spécifique du gaz brûlée :

Les gaz brûlés, la capacité calorifique massique est obtenue par la somme pondérée des capacités spécifiques de chaque composant :

$$C_{p(\text{gaz brûlée})} = \sum w_i \times C_{pi} \quad (IV.38)$$

$$C_p(T) = 1,1161 \times 0,063 + 1,0262 \times 0,139 + 1,912 \times 0,055 + 0,752 \times 1,0923 = 1,1395 \text{ kJ/kg.k}$$

$$C_p(T_{4is}) = 1,1395 \text{ kJ/kg.k}$$

- La chaleur massique à $T_3 = 1492,8380 \text{ K}$ est : $C_p(T_3) = 1,1821 \text{ kJ/kg.k}$

2.6. Détermination la chaleur massique moyenne entre les températures T_3 et T_{4is} :

$$C_{p(T_3, T_{4is})} = \frac{C_p(T_3) \cdot (T_3 - 273,15) - C_p(T_{4is}) \cdot (T_{4is} - 273,15)}{(T_3 - T_{4is})} = \frac{1,1821 \cdot (1492,8380 - 273,15) - 1,1395 \cdot (682,2097 - 273,15)}{(1492,8380 - 682,2097)}$$

$$C_{p(T_3, T_{4is})} = 1,2035 \text{ kJ/kg.k}$$

Composition molaire des gaz brûlés du gaz naturel (avec $\lambda = 2,58$) :

GAZ brûlés	Fraction molaire	Masse molaire(g/mol)
Co ₂	0,0407	44,1
H ₂ O	0,0754	18,015
O ₂	0,1238	32
N ₂	0,7601	28,01

Tableau(IV.A.6) : composition molaire des gaz brûlés

- La masse molaire moyenne est donnée par :

$$M_g = \sum x_i \cdot M_i = 28,85 \text{ g/mol} = 0,02885 \text{ kg/mol}$$

2.7. Détermination de la constant spécifique de Gaz r :

constante universelle des Gaz parfait $R = 8,314 \text{ J/(mol} \cdot \text{K)} = 8314 \text{ J/(kmol} \cdot \text{K)}$

$$r_g = \frac{R}{M_g} = \frac{8,314}{0,02885} \quad \text{alors } r_g = 288,180 \text{ J/kg.k} = 0,28818 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\gamma_g = \frac{C_p(T_3, T_{4is})}{(C_p(T_3, T_{4is}) - r)} = \frac{1,2035}{(1,2035 - 0,2881)} = 1,3147$$

Le processus se répète avec la nouvelle valeur γ_a , jusqu'à convergence. Voici le tableau des itérations :

Itération	Γ	$T_{4is} \text{ (K)}$	$C_{p(T_{4is})} \text{ (kJ/kg.k)}$	$C_{p(T_{4is}, T_3)} \text{ (kJ/kg.k)}$	γ_{nouveau}
1	1,4	682,2097	1,1395	1,2035	1,3147
2	1,3147	774,6093	1,1620	1,1961	1,3172
3	1,3172	771,5504	1,1625	1,1956	1,3174
4	1,3174	771,3067	1,1625	1,1956	1,3174

Tableau(IV.A.14) : les itérations pour réussir le T3

2.8. La température de la sortie du turbine T_4 :

Connaissant le rendement isentropique $\eta_{isc}=0,88$, on utilise la relation énergétique :

$$\eta_{it} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad , \quad h_3 - h_4 = \eta_{isc} \cdot (h_3 - h_{4is}) \quad (\text{IV.39})$$

$$\text{Avec : } h_3 = C_{p(T3)} \cdot (T_3 - 273,15) = 1,1821 \cdot (1492,8380 - 273,15) = 1441,7931 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4is} = C_{p(T4is)} \cdot (T_{4is} - 273,15) = 1,1625 \cdot (771,3067 - 273,15) = 579,1071 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Alors } h_3 - h_4 = 0,88 \cdot (1441,7931 - 579,1071) \quad , \quad h_4 = 682,6295 \text{ kJ/kg}$$

On résout ensuite l'équation suivante pour déterminer T_2 :

$$H_4 = C_p(T_4) \cdot (T_4 - 273,15) \quad (\text{IV.40})$$

En procédant par itérations ou interpolation numérique, on trouve : avec

$$T_4 = 891,6 \text{ K}$$

Point	Pression (bar)	Température (K)
4	1,0947	891,6

IV.A.2. Calcule Performances de la turbine à gaz :

a. Le travail massique du compresseur :

$$W_c = C_{p(T2,T1)} \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.41})$$

$$W_c = 340,58701 \text{ kJ/kg}$$

b. La puissance du compresseur :

$$P_c = W_c \cdot \dot{m}_a \quad (\text{IV.42})$$

$$P_c = 211163,9462 \text{ kW}$$

c. Le travail massique de la turbine

$$W_T = C_{p(T3,T4)} \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{IV.43})$$

$$W_T = 719,9223 \text{ kJ/kg}$$

d. La puissance de la turbine

$$P_T = W_T \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \quad (\text{IV.44})$$

$$P_T = 457150,6605 \text{ kW}$$

e. La puissance utile de la turbine à gaz :

$$P_U = P_T - P_c \quad (\text{IV.45})$$

$$P_U = 245986,7143 \text{ kw}$$

f. Le rendement global de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{p_u}{p_{th}} = 0,36 = 36\% \quad (\text{IV.46})$$

Sachant que P_{th} c'est la puissance thermique de la turbine à gaz :

$$P_{th} = PCI \times \eta_{cc} \times \dot{m}c \quad (\text{IV.47})$$

$$P_{th} = 676153,05 \text{ kw}$$

Consommation spécifique ;

$$CSP = \frac{\dot{m}c}{P_{th}} \quad (\text{IV.48})$$

$$CSP = 0.2195 \text{ kg/kwh}$$

IV.A.3.Conclusion :

En conclusion, ce chapitre a permis de détailler les principes fondamentaux du cycle de Brayton, base du fonctionnement des turbines à gaz, ainsi que les différences entre le cycle idéal et le cycle réel en tenant compte des pertes et rendements. Les méthodes de calcul énergétique, incluant la détermination des températures, des pressions et des capacités calorifiques, ont été présentées de manière rigoureuse. L'étude a également mis en évidence l'importance des paramètres thermodynamiques et des propriétés du gaz pour optimiser les performances de la turbine. Ces analyses constituent un socle essentiel pour comprendre et améliorer l'efficacité des systèmes à turbine à gaz dans les applications industrielles et énergétiques.

Partie B : Les essais de performance :**IV.B.1. Introduction :**

Les essais de performance sur le terrain constituent une étape essentielle dans l'évaluation et la validation des équipements industriels, notamment dans le domaine des turbines à gaz, moteurs thermiques ou systèmes énergétiques. Ces essais permettent de mesurer les paramètres réels de fonctionnement dans des conditions opérationnelles proches de la réalité, afin de vérifier la conformité aux spécifications techniques, d'optimiser le rendement, et de détecter d'éventuelles anomalies. Contrairement aux tests en laboratoire, les essais sur site prennent en compte les influences environnementales et les contraintes pratiques, offrant ainsi une vision complète et fiable des performances. Cette démarche est indispensable pour garantir la sécurité, la fiabilité et l'efficacité énergétique des installations. [16]

IV.B.2. Les essais de performance :

Les essais de performance des groupes de production d'énergie électrique sont effectués dans les cas suivant:

- Conclure un contrat d'acquisition.
- Vérifier périodiquement l'évolution des performances du groupe de production dans le cadre de la maintenance conditionnelle.
- Rénovation d'un groupe de production.

Les garanties pour lesquelles les essais de performance doivent se conformer sont :

1. Test de puissance électrique.
2. Test de la consommation spécifique au combustible.
3. Emissions sonores.
4. Emissions atmosphériques (gaz d'échappement).

IV.B.3.L'objectif des essais de performance :

L'objectif des essais est de vérifier les performances des Machines après réception et ce conformément aux engagements du constructeur Principalement

❖ La puissance électriques, et ce par la mesure de :

1. Puissance active et réactive.
2. Energie active et réactive.
3. Facteur de puissance.
4. Fréquence électrique.

5. Tensions électrique.
6. Courant électrique.

❖ Consommation spécifique. Et ce par la mesure de :

1. Température
2. Pression
3. Humidité relative
4. Débit du fluide combustible
5. Composition du combustible

❖ Emissions sonores

1. Mesure du niveau sonore au niveau des principales sources de bruit

❖ Emissions atmosphériques (gaz d'échappement) principalement :

2. NOX
3. CO [7]

IV.B.4. Conditions de référence de la garantie : Les conditions de référence sont celles du contrat de garantie pour la centrale de Boufarik-2 indiquées au Tableau(): Conditions de référence de la garantie Paramètre Procédure des essais mensuels de puissance et de la consommation spécifique.[7]

Paramètre	Base
Température ambiante (°C)	15
Humidité relative (%)	60
Pression atmosphérique (bar)	1.013
Facteur de puissances	0.85
Perte de pression à l'admission mmH ₂ O	74.93
Perte de pression à l'échappement mmH ₂ O	139.70
Température de gaz limite contractuelle (°C)	62
Chute de pression d'admission (In-H ₂ O)	2.95
Chute de pression d'échappement de base aux conditions ISO (In-H ₂ O)	5.5
Fréquence (Hz)	50

IV.B.5. Instruments utilisés :

Pour réaliser les essais de puissance et de CSP mensuels les instruments fixes de la centrale, sont utilisés, ces derniers sont étalonnés périodiquement conformément au tableau [7]

Grandeurs mesurées	Appareil /instrument	Observation
Energie électrique	Compteurs d'énergie électrique	/
Humidité relative	Transmetteur d'humidité de la centrale	/

Pression barométrique	Transmetteur de pression atmosphérique de la centrale	/
Débit de gaz	Débitmètre CORIOLIS	Le débitmètre Coriolis utilise suite au défaut de communication de débitmètre a diaphragme (manchette)
Température ambiante	Transmetteur de température de la centrale	/

IV.B.6.Préparatifs des essais :

Les essais mensuels de la puissance et de la consommation spécifiques nécessitent des préparations minutieuses, ils doivent être organisés et menés avec soin afin d'obtenir des résultats les plus exacts possible, le responsable des essais doit s'assurer que :

- 5) L'essai sera réalisé sur un groupe TG propre et en bon état de fonctionnement.
- 6) Identifier les rôles des participants au processus de l'essai.
- 7) S'assurer de l'étalonnage des instruments employés pour les essais.
- 8) Utilisation des moyens de communication adéquats et bien synchronisé pour l'essai.
- 9) L'essai est réaliser conformément un calendrier annuel arrêté la date prévue et confirmer après accord de la RPN.
- 10) Un message est envoyé à la RPN pour confirmation de la date et l'heure de réalisation de l'essai.
- 11) Une réponse de confirmation par message doit être parvenue de la RPN.[7]

IV.B.7. Les Caractéristiques du gaz naturel :

Calcul des caractéristiques des composants du gaz naturel à partir de l'ISO 6976 AGA NX 19 (American Gas Association) AGA 8

a. La masse molaire :

X_i : fraction molaire du constituant i du gaz (analyse chromatographique)

M_i : masse molaire du constituant i du gaz

$$M = \sum_{i=1}^n X_i \cdot M_i \quad ()$$

b. Détermination du débit de gaz :

$$WG = 3600 \times \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \times \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

ε : Facteur d'expansion en amont

Δp : Pression différentielle

β : Rapport des diamètres de l'orifice sur le diamètre de la conduite (d/D)

C: Coefficient de décharge.

WG: Débit massique du combustible gazeux (kg/h)

ρ_1 : Masse volumique.

A défaut de détermination de débit par le débitmètre à diaphragme (orifice), la mesure de débit sera réalisée par le débitmètre Coriolis

La consommation spécifique : $CSP = \frac{HC}{P}$ et $Hc = W_G \cdot PCI$

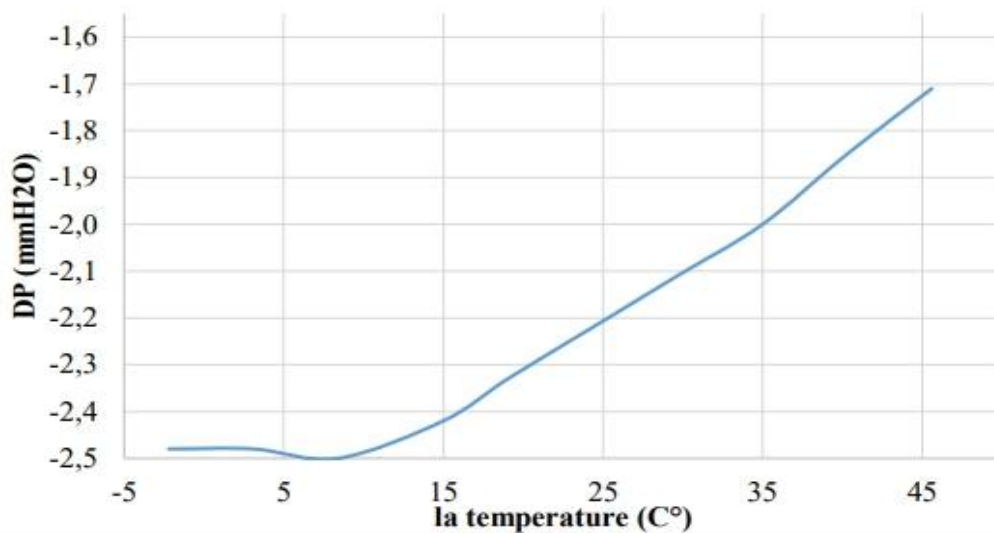
Avec : Hc : taux de chaleur.

PCI : pouvoir calorifique inférieur.

P : puissance

IV.B.8. Les courbes des corrections : [7] (ce sont des courbes de corrections utilisant dans le centrale pour corriger les résultats des essais)

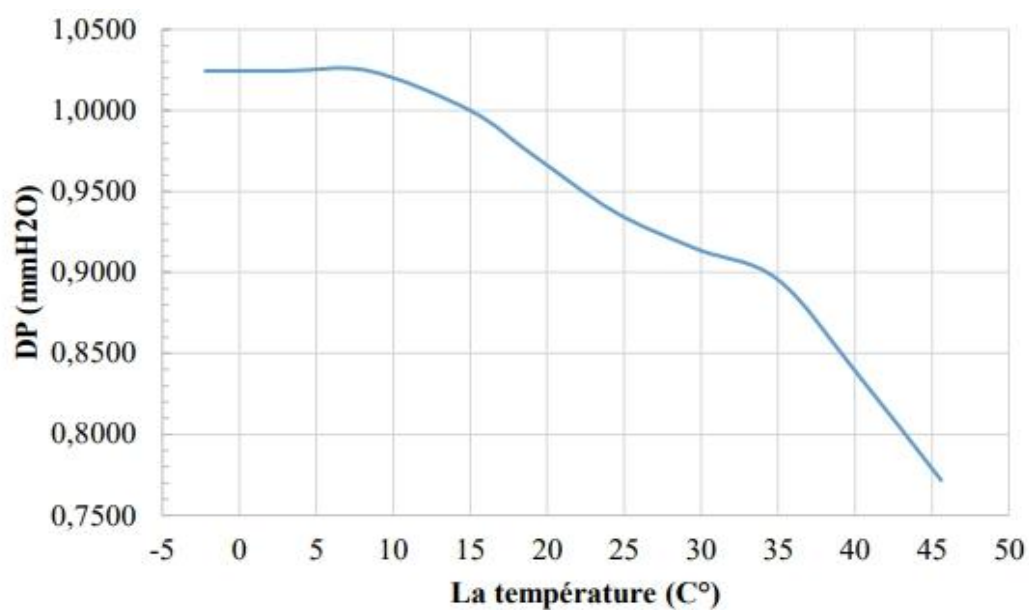
a. Effet de la température Intel du compresseur sur la pression d'échappement des cycles simples :



La température Intel du compresseur	Exhaust Dp (mmH ₂ O)
-2,20	-2,43
3,11	-2,43
8,42	-2,45
15,00	-2,37
19,04	-2,28
24,36	-2,17
29,67	-2,06
35,00	-1,95

40,29	-1,80
45,60	-1,66

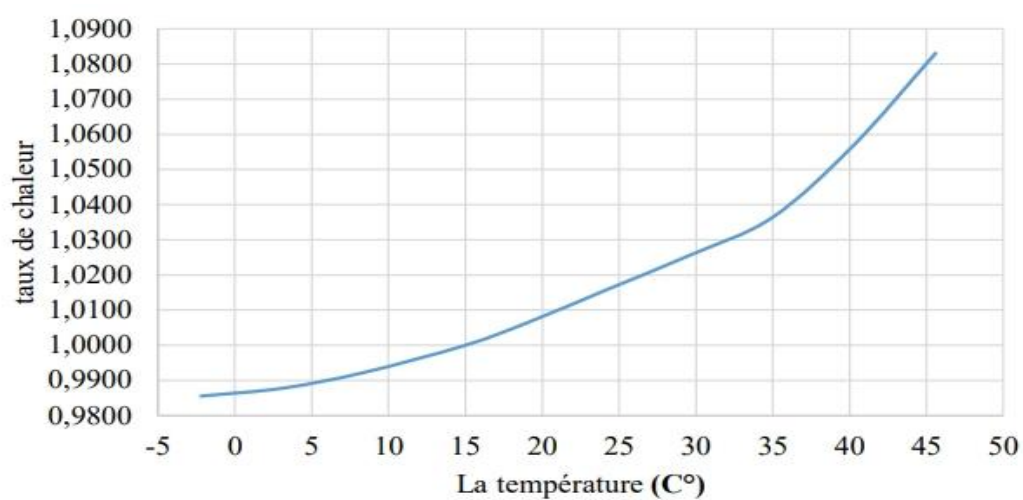
b. Effet de la température Intel du compresseur sur la sortie :



La température Intel du compresseur	L'échappement Dp(mmH2O)
-2,20	1,02446
3,11	1,02446
8,42	1,02446
15,00	1,00000
19,04	0,97275
24,36	0,93756
29,67	0,91465
35,00	0,89550
40,29	0,83575

45,60	0,77164
-------	---------

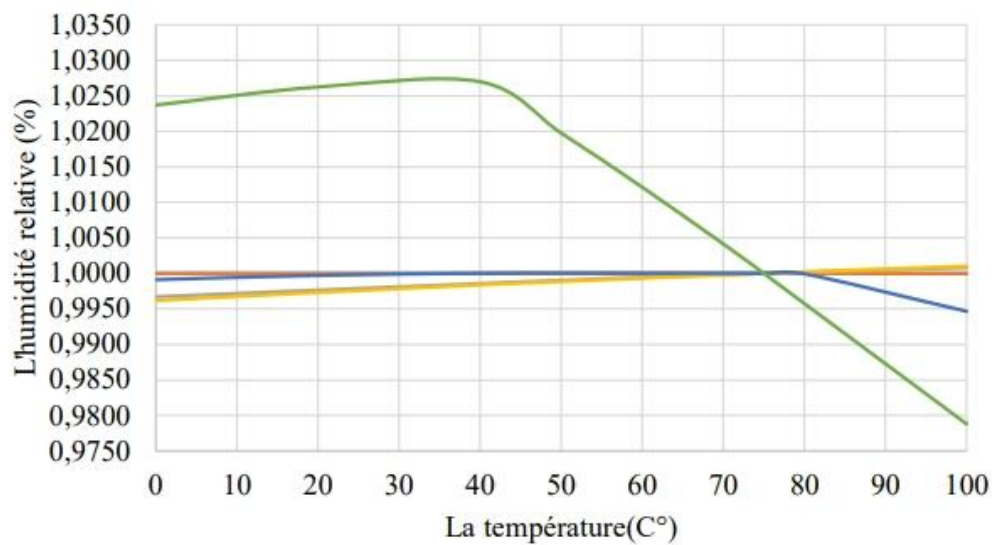
c. Effet de la température d'entrée du compresseur sur le taux de chaleur :



La température Intel du compresseur	Rapport de taux de chaleur
-2,20	0,98555
3,11	0,98779
8,42	0,99228
15,00	1,00000
19,04	1,00644
24,36	1,01609
29,67	1,02571
35,00	1,03641

40,29	1,05699
45,60	1,08307

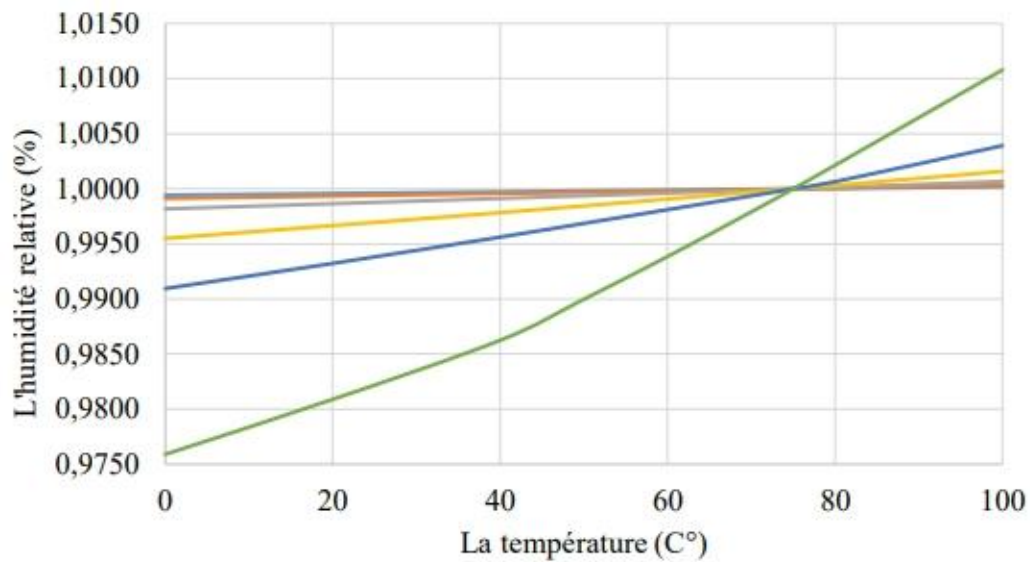
d. Effet de l'humidité relative sur la sortie à différentes températures d'entrée du compresseur :



L' humidité relative - %	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	0	1,00000	1,00000	0,99670	0,99619	0,99912	1,02371
	20	1,00000	1,00000	0,99764	0,99733	0,99972	1,02625
	40	1,00000	1,00000	0,99856	0,99839	1,00002	1,02699
	50	1,00000	1,00000	0,99902	0,99887	1,00005	1,01976
	60	1,00000	1,00000	0,99946	0,99934	1,00004	1,01214
	70	1,00000	1,00000	0,99983	0,99978	1,00003	1,00414
	75	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000

	80	1,00000	1,00000	1,00017	1,00021	0,99994	0,99575
	100	1,00000	1,00000	1,00082	1,00101	0,99466	0,97880

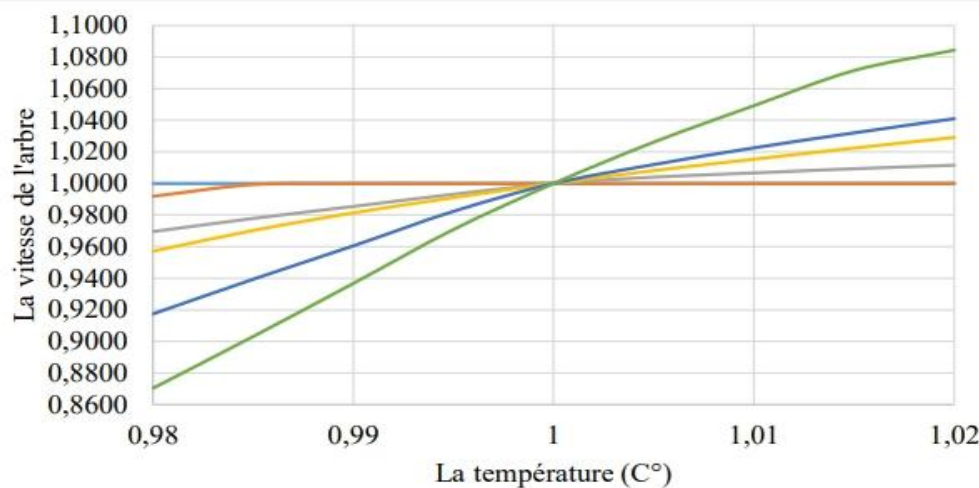
e- effet de l'humidité relative sur le taux de chaleur a différentes températures d'entrée du compresseur :



L' humidité relative - %	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	0	0,99943	0,99913	0,99818	0,99550	0,99095	0,97590
	20	0,99958	0,99935	0,99865	0,99666	0,99323	0,98089
	40	0,99973	0,99958	0,99913	0,99784	0,99562	0,98625
	50	0,99981	0,99969	0,99937	0,99845	0,99686	0,98998
	60	0,99988	0,99981	0,99961	0,99907	0,99811	0,99386
	70	0,99996	0,99994	0,99987	0,99969	0,99936	0,99791

	75	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	80	1,00004	1,00006	1,00013	1,00031	1,00065	1,00214
	100	1,00019	1,00032	1,00067	1,00159	1,00392	1,01080

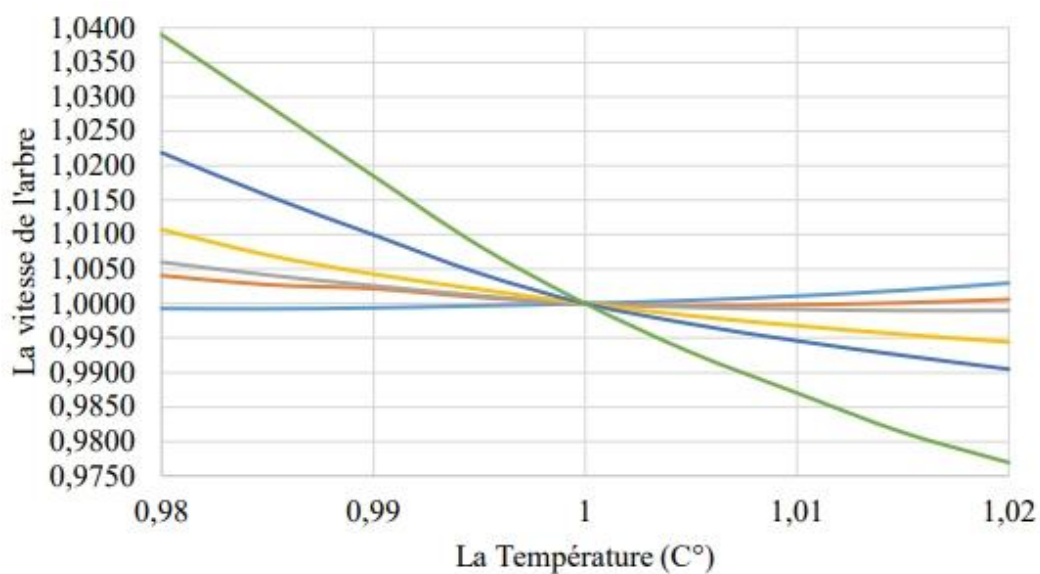
f.Effet de la vitesse de l'arbre sur la sortie à différentes températures d'entrée du compresseur :



La vitesse de l' arbre	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	0,980	1,00000	0,99187	0,96953	0,95711	0,91744	0,87040
	0,985	1,00000	0,99930	0,97787	0,97025	0,93938	0,90314
	0,990	1,00000	1,00000	0,98546	0,98138	0,96052	0,93674
	0,995	1,00000	1,00000	0,99317	0,99103	0,98235	0,97086
	1,000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	1,005	1,00000	1,00000	1,00402	1,00816	1,01198	1,02616
	1,010	1,00000	1,00000	1,00667	1,01536	1,02254	1,04926

	1,015	1,00000	1,00000	1,00934	1,02242	1,03204	1,07148
	1,020	1,00000	1,00000	1,01157	1,02914	1,04100	1,08438

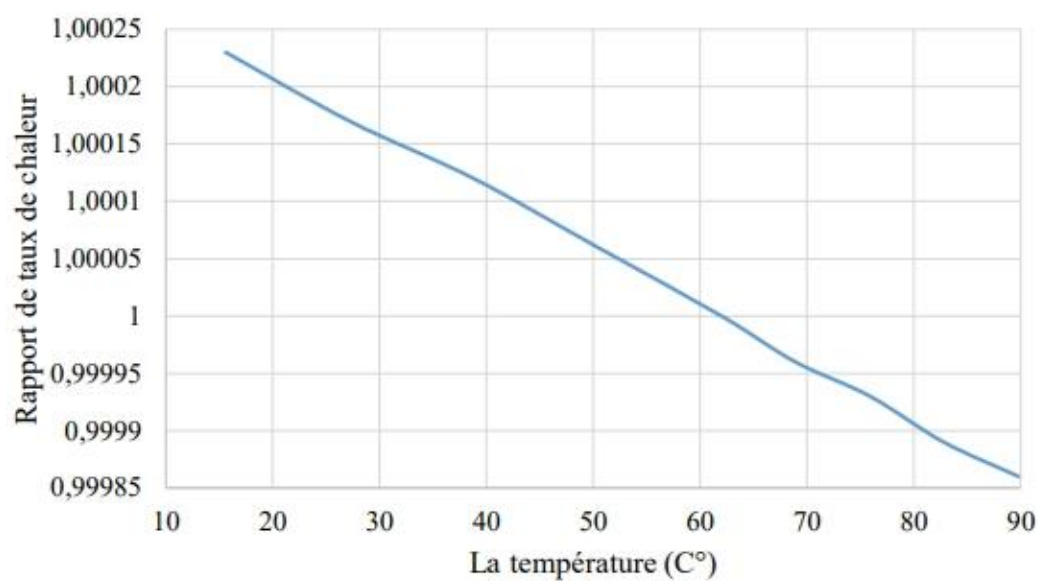
g. effet de la vitesse de l'arbre sur le taux de chaleur a différentes températures d'entrée du compresseur :



La vitesse de l' arbre	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	0,980	0,99928	1,00406	1,00600	1,01071	1,02187	1,03898
	0,985	0,99923	1,00273	1,00414	1,00703	1,01565	1,02876
	0,990	0,99938	1,00216	1,00258	1,00427	1,00996	1,01849
	0,995	0,99967	1,00090	1,00115	1,00205	1,00438	1,00836
	1,000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000

	1,005	1,00046	0,99969	0,99944	0,99822	0,99703	0,99291
	1,010	1,00109	0,99982	0,99916	0,99679	0,99459	0,98703
	1,015	1,00191	1,00011	0,99897	0,99552	0,99247	0,98131
	1,020	1,00296	1,00059	0,99897	0,99442	0,99048	0,97694

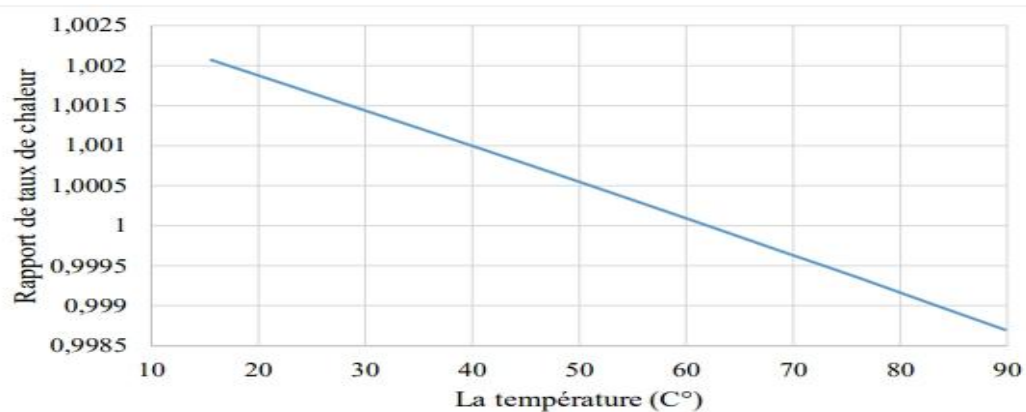
h. effet de la température du combustible sur la puissance :



Température Intel du compresseur	Rapport de taux de chaleur
15,60	1,00023
27,20	1,00017
38,80	1,00012
50,40	1,00006

62,00	1,00000
68,90	0,99996
75,90	0,99993
82,80	0,99989
89,80	0,99986

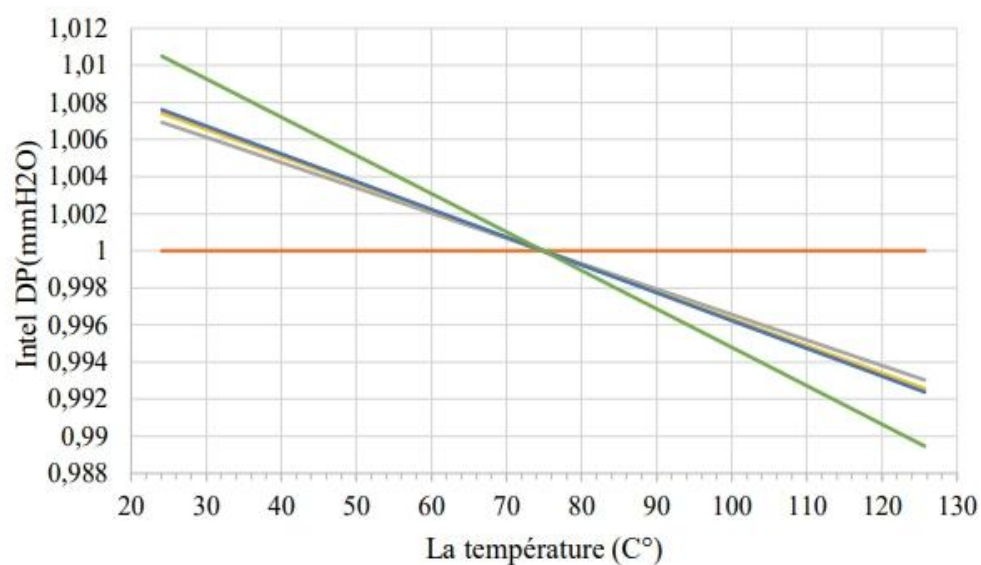
i. effet de la température du combustible sur la vitesse de chauffage :



Température Intel du compresseur	Rapport de taux de chaleur
15,60	1,00207
27,20	1,00156
38,80	1,00105
50,40	1,00053
62,00	1,00000
68,90	0,99968
75,90	0,99936
82,80	0,99903

89,80	0,99870
-------	---------

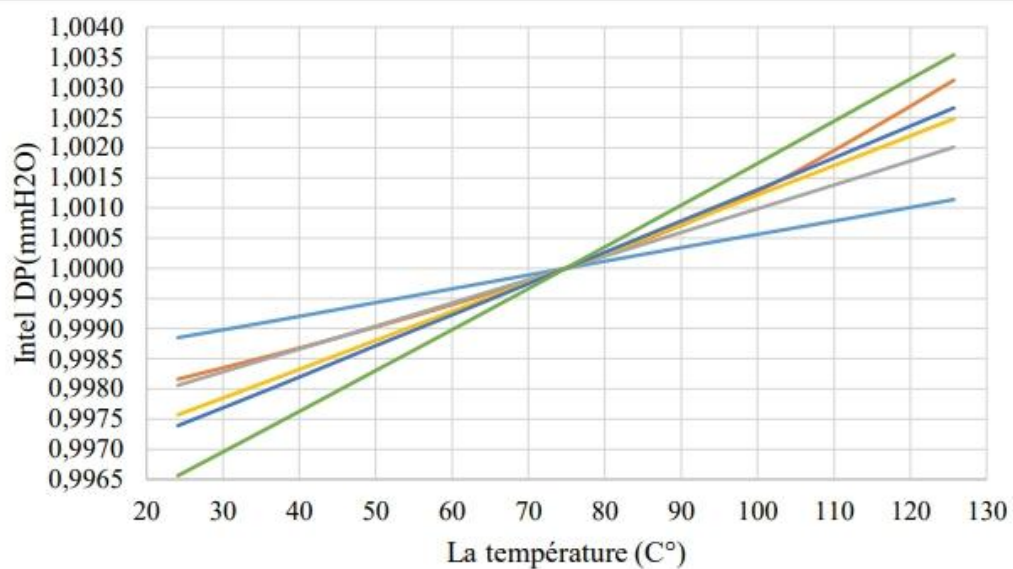
j. effet de la pression différentielle d'admission sur la sortie à différentes températures d'entrée du compresseur :



	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
Intel DP(mmH2O)	24,100	1,00000	1,00000	1,00693	1,00742	1,00761	1,01050
	36,800	1,00000	1,00000	1,00520	1,00557	1,00571	1,00787
	49,500	1,00000	1,00000	1,00347	1,00371	1,00381	1,00525
	62,200	1,00000	1,00000	1,00174	1,00186	1,00190	1,00263

	74,900	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	87,600	1,00000	1,00000	0,99814	0,99814	0,99810	0,99736
	100,300	1,00000	1,00000	0,99652	0,99628	0,99619	0,99473
	113,000	1,00000	1,00000	0,99477	0,99443	0,99429	0,99210
	125,700	1,00000	1,00000	0,99303	0,99256	0,99238	0,98946

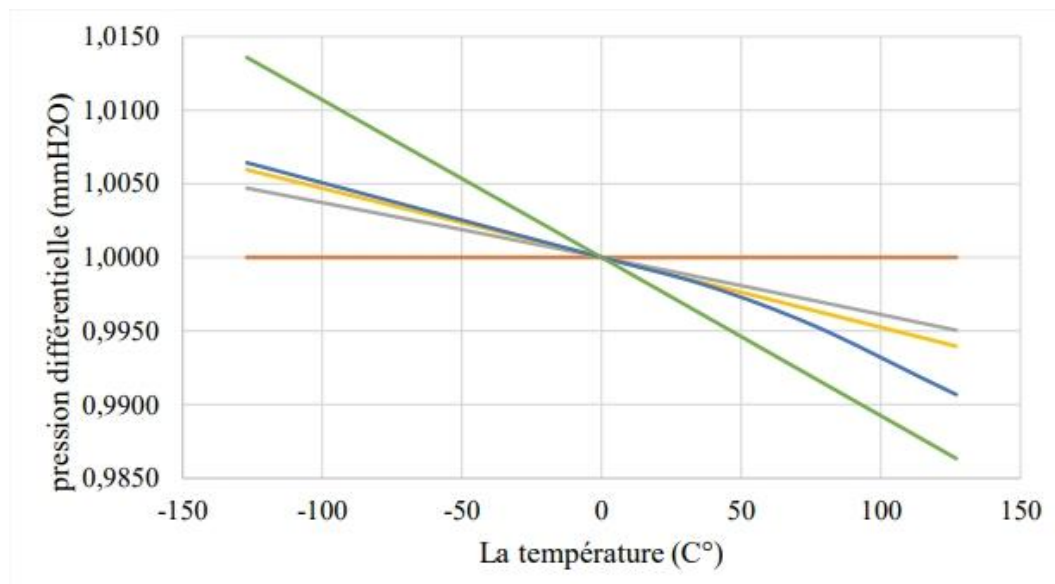
k. Effet de la pression différentielle d'admission sur le taux de chaleur à différentes températures d'admission du compresseur :



Intel DP(mmH2O)	T(°C)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	24,100	0,99885	0,99816	0,99806	0,99757	0,99739	0,99656
	36,800	0,99913	0,99857	0,99854	0,99817	0,99803	0,99741

	49,500	0,99942	0,99901	0,99902	0,99878	0,99869	0,99827
	62,200	0,99971	0,99948	0,99951	0,99939	0,99934	0,99913
	74,900	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	87,600	1,00029	1,00059	1,00050	1,00061	1,00061	1,00088
	100,300	1,00057	1,00129	1,00100	1,00123	1,00132	1,00176
	113,000	1,00085	1,00217	1,00150	1,00185	1,00199	1,00265
	125,700	1,00114	1,00312	1,00201	1,00248	1,00266	1,00354

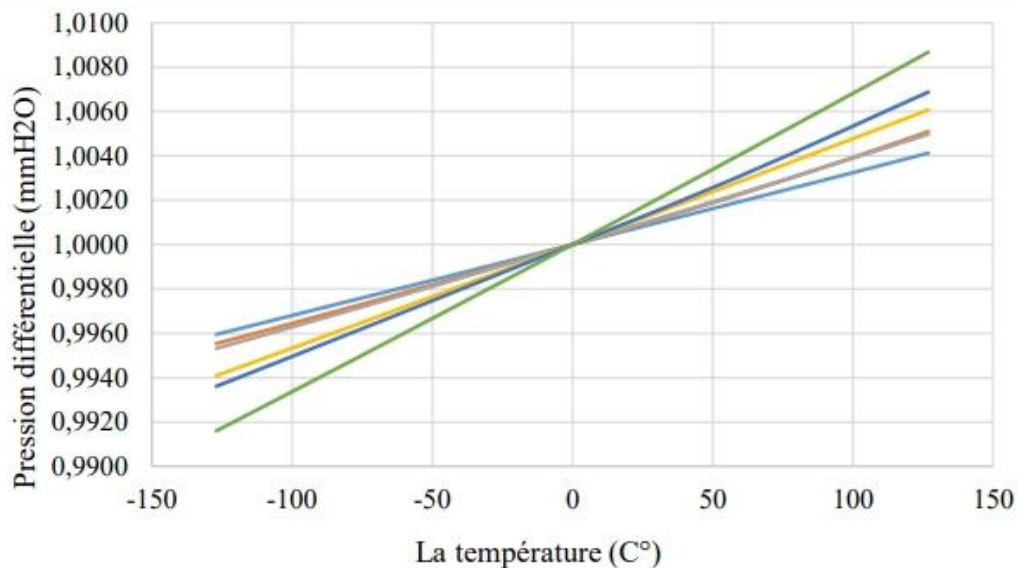
1 . Effet de la pression d'échappement sur la sortie à différentes températures d'entrée du compresseur :



pression différentielle (mmH2)	T(°C)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	-127,00	1,00000	1,00000	1,00470	1,00595	1,00643	1,01358

	-114,30	1,00000	1,00000	1,00424	1,00536	1,00579	1,01223
	-76,20	1,00000	1,00000	1,00285	1,00358	1,00386	1,00815
	-38,10	1,00000	1,00000	1,00144	1,00180	1,00193	1,00408
	0,00	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	38,10	1,00000	1,00000	0,99854	0,99820	0,99806	0,99590
	76,20	1,00000	1,00000	0,99706	0,99638	0,99535	0,99180
	114,30	1,00000	1,00000	0,99555	0,99457	0,99185	0,98771
	127,00	1,00000	1,00000	0,99505	0,99396	0,99068	0,98634

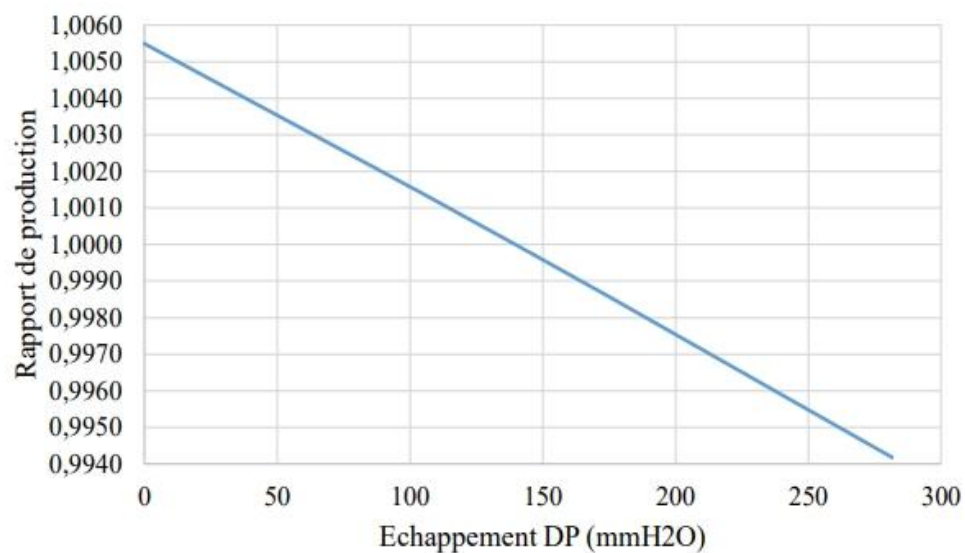
m. effet de la pression d'échappement sur le taux de chaleur a différentes températures d'entrée du compresseur :



Pression différentielle (mmH2O)	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	-127,00	0,99595	0,99554	0,99532	0,99409	0,99361	0,99160

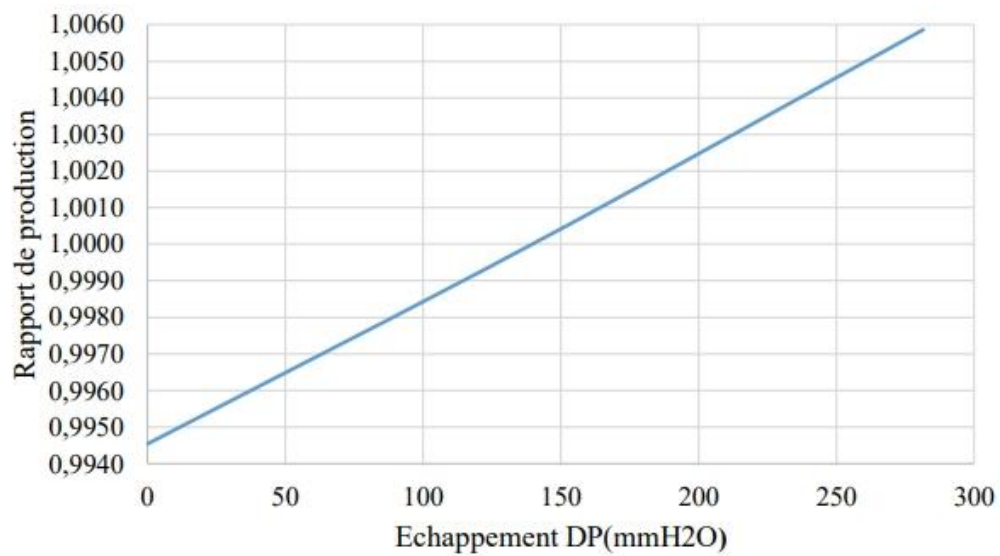
	-114,30	0,99635	0,99596	0,99577	0,99467	0,99424	0,99243
	-76,20	0,99756	0,99727	0,99715	0,99643	0,99615	0,99493
	-38,10	0,99877	0,99862	0,99856	0,99821	0,99807	0,99746
	0,00	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	38,10	1,00124	1,00143	1,00146	1,00181	1,00194	1,00258
	76,20	1,00247	1,00293	1,00295	1,00363	1,00399	1,00518
	114,30	1,00371	1,00454	1,00447	1,00546	1,00616	1,00780
	127,00	1,00413	1,00510	1,00498	1,00608	1,00688	1,00868

n. effet de la pression différentielle des gaz d'échappement sur la production :



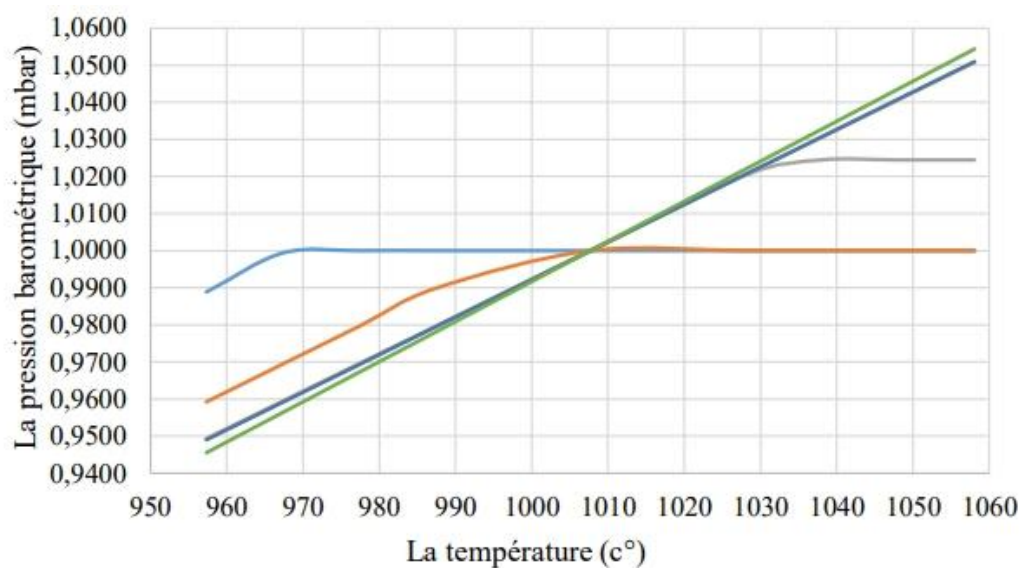
Echappement Dp	0,00	139,70	281,58
Rapport de production	1,00549	1,00000	0,99418

o. effet de la pression différentielle des gaz d'échappement sur le taux de chaleur :



Échappement DP	0,00	139,70	281,58
Rapport de production	0,99454	1,00000	1,00586

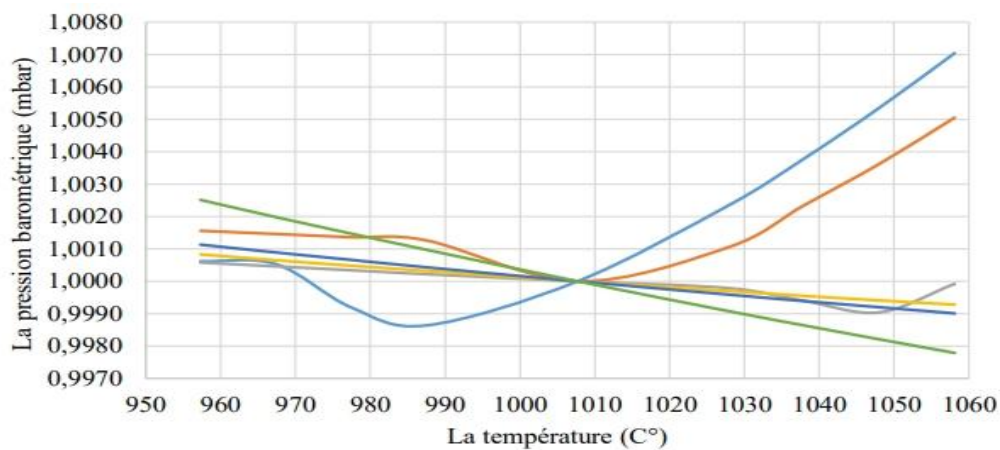
p. effet de la pression barométrique sur la sortie à différents températures d'entrée du compresseur :



pression barométrique	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	957,32	0,98885	0,94931	0,94931	0,94924	0,94901	0,94553

	967,39	0,99940	0,96948	0,95945	0,95940	0,95921	0,95643
	977,47	1,00000	0,97972	0,96959	0,96955	0,96941	0,96733
	987,55	1,00000	0,98996	0,97973	0,97970	0,97961	0,97822
	1007,70	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	1027,85	1,00000	1,00000	1,02027	1,02030	1,02039	1,02176
	1037,93	1,00000	1,00000	1,02446	1,03044	1,03058	1,03264
	1048,01	1,00000	1,00000	1,02446	1,04059	1,04077	1,04351
	1058,09	1,00000	1,00000	1,02446	1,05073	1,05096	1,05438

q. effet de la pression barométrique sur le taux de chaleur a différents températures Intel du compresseur :



La pression barométrique (mbar)	T(C°)	-2,2	7,4	15,0	26,5	35,0	45,6
	957,32	1,00062	1,00156	1,00058	1,00083	1,00113	1,00251
	967,39	1,00053	1,00146	1,00046	1,00065	1,00089	1,00198

	977,47	0,99919	1,00136	1,00034	1,00048	1,00066	1,00147
	987,55	0,99864	1,00126	1,00022	1,00032	1,00043	1,00097
	1007,70	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000
	1027,85	1,00234	1,00105	0,99979	0,99970	0,99959	0,99908
	1037,93	1,00378	1,00234	0,99940	0,99955	0,99939	0,99864
	1048,01	1,00535	1,00362	0,99904	0,99941	0,99920	0,99821
	1058,09	1,00704	1,00505	0,99992	0,99928	0,99901	0,99779

IV.B.9.Moyenne des parametres thermodynamiques :

➤ Temperature ambiante(ATID)	°C	27967
	°F	82.3406
➤ Compressor intel temperature (CTIM)	°C	24,103
	°F	75,3854
➤ Pression atmospherique(AFPAP)	mbar	1009,922
	mm-Hg	757,504
	in-Hg	29,823
➤ Humiditerelative (RHUM)	%	61.130
➤ Facteur de puissance (DPF)		0.9999
➤ TNH-RPM		3000,00
➤ Frequence (DF)	HZ	50,00
➤ Temperature de gaz (FTG)	°C	29

	°F	84,432
➤ Pression de gaz (FPG1)	bar	31,114
	PSI	451,275
➤ Debit CORIOLIS (FQG)	Kg/h	54125,371
➤ CPD	bar	15,116
➤ Perte de charge admission (AFPCS)	mm-H2O	119,219
	in-H2O	4,694
	mbar	11,691
➤ perte de charge echappement (AFPEPX)	mm-H2O	-2,185
	in-H2O	-0,086
	mbar	-0,214

IV.B.10. Analyse chromatographique récente de l'échantillon de gaz :

Constituants	TG01
	% Molaire
Méthane (CH ₄)	85,924
Ethane (C ₂ H ₆)	9,469
Propane (C ₃ H ₈)	1,174
N-Butane (C ₄ H ₁₀)	0,128
Isobutane (C ₄ H ₁₀)	0,102
N- pentane (C ₅ H ₁₂)	0,021
Isopentane (C ₅ H ₁₂)	0,030
Hexanes (C ₆ H ₁₄)	0,016
Heptane (C ₇ H ₁₆)	0,008
Octane (C ₈ H ₁₈)	0,000
Azote Nitrogène (N ₂)	1,135
Carbone dioxide (CO ₂)	1,993
TOTAL	100,00

IV.B.11. Propriété du gaz réel :

Masse molaire du gaz	18,54
Pouvoir calorifique supérieur	51,22
Pouvoir calorifique inférieur	46,27
P	0,9974
Densité	0,6400
Masse volumique	0,7840

IV.B.12. Corrections de la puissance (15°C) :

type		Designation	BFK2-TG01
	F1	Temperature ambiante	1.0846
	F2	Humidite relative	1.0000
	F3	Pression atmospherique	0.9985
	F4	Vitesse de rotation	1,0005
	F5	Facteur de puissance de l'alternateur	0,9967
	F6	Nombre total d'heures d'allumage	1,0000
	F7	Chute de pression du circuit d'admission	1,0060
	F8	Chute de pression du circuit d'echappement	0,9946
	F11	Composition de combustible	0,9986
	F12	Temperature de combustible	0,9999
		produit des corrections	1.0789

IV.B.13. Correction de la consommation CSP (15°C) :

type		Designation	BFK2-TG01
	F1	Temperature ambiante	00.9779
	F2	Humidite relative	1.0006
	F3	Pression atmospherique	1,0001
	F4	Vitesse de rotation	0.9999
	F5	Facteur de puissance de l'alternateur	1,0033
	F6	Nombre total d'heures d'allumage	1,0000
	F7	Chute de pression du circuit d'admission	0,9980
	F8	Chute de pression du circuit d'echappement	1,0055
	F11	Composition de combustible	1,0004
	F12	Temperature de combustible	0,9989
		produit des corrections	0,9843

IV.B.14. Resulta Les essais de performance :

Conditions d'essais	Valeurs mesurees	Valeurs corrigees aux
---------------------	------------------	-----------------------

					conditions "ISO" T _{amb} =15 P _{atm} =1,01325 bar Humd=60%	
T_{amb}	P_{atm}	Hr(%)	CSP (Kcal/Kwh)	P BU (MW)	CSP (Kcal/Kwh)	P BU (MW)
27.967	1,014	61.130	2561.268	254.05 K cal/Kwh	2521.145	274.0932 Kcal/kwh

**Chapitre V : Étude énergétique
et influence du type de variation
de combustible sur la turbine à
gaz**

Partie A : Caractéristiques et propriétés de l'hydrogène

V.A.1. Introduction :

Au moment même où le soleil des combustibles fossiles s'éloigne et où l'utilisation du pétrole comme combustible primaire diminue, le monde assiste à la naissance d'une autre source d'énergie qui aura le potentiel de remodeler la forme de la civilisation humaine sur terre : la civilisation de l'hydrogène.[17]

L'élément qui représente l'un des composants de base de la matière, qui l'hydrogène sera véritablement le carburant éternel qu'il ne s'épuisera pas au fil des âges, et c'est aussi le seul élément qui ne produit aucune émission nocive pour l'environnement lorsqu'il brûle. En fait, les émissions qu'il produit sont tout ce que nous recherchons, comme l'électricité, la chaleur ou l'eau pure.[17]

Nous sommes à l'aube d'une nouvelle révolution économique et politique, alimentée par l'hydrogène. Cette va radicalement changer la nature des marchés financiers et les conditions politiques sociales, tout comme le charbon et la vapeur l'ont fait au début de l'ère industrielle. Cette domination acquise par l'hydrogène en fera-t-elle une source propre et naturelle et une alternative aux autres sources de carburant !!![18]

V.A.2.Définition de L'hydrogène :

L'hydrogène est un gaz très volatil, incolore, inodore, insipide et non polluant. En raison de sa légèreté, il possède une diffusivité élevée. C'est l'élément le plus léger de l'univers et le premier dans le tableau périodique. Il est également le plus abondant, constituant principal des étoiles et des nuages moléculaires. L'hydrogène fait également partie intégrante d'une molécule essentielle à la vie : l'eau.[19]

Cet élément est idéal pour la production d'énergie nouvelle. Grâce à sa faible densité, son caractère écologique et son innocuité pour l'environnement, l'hydrogène représente une source d'énergie prometteuse. Cependant, son stockage économique reste encore un défi à relever.

Le chimiste anglais Cavendish fut le premier à démontrer que la combinaison de l'hydrogène et de l'oxygène donne naissance à l'eau.[19]

L'hydrogène est le constituant principal du Soleil et de la plupart des étoiles, dont l'énergie provient de réactions de fusion thermonucléaire de l'hydrogène.

À très basse température (inférieure à 14 K), l'hydrogène devient un métal solide, cristallisé et formant des liaisons métalliques. Il est d'ailleurs classé dans la colonne des métaux alcalins du tableau périodique. Toutefois, comme il se trouve naturellement sous forme gazeuse, il n'est généralement pas considéré comme un métal en chimie.[19]

V.A.3.Historique de l'hydrogène : L'évolution de l'hydrogène à travers l'histoire illustre son importance croissante, depuis sa découverte jusqu'à son rôle actuel dans les technologies énergétiques. Ce tableau retrace les étapes clés qui ont marqué son développement scientifique et industriel.[20]

Année	Historique
1671	Première intuition : Robert Boyle rapporte que les vapeurs dégagées par dissolution de fer dans l'acide chlorhydrique sont hautement inflammables.
1766	Découverte de l'hydrogène par Henry Cavendish qui isole le gaz.
1781	Démonstration par Cavendish de la formation d'eau lorsque l'hydrogène brûle chimiste français Antoine Lavoisier appelle le gaz hydrogène.
1839	Découverte de la pile à hydrogène.
1898	Première liquéfaction de l'hydrogène obtenue par l'anglais Sir James Dwar.
1929	Premier vol d'un dirigeable à hydrogène, le LZ 127Graf Zeppelin,marquant une étape importante dans l'utilisation de l'hydrogène pour 'aviation.
1937	Catastrophe du Hindenburg, un dirigeable à hydrogène, qui prend feu lors de sa arrivée à Lakehurst, Neu Jersey, marquant un coup d'arrêt au dirigeable hydrogène pour le transport de passagers.
1960	Début de l'utilisation de l'hydrogène dans les piles à combustible pour les missions spatiales de la NASA, notamment le programme Apollo, fournissant électricité et eau aux astronautes.
1970	Invention du terme économie hydrogène par l'économiste John Bocris, envisageant l'hydrogène comme un vecteur énergétique central pour l'avenir.
2003	Lancement de l'initiative hydrogène par président américain George W.Bush visant à accélérer le développement des technologies de l'hydrogène et des piles à combustible.
2015	Mise en circulation de la Toyota Mirai, l'une des premières voitures à hydrogène produites en série, marquant une avancée significative pour l'hydrogène dans les transports.
2020	Publication de la stratégie européenne pour l'hydrogène, avec des objectifs ambitieux pour la production d'hydrogène vert et le développement d'infrastructures correspondantes, consolidant l'hydrogène comme un élément clé de la transition énergétique en Europe.
2023	Publication en France par le gouvernement de la nouvelle stratégie nationale pour le déploiement de l'hydrogène décarboné (3). La stratégie fixe notamment comme objectif d'installer «une capacité de production électrolytique d'hydrogène bas carbone de 6.5 GW en 2030 et de 10 GW en 2035».

Tableau (V.A.1) : historique de l'hydrogène.

V.A.4. Les différents types de l'hydrogène : [19]

Les hydrogène est souvent associé à différentes couleurs selon son origine : blanc, gris et vert.....

a. L'hydrogène blanc (ou hydrogène naturel):

Est l'hydrogène naturellement présent dans les gisements souterrains, bien qu'encore rarement nt exploité directement.

b. L'hydrogène gris :

Est produit à partir de combustibles fossiles, principalement par reformage du méthane, un processus qui émet de grandes quantités de dioxyde de carbone (CO₂).

c. L'hydrogène vert :

Est produit par électrolyse de l'eau, utilisant de l'électricité issue de sources renouvelables comme l'éolien, le solaire ou l'hydraulique, sans émettre de CO₂, le rendant ainsi beaucoup plus respectueux de l'environnement.

d. L'hydrogène jaune :

Plus spécifique à la France, est fabrique par électrolyse comme l'hydrogène vert mais l'électricité provient essentiellement de l'énergie nucléaire.

e. L'hydrogène bleu :

Est fabriqué de la même manière que l'hydrogène gris, à la différence que le CO₂ émis lors de la fabrication sera capté pour être réutilisé ou stocké.

V.A.5. Propriété de l'hydrogène :

L'hydrogène est le premier élément du tableau périodique. Dans des conditions normales, il se présente sous forme d'un gaz incolore, inodore et insipide, constitué de molécules diatomiques. H₂H₂. L'atome d'hydrogène, symbolisé par H, est composé d'un noyau portant une charge positive unique et d'un seul électron. Son numéro atomique est 1.

L'hydrogène naturel est majoritairement constitué de l'isotope léger, le protium, représentant plus de 99,98 % de cet élément. On trouve également deux isotopes : le deutérium, de masse 2, présent à environ 0,02 % dans la nature, et le tritium, de masse 3, qui existe en très faibles quantités. Ce dernier peut aussi être produit artificiellement par diverses réactions nucléaires

- Dans le tableau ci-dessous, nous présentons certaines propriétés caractéristiques de l'hydrogène. [21]

Propriété	Valeur numérique
PCI(pouvoir calorifique inférieur)	10800KJ/Nm ³ 119 930 KJ/Kg(gaz naturel 50 020 KJ/Kg) 3.00kWh/Nm ³ 33.33KWh/kg
PCS(pouvoir calorifique supérieur)	12 770KJ/Nm ³ 141 850 KJ/Kg 3.55Kwh/Nm ³ 39.41 KWh/kg
Densité gazeuse a 273K	0.0898Kg/Nm ³ (gaz naturel 0.6512 Kg/Nm ³)
Chaleur spécifique (CP) et Cv) a 293k	14 266J/Kg.K/10 300J/Kg.k
Conductivité thermique du gaz	0.1897W/(m.K)
Température de solidification	14.01K
Temperature critique	33.30K
Température d'auto inflammation dans l'air	858K(gaz naturel 813K)
Température de flamme dans l'air a 300K	2318K (gaz naturel 2 148K)
Limites d'inflammabilité dans l'air	4-75(gaz naturel 5.3-15)
Mélange stœchiométrique dans l'air (vol%)	29.53%" (gaz naturel 9.48%)
Limites de détonation dans l'air(vol%)	13-65(gaz naturel 6.3-13.5)
Coefficient de diffusion dans l'air	0.61cm/s (7 fois gaz naturel)
Suppression de détonation (mélange stœchiométrique)	14.7bars (gaz naturel 16.8-13.5)
Vitesse de flamme dans l'air	260 cm/s (7 fois le gaz naturel)
Vitesse de détonation dans l'air	2.0 Km/s (gaz naturel 1.8 Km/s)
Pression critique	12.8atm

Tableau (V.A.1): caractéristique de l'hydrogène.

V.A.6. Application et usages de l'hydrogène :

L'hydrogène peut être converti en électricité, en chaleur ou en force motrice, selon l'usage final. Il présente l'avantage de pouvoir être stocké — un défi majeur pour l'électricité — et peut être produit sans émissions de CO₂, ce qui en fait un vecteur énergétique propre et prometteur.

a. Applications stationnaires :

L'hydrogène est utilisé pour le stockage d'énergie dans les bâtiments, assurant la fourniture d'électricité et de chaleur grâce à la cogénération. Cela permet de concevoir des bâtiments à énergie positive, capables de produire plus d'énergie qu'ils n'en consomment.

b. Applications mobiles :

L'hydrogène peut alimenter des véhicules équipés de moteurs à combustion fonctionnant au gaz. Par ailleurs, il peut être stocké dans des réservoirs associés à des piles à combustible, améliorant ainsi l'autonomie des véhicules électriques. Cette technologie correspond à la deuxième génération d'électromobilité (2G), la première étant celle des véhicules électriques à batterie.

c. Applications industrielles :

L'hydrogène est un composant chimique largement utilisé dans l'industrie. La majeure partie de la production industrielle d'hydrogène est destinée à ses propriétés chimiques, notamment dans

- Les usines d'ammoniac, qui consomment environ 60 % de l'hydrogène mondial en 2022.
- Les raffineries de pétrole, pour la désulfuration de l'essence et du gazole, ainsi que la production de méthanol.

V.A.7. Conclusion :

En résumé, l'hydrogène se distingue par ses propriétés uniques : il est l'élément le plus léger, abondant et simple de l'univers, et joue un rôle fondamental dans la composition de la matière et le fonctionnement des étoiles. Sa polyvalence, sa propriété énergétique et son potentiel dans de nombreux domaines en font un acteur clé de la transition énergétique et de l'innovation industrielle.

Partie B : Calcul énergétique avec l'hydrogène

V.B.1.Introduction :

Le secteur énergétique mondial accélère sa transition vers la neutralité carbone, les turbines à gaz à hydrogène s'imposent comme une solution essentielle pour une production d'électricité plus propre et plus durable. Ces turbines avancées offrent une voie vers la décarbonation de la production d'électricité tout en exploitant les technologies et infrastructures existantes en matière de turbines à gaz.[23]

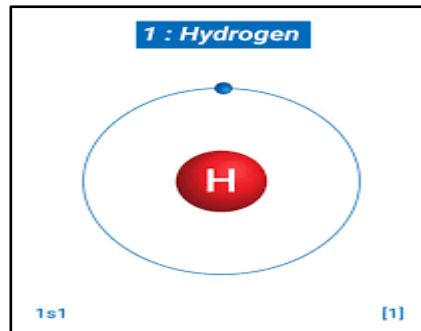
L'hydrogène est un carburant abondant, polyvalent et décarboné lorsqu'il est produit à partir de sources d'énergie renouvelables. Il pourrait remplacer le gaz naturel dans les turbines à gaz, réduisant ainsi considérablement les émissions de dioxyde de carbone (CO₂) et assurant la stabilité du réseau dans un mix énergétique dominé par les énergies renouvelables.[23]

L'hydrogène peut être produit localement à partir d'énergies renouvelables, ce qui réduit la dépendance aux importations de combustibles fossiles et améliore la sécurité énergétique,[23]

L'Algérie a adopté une Stratégie Nationale de Développement de l'Hydrogène visant à produire de l'hydrogène renouvelable (vert) et propre (bleu), avec une forte volonté étatique pour en faire un vecteur stratégique dans la transition énergétique [24]

Plusieurs projets sont en cours ou en étude, notamment :

- Le programme prévoit une production officielle d'hydrogène vert pouvant atteindre 40 TWh en 2040 , bien que certains experts estiment cette prévision surestimée compte tenu des capacités renouvelables actuelles [25].
- Une station d'électrolyse d'une capacité entre 50 et 200 MW , alimentée par des centrales solaires et éoliennes [5](#) .
- Des partenariats avec des entreprises européennes pour des études de faisabilité et le développement de projets intégrés d'hydrogène vert, méthanol vert et ammoniac vert.[26]
- Le projet de pipeline "SouthH2 Corridor" pour exportateur de l'hydrogène vert vers l'Europe via la Tunisie [24]



Figure(V.B.1) : atome d'hydrogène sur fond blanc

V.B.2. Comparaison des propriétés thermodynamiques du gaz naturel et de l'hydrogène :

Aspect	Gaz naturel	Hydrogène
Composition chimique	Principalement méthane (CH_4)	H_2 pur
Pouvoir calorifique	Environ 50 MJ/kg	Environ 120 MJ/kg
Température de flamme	$\sim 1950^\circ\text{C}$	$\sim 2300^\circ\text{C}$
Densité volumique	Plus élevé	Faible
Propriétés thermodynamiques	C_p , γ (rapport des chaleurs)	Différents C_p et γ
Réactions chimiques	$\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$	H_2O uniquement

V.B.3. Cycle réel de la turbine à gaz :

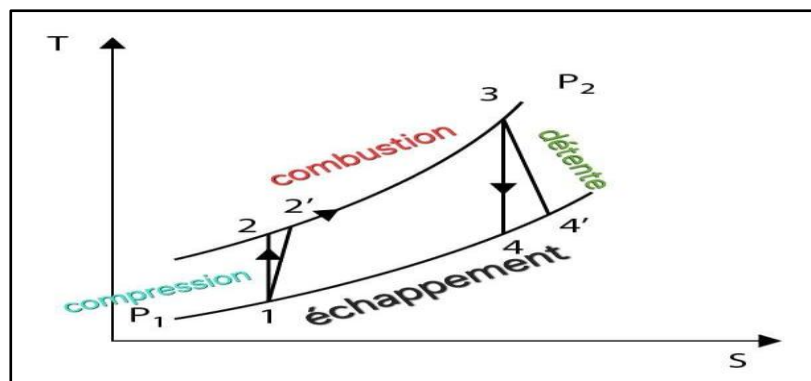


Figure (V.B.2) : Cycle réel d'une turbine à gaz mono-arbre dans le diagramme (T-s)

V.B.4.Calcul thermodynamique avec les conditions ISO :

Données du constructeur Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit :

- Température de l'air ambiant : $T_{\text{amb}} = 15^\circ\text{C} = 288,15\text{ K}$
- Pression de l'air ambiant : $P_{\text{atm}} = 101,325\text{ kPa} = 1,01325\text{ bar}$

- Taux de compression du compresseur : $\varepsilon_c = 17$
- Rendement isentropique du compresseur : $\eta_c = 0,85$ à $0,90$ on apprend la valeur $0,87$
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,97$ à $0,985$ on apprend la valeur $0,97$
- Vitesse de rotation: $N = 3000$ tr/min.
- Le taux de détente : $15,5$
- Rendement isentropique de la turbine: $\eta_t = 0,88$ à $0,91$ on apprend la valeur $0,88$

IV.B.2.2. schéma de calculs :

Point01 : Conditions à l'entrée du compresseur

1. La température à l'entrée de compresseur T_1 :

La température d'entrée de compresseur égale à la température atmosphérique

$$T_1 = T_{\text{amb}} = \mathbf{288.15 \text{ K}}$$

- T_{amb} : température de l'air atmosphérique.

2. La pression à l'entrée de compresseur P_1 :

$$P_1 = P_{\text{atm}} - \Delta p$$

- P_{atm} : la pression de l'air extérieur (pression atmosphérique).
- Δp : chute de pression dans le canal d'admission.

$$P_1 = 1,01325 - 0,005 \quad , \quad \mathbf{P_1 = 1,00825 \text{ bar}}$$

Point	Pression (bar)	Température (K)
1	1,00825	288,15

Point02 : Détermination des grandeurs à la sortie du compresseur

1. La pression à la sortie de compresseur P_2 :

La pression en sortie du compresseur est obtenue en fonction de la pression d'entrée et du taux de compression.

$$P_2 = P_1 \times \varepsilon$$

$$P_2 = 1,00825 \times 17 = \mathbf{17,1402 \text{ bar}}$$

P_1 : La pression à l'entrée de compresseur.

ϵ : Le taux de compression.

2. Température réelle de sortie du compresseur T_2 :

2.1 Calcul la Température isentropique de sortie du compresseur T_{2is} :

La température de sortie en régime isentropique est calculée à partir de la relation (IV.10) :

$$T_{2is} = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma a - 1}{\gamma a}}$$

- Avec une première estimation de $\gamma = 1,4$ on obtient :

$$T_{2is} = 288,15 \times (17)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 647,4041 \text{ K}$$

2.2 Détermination de la chaleur massique à T_{2is} :

Pour évaluer la chaleur massique de l'air à la température isentropique de sortie du compresseur ($T_{2is} = 647,4041 \text{ K}$), on utilise une loi empirique sous forme polynomiale, adaptée aux gaz réels dans la plage de température [300 K_1300K] . L'expression générale est :[11]

$$C_p(T) = u + b T + c T^2 + d T^3 \quad (\text{IV.30})$$

- Avec les coefficients typiques spéciale pour l'air (en J/mol·K)

$$u : 28,11 \text{ , } d : 1,967 \times 10^{-3} \text{ , } c : 4,802 \times 10^{-6} \text{ , } d : 1,966 \times 10^{-9}$$

$$C_{p(647,4041)} = 28,11 + (1,967 \times 10^{-3} \times 647,4041) + (4,802 \times 10^{-6} \times 647,4041^2) + (1,966 \times 10^{-9} \times 647,4041^3)$$

$$C_{p(647,4041)} = 31,9295 \text{ J/mol.K}$$

2.3 Calcul la masse molaire moyenne de l'air sec :

L'air sec est un mélange gazeux composé principalement d'azote, d'oxygène, d'argon et de traces d'autres gaz. La masse molaire moyenne de l'air sec est calculée à partir des fractions molaires et des masses molaires de ses constituants principaux, selon le tableau suivant :[12]

Le gaz	Volume (%)	Mass molaire (g/mol)
Azote N ₂	78,08	28,0134
Argon (Ar)	0,93	39,948
Oxygène O ₂	20,95	31,9988
Autres gaz (CO ₂ , néon, etc.)	0,04	négligeable

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec

La masse molaire moyenne de l'air sec, M_a , est donnée par la formule suivant :

$$\sum_i X_i \times M_i \quad (\text{IV.30.a})$$

$$M_a = X_{N_2} \times M_{N_2} + X_{O_2} \times M_{O_2} + X_{Unr} \times M_{Unr} + X_{CO_2} \times M_{CO_2}$$

$$M_a = (0,7808 \times 28,0134) + (0,2095 \times 31,9988) + (0,0093 \times 39,948)$$

$$= 21,86 + 6,71 + 0,37 + 0,02 = 28,96 \text{ g/mol} = \mathbf{0,02896 \text{ kg/mol}}$$

Donc :

$$C_p(T_{2is}) = \frac{31,9295}{0,02896} = 1102,5379 \text{ J/kg.k} = \mathbf{1,1102 \text{ kJ/kg.k}}$$

- La chaleur massique à $T_1 = 288,15 \text{ K}$ (soit 15°C) est : $C_p(T_1) = 1,0057 \text{ kJ/kg.k}$ [13]

2.4 Détermination la chaleur massique moyenne entre les températures T_1 et T_{2is} :

La chaleur massique moyenne $C_p(T_1, T_{2is})$ entre les températures T_1 et T_{2is} est calculé par :

$$C_{p(T_1, T_{2is})} = \frac{C_p(T_{2is}) \times (T_{2is} - 273,15) - C_p(T_1) \times (T_1 - 273,15)}{(T_{2is} - T_1)}$$

$$= \frac{1,1102 \times (647,4041 - 273,15) - 1,0057 \times (288,15 - 273,15)}{(647,4041 - 288,15)}$$

$$C_{p(T_1, T_{2is})} = \mathbf{1,1145 \text{ kJ/kg.k}}$$

2.5 Calcul du Coefficient polytropique γ_a :

Le coefficient polytropique γ_a l'air est défini par :

$$\gamma_a = \frac{C_p(T_1, T_{2is})}{(C_p(T_1, T_{2is}) - r)} = \frac{1,1145}{(1,1145 - 0,287)} = \mathbf{1,3468}$$

- r : constant spécifique de Gaz et pour l'air $= 0,287 \text{ kJ/kg.k} = 287 \text{ J/kg.k}$

Le processus se répète avec la nouvelle valeur γ_a , jusqu'à convergence. Voici le tableau des itérations :

Itération	Γ	T_{2is}	$C_p(T_{2is})$	$C_p(T_{2is}, T_1)$	$\gamma_{nouveau}$
1	1,4	647,4041	1,1102	1,1145	1,3468
2	1,3468	597,6656	1,0849	1,0887	1,3579
3	1,3579	608,0320	1,0885	1,0892	1,3577
4	1,3577	607,8452	1,0884	1,0922	1,3564
5	1,3564	606,6307	1,0880	1,0918	1,3566
6	1,3566	606,8175	1,0880	1,0918	1,3566

Tableau(IV.A.2) : itération pour trouve T_{2is}

2.6 La température de la sortir du compresseur T_2 :

Connaissant le rendement isentropique $\eta_{isc} = 0,87$, on utilise la relation énergétique :

$$\eta_{is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1}, \quad h_2 - h_1 = \eta_{is} \times (h_{2is} - h_1)$$

Avec : $h_1 = C_{p(T1)} \times (T_1 - 273,15) = 1,0057 \times (288,15 - 273,15) = 15,0855 \text{ kJ/kg}$
 $h_{2is} = C_{p(T2is)} \times (T_{2is} - 273,15) = 1,0880 \times (606,8175 - 273,15) = 363,0302 \text{ kJ/kg}$
 Alors $h_2 - h_1 = 0,87 \times (363,0302 - 15,0855)$, $h_2 = 302,7118 \text{ kJ/kg}$
 On résout ensuite l'équation suivante pour déterminer T_2 :

$$h_2 = a(T_2 - T_0) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T_2^3 - T_0^3) + 4d(T_2^4 - T_0^4)$$

On trouve :

$$T_2 = 600,1 \text{ K}$$

Point	Pression (bar)	Température(K)
2	17,1402	600.1

- Remarque : Les mêmes calculs sont appliqués pour les points 01 et 02, car le compresseur utilisé reste identique, ainsi que les conditions normalisées ISO.

Point 03 : Détermination des paramètres à la sortie de la chambre de combustion

1. pression à la sortie de chambre de combustion P_3 :

La pression à la sortie de la chambre de combustion est légèrement inférieure à celle en sortie du compresseur, en raison des pertes de charge dans la chambre. Cette pression est utilisée par la relation :

$$P_3 = P_2 \times 0,99 \quad p_3 = 17,1402 \times 0,99 \quad P_3 = 16,9687 \text{ bar}$$

2. Température à la sortie de chambre de combustion T_3 :

La température T_3 est déterminée à partir du bilan énergétique appliqué à la chambre de combustion selon l'équation :

$$\dot{m}a + C_{p(T2,T1)} \cdot (T_2 - T_0) + \eta_{cc} \cdot \dot{m}c \cdot PCI = (\dot{m}a + \dot{m}c) \cdot C_{p(T0,T3)} \cdot (T_3 - T_0)$$

où :

- $\dot{m}a$: Débit massique d'air (kg/s),
- $\dot{m}c$: débit massique de combustible (hydrogène)(kg/s),
- C_p : chaleur spécifique (kJ/kg.k),
- η_{cc} : rendement de la chambre de combustion,
- PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible (kJ/kg).

3. Calculer du débit massique d'hydrogène :

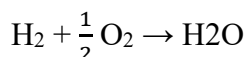
À partir de la puissance thermique fournie par le gaz naturel, le débit massique d'hydrogène est déterminé par : $P_{th} = 676153,05 \text{ kW}$

$$\text{Avec } \dot{m}c = \frac{P_{th}}{PCI \cdot \eta_{cc}} = \frac{676153,05}{119\,930 \times 0,97} = 5,8122 \text{ kg/s}$$

4. Calcul de la masse d'air stœchiométrique pour ce débit d'hydrogène :

4.1 Réaction chimique stœchiométrique :

La combustion complète de l'hydrogène s'exprime par :



Ce qui signifie que pour une mole d'hydrogène, une demi-mole d'oxygène est nécessaire.

4.2 Masse d'oxygène nécessaire pour 1 mole d'hydrogène : La masse molaire de la molécule d'oxygène est : $M_{\text{O}_2} = 2 \times 16 = 32 \text{ g/mol}$

La masse d'oxygène requise pour 1 mole d'hydrogène est donc :

$$m_{\text{O}_2} = \frac{1}{2} \times 32 = 16 \text{ g}$$

4.3 Masse d'air minimale nécessaire :

L'air sec est un mélange gazeux dont la composition massique est approximativement :

Le gaz	Volume (%)	Mass (%)
Azote N ₂	78,08	75,5
Argon (Ar)	0,93	1,3
Oxygène O ₂	20,95	23,1
Autres gaz (CO ₂ , néon, etc.)	0,04	négligeable

Tableau (IV.A.1) : Masse des composants principaux de l'air sec

La masse d'air minimale nécessaire pour fournir cette masse d'oxygène est calculée par :

$$m_{(\text{air}, \text{min})} = \frac{m(\text{O}_2)}{0,231} = \frac{16}{0,231} = 69,2640 \text{ g}$$

La masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m_{(\text{air}) \text{ min}} = \frac{m(\text{O}_2) \text{ min}}{0,231} = \frac{16}{0,231} = 69,2640 \text{ g}$$

4.4 Rapport stœchiométrique massique (air/hydrogène) :

La masse molaire de l'hydrogène moléculaire est :

$$M_{(\text{H}_2)} = 2 \times 1,008 = 2,016 \text{ g/mol}$$

Ainsi, le rapport stœchiométrique exprimé en kilogrammes d'air par kilogramme d'hydrogène est :

D'où le rapport stœchiométrique :

$$r_{\text{ast}} = \frac{\text{masse d'air stœchiométrie}}{\text{masse de combustible}} = \frac{69,2640}{2,016} = 34,3571 \text{ g d'air/g H}_2$$

5. Débit d'air stœchiométrique ($\dot{m}_{\text{a,st}}$) : Le débit d'air stœchiométrique correspond à la quantité minimale d'air nécessaire pour brûler complètement un débit donné d'hydrogène, sans excès d'oxygène.

$$\dot{m}_{a,st} = r_{st} \times \dot{m}_{h2}$$

r_{st} : le rapport stœchiométrique air/hydrogène.

$\dot{m}_{h2}$: est le débit massique du combustible (kg/s).

$$\dot{m}_{a,st} = 34,3571 \times 5,8122 = 199,6903 \text{ kg/s}$$

6.Débit d'air réel ($\dot{m}_{a,r}$) : Le débit d'air réel est la quantité d'air effectivement fournie au système. En pratique, on fournit souvent un excès d'air pour assurer une combustion complète

$$\dot{m}_{a,r} = \lambda \times \dot{m}_{a,st}$$

où :

λ : est le coefficient d'excès d'air (sans unité),

$\lambda=1$: Combustion stœchiométrique (théorique).

$\lambda<1$: Combustion incomplète.

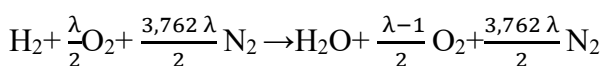
$\lambda>1$: Combustion complète.

On choisit un coefficient d'excès d'air λ plus élevé pour l'hydrogène que pour le gaz naturel en raison des différences physico-chimiques propres à l'hydrogène.

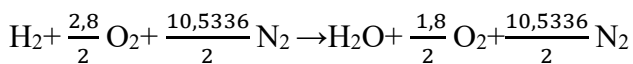
$$\lambda = 2.8$$

$$\dot{m}_{a,r} = 2,8 \times 199,6903 = \mathbf{559,1328 \text{ kg/s}}$$

- Réactions chimique de la combustion de hydrogène avec le coefficient d'axée



Avec $\lambda = 2.8$



Corposant	Fraction Xi	H2o	O2	N2
hydrogen	1	1	0,9	5,2668

Tableau(V.B.1): Contribution molaire des composants aux gaz brûlés par mole d'hydrogène brûlé

- Calcul de la somme totale :

$$\text{Total} = 1 + 0,9 + 5,2668 = 7,1668$$

Composition molaire des gaz brûlés du gaz naturel (avec $\lambda=2,8$) :

GAZ brûlés	Fraction molaire x_i	Masse molaire (g/mol)
N ₂	0,735	28,01
H ₂ O	0,139	18,015
O ₂	0,126	32

Tableau(V.B.2) : composition molaire des gaz brûlés

7.La chaleur spécifique $C_p(T)$: Maintenant on prendre une valeur initiale pour calculer le T3 pour T3=1973,15k

$$\frac{C_p(T)}{R} = a + b \times T + c \times T^2 + d \times T^3 + e \times T^4$$

Gaz	a (j/mol.k)	b(j/mol.k)	c (j/mol.k)	d (j/mol.k)	e(j/mol.k)
N ₂	2,210371	$1,5 \times 10^{-3}$	$-4,302349 \times 10^{-7}$	$5,947 \times 10^{-11}$	$-3,735 \times 10^{-15}$
O ₂	3,282537	$1,483087 \times 10^{-3}$	$-7,579667 \times 10^{-7}$	$2,094706 \times 10^{-10}$	$-2,167177 \times 10^{-14}$
H ₂ O	3,092887	$5,484297 \times 10^{-3}$	$1,847318 \times 10^{-6}$	$-9,138638 \times 10^{-10}$	$1,21353 \times 10^{-13}$

Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15]

▪ Exemple détaillé pour O₂ :

$$C_p(O_2) = 3,282537 + (1,483087 \times 10^{-3} \times 1973,15) + (-7,579667 \times 10^{-7} \times 1973,15^2) + (2,094706 \times 10^{-10} \times 1973,15^3) + (-2,167177 \times 10^{-14} \times 1973,15^4) = 4,6002 \times 8,314 = \mathbf{38,2460 \text{ j/mol.k}}$$

7.1.Convertir en chaleur spécifique de j/mol.k au kj/kg.k :

$$C_{pi} = \frac{C_{pi}}{M_i}$$

Avec M_i : la masse molaire (g/mol).

Gaz	Cp(j/mol.k)	Cp (kj/kg.k)
N ₂	32,3846	1,1561
O ₂	37,7330	1,1791
H ₂ O	59,0	2.6

Tableau(IV.B.3) : la chaleur spécifique de chaque composant en (j/mol.k) et (kj/kg.k)

Calculer la fraction massique :

$$w_i = \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$$

$$\sum x_i \times M_i = 0,735 \times 28,01 + 0,139 \times 18,015 + 0,126 \times 32 = 27,123 \text{ g/mol}$$

Calcul de la masse molaire moyenne :

Gaz	$= \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$
N ₂	0,759
O ₂	0,148
H ₂ O	0,092

Tableau (IV.B.4) : représente la fraction molaire de chaque composant

7.2 .Calculer la chaleur spécifique du gaz brulée :

$$C_{p(\text{gaz brulée})} = \sum w_i \times C_{pi}$$

$$1,156 \times 0,759 + 1,1791 \times 0,148 + 2,6 \times 0,092 = 1,2727 \text{ kJ/kg.k}$$

Donc on peut calculer le T₃ :

$$T_3 = T_0 + \frac{\dot{m}_a . C_p (T_2, T_1) . (T_2 - T_0) + \eta_{cc} . \dot{m}_c . PCI}{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) . C_p (T_3, T_0)}$$

$$T_3 = 273,15 + \frac{559,1328 \times 1,0912 \times (600,1 - 273,15) + 0,97 \times 5,8122 \times 119936,661}{(559,1328 + 5,8122) . 1,2727} = \mathbf{1506.0316k}$$

L'itération est poursuivie jusqu'à atteindre une précision de 0,001 K entre deux valeurs successives de T₃

Voici le tableau des itérations :

Itérations	Température T ₃ (k)	Capacité calorifique C _p (kJ/kg·K)	Calcul de T ₃
0 (initiale)	1973,15	1,2727	1506,0316
1	1506,0316	1.1999	1579,9225
2	1579,9225	1.2098	1554,3518
3	1554,3518	1.2103	1553,8225
4	1553,8225	1.2111	1552,9765
5	1552,9765	1.2110	1552,9765
6	1552,9765	1.2110	1552,9765

Tableau(IV.B.5) : les itérations pour réussir le T₃

Résultat :

Point	Pression (bar)	Température (K)
3	16,9687	1552,9765

Point04: Détermination des paramètres à la sortie de la turbine

1. Pression des gaz à la sortie de la turbine P_4 :

$$\varepsilon: \frac{P_3}{P_4} = 15,5 \text{ alors } P_4 = \frac{P_3}{\varepsilon} = \frac{16,9687}{15,5} = 1,0947 \text{ bar}$$

2. La température de la sortir du turbine T_4 :

2.1 Température isentropique de sortie du compresseur T_{4is} :

La température de sortie en régime isentropique est calculée à partir de la relation suivante :

$$T_{4is} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma g - 1}{\gamma g}}$$

Avec une première estimation de $\gamma = 1,4$ on obtient :

$$T_{4is} = 1552,9765 \times \left(\frac{1}{15,5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 709,6923 \text{ K}$$

2.2. Détermination de la chaleur massique à T_{4is} :

Dans le cadre de ce calcul, la capacité calorifique massique des est exprimée par la loi empirique suivante, valable pour la plage de température comprise entre 300 K et 1000 K :

$$\frac{C_p(T)}{R} = a + b T + c T^2 + d T^3 + e T^4$$

où les coefficients a, b, c, d et e varient selon le type de gaz et la température considérée en (unités en J/mol·K).

gaz	A	b	c	d	e
H2O	4.19864056	-2.03643410 $\times 10^{-3}$	6.52040211 $\times 10^{-6}$	-5.48797062 $\times 10^{-9}$	
O2	3.78245636	-2.99673416 $\times 10^{-3}$	9.84730201 $\times 10^{-6}$	-9.68129509 $\times 10^{-9}$	3.24372837 $\times 10^{-12}$
N2	3.53100528	-1.23660987 $\times 10^{-4}$	-5.02999433 $\times 10^{-7}$	2.43530612 $\times 10^{-9}$	- 1.40881235 $\times 10^{-12}$

Tableau(IV.A.7) : Coefficients polynomiaux NASA pour la capacité calorifique molaire à pression constante normalisée [15]

Exemple détaillé pour O_2 :

$$CP(O_2) = 3.78245636 + ((-2.99673416 \times 10^{-3}) \times 664,5200) + ((9.84730201 \times 10^{-6}) \times 664,5200^2) + ((-9.68129509 \times 10^{-9}) \times 664,5200^3) + ((3.24372837 \times 10^{-13}) \times 664,5200^4) =$$

$$3,9311 \times 8,314 = 32,6862 \text{ J/mol.k}$$

2..3. Convertir en chaleur spécifique de (J/mol.k) au (kJ/kg.k) :

$$C_{pi} = \frac{C_{pi}}{M_i}$$

Avec M_i : la masse molaire (g/mol) .

Gaz	Cp(J/mol.k)	Cp (kJ/kg.k)
N ₂	30,4863	1,0884
O ₂	32,6862	1,0214
H ₂ O	34,20	1.105

Tableau(IV.B.6) : la chaleur spécifique de chaque composant en (J/mol.k) et (kJ/kg.k)

2.4. Calculer la fraction massique :

$$w_{je} = \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$$

▪ **Calcul de la masse molaire moyenne :**

$$\sum x_i \times M_i = 0,735 \times 28,01 + 0,139 \times 18,015 + 0,126 \times 32 = 27,123 \text{ g/mol}$$

Calcul de la masse molaire moyenne :

Gaz	$= \frac{x_i \times M_i}{\sum x_i \times M_i}$
N ₂	0,759
O ₂	0,148
H ₂ O	0,092

Tableau (IV.B.4) : représente la fraction molaire de chaque composant

2.5. Calculer la chaleur spécifique du gaz brûlée :

Les gaz brûlés, la capacité calorifique massique est obtenue par la somme pondérée des capacités spécifiques de chaque composant :

$$C_{p(\text{gaz brûlée})} = \sum w_i \times C_{pi}$$

$$C_p(T) = 1,0884 \times 0,759 + 1,0214 \times 0,148 + 0,0922 \times 1.105 = 1,0789 \text{ kJ/kg.k}$$

$$C_p(T_{4is}) = 1,0789 \text{ kJ/kg.k}$$

- La chaleur massive à $T_3=1552,9765 \text{ K}$ est : $C_p(T_3) = 1.2110 \text{ kJ/kg.k}$

2.6. Détermination la chaleur massique moyenne entre les températures T_3 et T_{4is} :

$$C_{p(T_3, T_{4is})} = \frac{C_p(T_3) \cdot (T_3 - 273,15) - C_p(T_{4is}) \cdot (T_{4is} - 273,15)}{(T_3 - T_{4is})} = \frac{1,2110 \times (1552,9765 - 273,15) - 1,0789 \times (709,6923 - 273,15)}{(1552,9765 - 709,6923)}$$

$$C_{p(T_3, T_{4is})} = 1,2793 \text{ kJ/kg.k}$$

Composition molaire des gaz brûlés du gaz naturel (avec $\lambda=2,8$) :

GAZ brûlés	Fraction molaire x_i	Masse molaire (g/mol)
N2	0,735	28,01
H2O	0,139	18,015
O2	0,126	32

Tableau(V.B.2) : composition molaire des gaz brûlés

- La masse molaire moyenne est donnée par :

$$M_g = \sum x_i \cdot M_i = 27,123 \text{ g/mol} = 0,02712 \text{ kg/mol}$$

2.7. Détermination de la constant spécifique de Gaz r :

constante universelle des Gaz parfait $R = 8,314 \text{ J/(mol.K)} = 8314 \text{ J/(kmol.K)}$

$$r_g = \frac{R}{M_g} = \frac{8,314}{0,02712} \text{ alors } r_g = 306,5634 \text{ J/kg.k} = 0,30656 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\gamma_g = \frac{C_p(T_3, T_{4is})}{(C_p(T_3, T_{4is}) - r)} = \frac{1,2793}{(1,2793 - 0,30656)} = 1,3151$$

Le processus se répète avec la nouvelle valeur γ_a , jusqu'à convergence. Voici le tableau des itérations :

Itération	Γ	T_{4is}	$C_{p(T_{4is})}$	$C_{p(T_{4is}, T_3)}$	γ_{nouveau}
1	1,4	709,6923	1,0789	1,2793	1,3151
2	1,3151	805,3034	1,1132	1,2806	1,3147
3	1,3147	805,8142	1,1147	1,2796	1,3150
4	1,3150	805,4310	1,1144	1,2797	1,3150
5	1,3150	805,4310	1,1144	1,2797	1,3150

2.8 La température de la sortir du turbine T_4 :

Connaissant le rendement isentropique $\eta_{isc}=0.88$, on utilise la relation énergétique :

$$\eta_{it} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad , \quad h_3 - h_4 = \eta_{isc} \cdot (h_3 - h_{4is})$$

$$\text{Avec : } h_3 = C_{p(T3)} \cdot (T_3 - 273,15) = 1.2110 \times (1552,9765 - 273,15) = 1549,8698 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4is} = C_{p(T4is)} \cdot (T_{4is} - 273,15) = 1,1144 \times (805,4310 - 273,15) = 593,1739 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Alors } h_3 - h_4 = 0,88 \cdot (1549,8698 - 593,1739) \quad , h_4 = 707,9775 \text{ kJ/kg}$$

On résout ensuite l'équation suivante pour déterminer T_2 :

$$H_4 = C_p(T_4) \cdot (T_4 - 273,15)$$

on trouve : a

$$T_4 = 940 \text{ K}$$

Point	Pression (bar)	Température (K)
4	16,9687	940

Calcule Performances de la turbine à gaz :

a. Le travail massique du compresseur :

$$W_c = C_{p(T2,T1)} \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.41})$$

$$W_c = 340,58701 \text{ kJ/kg}$$

b. La puissance du compresseur :

$$P_c = W_c \cdot \dot{m}_a \quad (\text{IV.42})$$

$$P_c = 190433,3685 \text{ kW}$$

c. Le travail massique de la turbine

$$W_T = C_{p(T3,T4)} \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 783,567 \text{ kJ/kg}$$

d. La puissance de la turbine

$$P_T = W_T \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_c)$$

$$P_T = 442672,2588 \text{ kW}$$

e. La puissance utile de la turbine à gaz :

$$P_U = P_T - P_c$$

$$P_U = 252238,9803 \text{ kW}$$

f. Le rendement global de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{P_U}{P_{th}} = \frac{252238,9803}{676145,4316} = 37\%$$

Sachant que P_{th} c'est la puissance thermique de la turbine à gaz :

$$P_{th} = PCI \cdot \eta_{cc} \cdot \dot{m}c$$

$$P_{th} = 676145,4316$$

Consommation spécifique :

$$CSP = \frac{\dot{m}c}{P_{th}}$$

$$Csp = 0.0829 \text{ kg/kwh}$$

Tableau comparatif :

Paramètre	Gaz naturel	Hydrogène
Température gaz brûlés (K)	1492,8380	1552,9765
Débit massique de combustible (kg/s)	15	5,8122
Débit d'air stœchiométrique (kg/s)	(valeur calculée)	(valeur calculée, plus élevé)
Rapport air/combustible	(valeur calculée)	≈ 34,4
Composition gaz brûlés principale	CO ₂ , H ₂ O, N ₂ , O ₂	H ₂ O, N ₂ , O ₂
Pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg)	47671	119 930
Risque NOx	Modéré	Plus élevé (T° plus haute)
Emissions CO ₂	Élevées	Nulle
Contraintes matériaux	Standard	Plus exigeantes (T° plus haute)

Ce tableau met en évidence que, pour une même quantité de chaleur fournie, la combustion de l'hydrogène conduit à une température des gaz brûlés plus élevée, nécessite un débit d'air supérieur, et impose des exigences accrues en matière de matériaux et de contrôle des émissions de NOx, tout en éliminant les émissions de CO₂.

Conclusion :

L'intégration de l'hydrogène comme combustible dans une turbine à gaz représente une avancée majeure vers une production d'électricité plus propre et plus durable. Cette étude a permis de comparer les propriétés thermodynamiques fondamentales de l'hydrogène à celles du gaz naturel, mettant en évidence les avantages énergétiques de l'hydrogène, notamment son pouvoir calorifique élevé et sa température de flamme plus élevée, qui permettent d'augmenter l'efficacité thermique du cycle de Brayton.

Grâce à un calcul thermodynamique rigoureux basé sur les conditions ISO, nous avons évalué les performances d'une turbine à gaz mono-arbre alimentée en gaz et à l'hydrogène. Les différentes étapes – de la compression, à la combustion avec excès d'air, jusqu'à la détente – ont été étudiées en détail à l'aide de méthodes itératives, en tenant compte de la variation des capacités calorifiques avec la température.

Conclusion Général

Conclusion générale

Conclusion Générale

À l'issue de ce travail, nous avons pu explorer en profondeur le fonctionnement d'une turbine à gaz industrielle de type MS9001FA, tout en mettant en lumière les défis et les perspectives liés à l'évolution des sources d'énergie. Notre étude nous a permis de mieux comprendre non seulement les principes de base du cycle de Brayton, mais aussi la complexité des systèmes auxiliaires indispensables au bon fonctionnement de la machine.

L'analyse des performances de la turbine en conditions réelles a révélé l'importance des paramètres de fonctionnement corrigés pour évaluer le rendement effectif. L'usage des courbes de correction, combiné à des mesures rigoureuses de température, pression, débit et puissance, a permis d'obtenir une évaluation précise de l'efficacité de la machine par rapport aux normes du constructeur. Par ailleurs, l'analyse de la composition du gaz naturel via la chromatographie a mis en évidence l'impact direct de la qualité du carburant sur la stabilité de la combustion et la performance énergétique.

Dans une optique résolument tournée vers l'avenir, la seconde partie de notre étude a été consacrée à l'intégration de l'hydrogène comme carburant alternatif. Cette démarche s'inscrit dans un effort global de décarbonation et de transition énergétique. Bien que prometteur, l'usage de l'hydrogène impose plusieurs adaptations techniques, notamment en matière de sécurité, de contrôle de la combustion, et de choix des matériaux. Nos résultats théoriques montrent qu'une injection partielle ou totale d'hydrogène peut améliorer le rendement tout en réduisant significativement les émissions polluantes.

Perspectives et ouverture

L'avenir des turbines à gaz passe par une hybridation technologique et énergétique. Parmi les pistes les plus prometteuses, on peut citer :

Le développement de chambres de combustion compatibles avec l'hydrogène pur ;

L'optimisation des algorithmes de contrôle intelligents pour ajuster en temps réel les conditions de fonctionnement ;

L'amélioration de la résistance thermique des matériaux pour faire face aux températures plus élevées ;

L'intégration de systèmes de stockage et de production d'hydrogène vert, afin d'assurer un approvisionnement durable.

Conclusion finale

Ainsi, ce mémoire constitue une contribution modeste mais significative à la compréhension des défis technologiques et environnementaux liés à l'exploitation des turbines à gaz à haute puissance. Il ouvre la voie à une réflexion approfondie sur la modernisation des installations énergétiques, dans une logique d'efficacité, de fiabilité et de durabilité. La technologie des turbines à gaz, bien loin d'être dépassée, apparaît aujourd'hui comme un pont entre l'énergie d'hier et celle de demain.

Références

- [1] Thermodynamics: An Engineering Approach »Auteurs : Yunus A. Çengel, Michael A. Boles
Éditeur : McGraw-Hill Education
- [2] Gas Turbine Theory »Auteur : H.H. Saravanamuttoo, GFC Rogers, H. Cohen, P.V. Straznicky
Éditeur : Pearson Education
- [3] G. Danieus, “Energétique et turbomachines (691/IGM)”
- [4] Etude comparative entre les cycles thermodynamiques dans le cadre d’augmentation les performances d’une turbine à gaz 2021 Université Mohamed Khider de Biskra
- [5] <https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Turbine-a-gaz.html>
- [6] opération de la turbine à Gaz-9FA-boufarik (document de centrale de boufarik)
- [7] documentation de centrale de Boufarik
- [8] Wikipédia, « Cycle de Brayton » (2008)
- [9] NASA Glenn Research Center — NASA Thermodynamic Data for Combustion and Rocket Propulsion
- [10] Rapports annuels de Sonelgaz et SPE (donner de constructeur)
- [11] Gordon, S. et McBride, B. J., NASA Reference Publication 1311 (1994) Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications
- [12] Norme ISO 2533:1975 — Air — Définition et données de référence
- [13] ThermExcel - Tables thermodynamiques
- [14] NASA Glenn Research Center — NASA Thermodynamic Polynomial Coefficients
- [15] Gordon, S. et McBride, B.J. (1994) NASA Reference Publication 1311 — “Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications”
Digischool
- [16] Boyce, M.P. Gas Turbine Engineering Handbook, 4e édition, Elsevier, 2012.
- [17] Ball, M., Wietschel, M. (2009) L’économie de l’hydrogène – Opportunités et défis, Cambridge University Press.

- [18] AIE (Agence internationale de l'énergie) (2019) L'avenir de l'hydrogène : saisir les opportunités d'aujourd'hui, rapport de l'AIE.
- [19] EW Lemmon, MO McLinden, DG Friend (2018) NIST Chemistry WebBook, base de données de référence standard NIST numéro 69 , National Institute of Standards and Technology (NIST).
- [21] "Thermodynamics: An Engineering Approach" — Yunus A. Çengel, Michael A. Boles
- [20] <https://www.britannica.com/science/hydrogen>
- [21] https://www.academie-sciences.fr/pdf/rapport/rapport_hydrogene_2024.pdf3
- [22] <https://globalenergymonitor.org/fr/report/europe-gas-tracker-2025-hydrogen-edition/>
- [23] https://enlargement.ec.europa.eu/document/download/d5eda59a-96d2-4266-a23d-162960c9959e_en?filename=C_2024_7757_F1_ANNEX_FR_V2_P1_3699155.PDF
- [24] <https://www.energy.gov.dz/?article=strategie-nationale-de-dveloppement-de-l-hydrogene-en-algrie-4>
- [25] Commission Européenne — Stratégie hydrogène pour une Europe climatiquement neutre (2020)