



**Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique**

PROJET DE FIN D'ETUDE

**Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master Spécialité : Génie mécanique
Option : Énergétique**

THEME

**Etude Thermodynamique et d'optimisation
Énergétique d'une turbine à gaz**

Réalisé Par :

- Mr IDDIR Youcef
- Mr DJERA Oualid

Soutenu le / /2024 devant le jury composé ;

- Mr. DAHMAN	Université de Bouira	Président
- Mr. BENSALEM Chafik	Université de Bouira	Promoteur
-Mr. AHMANACHE	Université de Bouira	Examineur

2023-2024

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université AÛli Mohand Oulhadj - Bouira -
X•@V•EX •KIE E•K•H•A H•K•X - X•@E•O•L•L•



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة ألكلي محمد أوحاج
- البويرة -

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

كلية العلوم والعلوم التطبيقية

Génie mécanique

Spécialité : Energétique

**Autorisation de déposer un mémoire de Master
après soutenance et levée des réserves**

Je soussigné, l'enseignant : DAHMANE Merzab

Président du jury de soutenance du mémoire de fin d'études:

1. DJERA OUALID
2. IDDIR YUCEF
3. _____

Ayant soutenu le mémoire de fin d'études de master intitulé :

Etude thermodynamique et d'optimisation énergétique d'une
turbine à gaz

Inscrit (e) à la faculté des sciences et des sciences appliquées dans la spécialité sus-citée, promotion :
2023/2024.

Après consultation du mémoire dans sa forme finale (après soutenance et levée des réserves), nous
autorisons l'étudiant (e) à l'imprimer et la déposer à la bibliothèque de la faculté avec un CD .

Bouira le : 15/07/2024

Signature du président du jury

M. DAHMANE
[Signature]





نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد (ة) السيد (ة) الصفة: طالب، استاذ، باحث
الحامل (ة) لبطاقة التعريف الوطنية: والصادرة بتاريخ 17/07/2014
المسجل (ة) بكلية / معهد قسم
والمكلف (ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، المخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها:
تحت إشراف الأستاذ (ة):
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 14/07/2014

توقيع المعني (ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة: 28 %

الامضاء:





نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد (ة) وليد
الصفة: طالب، استاذ، باحث
الحامل (ة) لبطاقة التعريف الوطنية:
المسجل (ة) بكلية / معهد
والمكلف (ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكورة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها:
*Etude thermodynamique et d'optimisation énergétique
d'une turbine à gaz*

تحت إشراف الأستاذ (ة) :
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 14/07/2024


توقيع المعني (ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

28 %

الامضاء:



REMERCIEMENT

Avant tout, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Nos remerciements et notre gratitude, vont aussi à notre directeur de mémoire Mr Bensalem, pour son encadrement et surtout sa patience avec nous tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Par la même occasion, nous tenons à exprimer notre grande reconnaissance à l'égard de tous les enseignants

Dédicace

Chers lecteurs, professeurs, amis et membres de ma famille grâce à Dieu, ce mémoire a été réalisé.

Avec une émotion sincère, je vous présente ce recueil, tissé de réflexions profondes, d'explorations et d'expériences ; Au-delà des mots et des pages, il porte en lui l'essence de mon cheminement, de mes rencontres et de mes aspirations. Je le dédie à :

- Mon cher père que le bon Dieu l'accueille dans son vaste paradis, il m'a donné la vie, l'espoir, l'amour et il m'a soutenu durant toute sa vie.

A ma très chère mère Que Dieu m'aide à lui rendre un peu de tout ce qu'elle a fait pour moi.

- A tous ceux qui m'ont encouragé pendant les moments les plus difficiles.

- A mes très chers frères.

- A ma sœur.

- A Mon Beau-frère (Abdenour Saoudi)

- A ceux que j'aime et je respecte.

IDDIR YUCEF

Dédicace

Chers lecteurs, professeurs, amis et membres de ma famille, c'est avec une émotion profonde que je vous présente ce mémoire, fruit de nombreuses heures de réflexion, de recherche et d'efforts. Au-delà des équations et des graphiques, il porte en lui l'essence de mon parcours académique, de mes rencontres et de mes expériences. Je le dédie à :

- "À ma mère, qui a toujours été ma source d'inspiration et de soutien inébranlable. Ton amour et ta bienveillance m'ont guidé tout au long de ce parcours académique. Ce mémoire est bien plus qu'un simple document : il est le reflet de notre lien indéfectible. Avec tout mon amour et ma reconnaissance, je te dédie ces mots.

- "À tous ceux qui ont contribué à mon succès, que ce soit par leurs encouragements, leurs conseils ou leur amitié sincère. Votre soutien a été inestimable, et je vous en suis profondément reconnaissant."

DJERA OUALID

Sommaire

INTRODUCTION GENERAL :.....	17
<u>Chapitre I : Etude technologique</u>	
I.1 INTRODUCTION :	20
I.2 TURBINES A GAZ :	20
I.2.1 Définition :	20
I.2.2 Historique de la turbine à gaz :	20
I.2.3 Classification des turbines à gaz :	21
I.2.3.1 Classification des turbines à gaz selon le mode de disposition d'arbre :	22
I.2.3.2 Classification des turbines à gaz selon le mode de travail :	22
I.2.3.3 Classification des turbines à gaz selon le type d'architecture :	23
I.2.3.4 Classification selon moteurs, en particulier le mode de fonctionnement thermodynamique :	24
I.3 DOMAINES D'APPLICATION DES TURBINES A GAZ :	24
I.3.1 Production d'électricité :	25
I.3.2 Centrales nucléaires :	25
I.3.3 Aéronautique :	26
I.3.3.1 Turbosoufflante :	26
I.3.3.2 Turbomoteur :	26
I.3.3.3 Turbine à gaz d'avion :	26
I.3.4 Stations de réinjection pour les gisements de pétrole et de gaz :	27
I.4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ :	27
I.4.1 Compréhension du fonctionnement de la turbine à gaz :	28
I.5 AVANTAGES, INCONVENIENTS DES TURBINES A GAZ :	29
I.5.1 Les avantages :	29
I.5.2 Les inconvénients des turbines à gaz :	29
I.6. DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C :	29
I.6.1 Situation géographique du champ :	30
I.6.2 Généralité sur la turbine à gaz MS 5002C:	31
I.6.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002 c :	31
I.6.4 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002 c:	31
I.6.5 Description de la turbine à gaz MS 5002C :	33
I.6.5.1 Section compresseur :	34
I.6.5.1.1 Rotor du compresseur :	34
I.6.5.1.2 Stator de compresseur :	34
I.6.5.1.2.1 Corps d'admission :	35
I.6.5.1.2.2 Corps avant du compresseur :	35
I.6.5.1.2.3 Corps de refoulement du compresseur :	35
I.6.5.2 Section combustion :	35
I.6.5.2.1 Enveloppe de combustion :	36
I.6.5.2.2 Chambre de combustion :	36
I.6.5.2.3 Injecteur de combustible :	37
I.6.5.2.4 Tubes – foyers :	37
I.6.5.3 Section turbine :	38
I.6.5.3.1 stator de turbine :	38
I.6.5.3.3 Directrice de deuxième étage :	39
I.6.5.3.4 Ensemble diaphragme :	40
I.6.5.3.5 Rotor de la turbine :	40
I.6.5.3.6 Les aubes de la turbine :	41
I.6.5.4. La partie auxiliaire :	41
I.6.5.4.1 système d'admission :	41
I.6.5.4.2 Système de démarrage :	42
I.6.5.4.3 SYSTEMES D'ALIMENTATION PAR LE COMBUSTIBLE :	42
I.6.5.4.4 Système d'échappement :	43
I.6.5.4.5 Engrenages :	43

I.6.5.4.6 Accouplement :	44
I.6.5.4.7 Socle et support de la turbine :	44
I.6.5.5 Paliers :	44
I.7 METHODES D'AMELIORATION DES TURBINES A GAZ :	45
I.7.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur :	46
I.7.2 Réchauffage inter-turbines de détente :	46
I.7.3 Régénération (cycle de récupération) :	47
I.7.4 Injection de fluide dans le circuit de la turbine :	48
I.7.5 Système de refroidissement de l'air d'admission :	48
I.7.5.1 Refroidissement par absorption :	49
I.7.5.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :	49
I.7.5.3 Refroidissement par réfrigération mécanique :	50
I.7.5.4 Système de réfrigération mécanique avec stockage :	51
I.7.5.4.1 stockage de la glace :	51
I.7.5.4.2 STOCKAGE DE L'EAU FROIDE :	51
I.7.5.6 Système d'injection d'air :	52
.....	53
I.8 LES LOGICIELS DE SIMULATION NUMERIQUE :	53
I.8.1. Analyse par éléments finis (FEA) :	53
I.8.2. Dynamique des fluides numérique (CFD) :	53
I.8.3. Hysys :	54
I.8.3.1 Interface graphique conviviale :	54
I.8.3.2 Modélisation thermodynamique :	54
I.8.3.3 Simulation dynamique :	54
I.8.3.4 Analyse de sensibilité et optimisation :	54
I.8.3.5 Intégration avec d'autres outils :	55
I.8.3.6 Les avantages de l'utilisation de HYSYS dans la simulation des turbines à gaz comprennent :	55
I.8.3.7 Fonctionnement :	55
I.9 CONCLUSION :	58
Chapitre II : Etude thermodynamique (cas de base)	
II.1 INTRODUCTION :	60
II .2 EQUATIONS GOUVERNANTES DE LA THERMODYNAMIQUE :	60
II.2.1 L'Enthalpie (H) :	60
II.2.2 Principes de la Thermodynamique :	60
II.3 CONSERVATION DES GRANDEURS DANS LES ÉCOULEMENTS DE GAZ PARFAITS :	62
II.3.1 Conservation de la Température Totale :	62
II.3.2 Conservation de la Pression Totale :	62
II.4 TRAVAUX ET RENDEMENTS :	62
II.4.1 Les travaux :	62
II.4.2 Les rendements :	64
II.4.3 Chaleur spécifique :	65
II.4.4 Propriétés thermodynamiques de l'air :	66
II.5 ÉTUDE ANALYTIQUE :	67
II.5.1. Calcul thermodynamique d'après les données du constructeur :	67
II.5.2 Les points particuliers du cycle thermique de la T à G MS 5002 C :	68
II.5.3 Calcul du coefficient d'excès d'air α :	69
II.5.4 Calcul des paramètres au niveau de chaque section du circuit (plans) :	70
II.5.5 Travail massique :	82
II.5.6 Débit massique des gaz :	82
II.5.7 Débit massique de l'air:	83
II.5.9 Le travail du compresseur:	84
II.5.10 Le travail de la turbine:	84
II.5.11 Le rendement thermique de l'installation:	84
II.5.12 Vérification du coefficient d'excès d'air :	84
II.5.13 Résultats de calcul d'après les données du constructeur :	85
II.8. RESULTATS DE LA SIMULATION :	103
II.9. CONCLUSION :	105

Chapitre III : Etude d'optimisation énergétique et discussion des résultats

III.1 INTRODUCTION :	107
III.2 OPTIMISATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ :.....	107
III.3 ETUDE ANALYTIQUE :.....	109
III.3.1. Les résultats de calculs d'après les données réelles (avec optimisation) :	109
III.4 ETUDE DE SIMULATION NUMERIQUE :	111
III.4.1. Résultats de simulation numérique :	111
III.4.2. Comparaison des résultats :	115
III.4.3 La discussion des résultats pour les deux cas (réel sans récupération-avec récupération) :	116
III.5 INTERPRETATION DES RESULTATS OBTENUS :	117
III.6 CONCLUSION :	118
CONCLUSION GENERALE :	120

Liste des Figures :

FIGURE I. 1: SCHEMA D'UNE TURBINE A GAZ MONO-ARBRE ET BI-ARBRE[7].....	22
FIGURE I.2: SCHEMA D'UNE TURBINE UTILISEE POUR GENERER DE L'ELECTRICITE [10]	25
FIGURE I. 3: SCHEMA D'UNE CENTRALE NUCLEAIREB [11].....	25
FIGURE I. 4: SCHEMA D'UNE TURBOSOUFFLANTE [13].....	26
FIGURE I. 5: SCHEMA D'UN TURBOMOTEUR[14].....	26
FIGURE I. 6: COMPOSANTS PRINCIPAUX D'UN TURBOREACTEUR [15].....	27
FIGURE I.7: LE CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA TAG (T-S) [21]	28
FIGURE I.8: EMLACEMENT DU SITE HASSI RMEL SUR LA CARTE [23]	30
FIGURE I.9: SCHEMA DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C [25].....	31
FIGURE I. 10: VUE EN SECTION D'UNE TURBINE A GAZ [25].....	33
FIGURE I.11: IMAGE D'UN ROTOR DU COMPRESSEUR [30].....	34
FIGURE I.12: IMAGE ILLUSTRANT LA SECTION COMBUSTION [25].....	36
FIGURE I. 13: PHOTO DE LA CHEMISE DE CHAMBRE DE COMBUSTION (PRISE SUR SITE).....	36
FIGURE I.14: CHEMISE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION[27]	37
FIGURE I.15: INJECTEURS DE COMBUSTIBLE [31].....	37
FIGURE I.16: DEBIT D'AIR ET GAZ A TRAVERS LA SECTION DE COMBUSTION [31]	38
FIGURE I.18: SECTION VERTICALE - DIRECTRICE 1ER ETAGE [25]	39
FIGURE I.19: ENSEMBLE DIRECTRICE 2EME	39
FIGURE I.20: VUE DU ROTOR DE LA TURBINE BASSE PRESSION (PRISE SUR SITE)	40
FIGURE I.21: VUE DES AUBES DE LA TURBINE (PRISE SUR SITE)	41
FIGURE I.22: SYSTEME TYPIQUE D'ADMISSION [32].....	42
FIGURE I.23: SYSTEME D'ALIMENTATION AVEC LE COMBUSTIBLE [31]	43
FIGURE I. 24: PRINCIPAUX ELEMENTS DU SYSTEME[25]	43
FIGURE I. .25: DISPOSITION CHASSIS D'ECHAPPEMENT ET PALIER [27].....	45
FIGURE I. 26: INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE DU COMPRESSEUR [16].....	46
FIGURE I. .27: INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON AVEC RECHAUFFAGE DE LA TURBINE [16].....	47
FIGURE I. .28:INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON (AVEC LA REGENERATION).[35].....	47
FIGURE I. .29: DIFFERENTES CONFIGURATIONS D'INJECTION D'EAU OU DE VAPEUR DANS UN CYCLE SIMPLE [36].....	48
FIGURE I. 30: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFRIGERATEUR A ABSORPTION H2O-LIBR DE SIMPLE EFFET ET DE REFROIDISSEUR EVAPORATIF POUR LE REFROIDISSEMENT D'AIR.[35]	49
FIGURE I. 31: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT A BROUILLARD HAUT PRESSION[39]	49
FIGURE I. 31: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT A BROUILLARD HAUT PRESSION[39]	50
FIGURE I. 32: CYCLE BAS ET CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE PAR COMPRESSION COMPOSANTS [40].....	50
FIGURE I. 33: SYSTEME DE REFRIGERATION MECANIQUE AVEC STOCKAGE DE GLACE[40].....	51
FIGURE I. 34:SYSTEME DE REFRIGERATION MECANIQUE AVEC STOCKAGE D'EAU FROIDE. [40]	52
FIGURE I. 35: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT EVAPORATIF. [40]	52
FIGURE I. 36: AMELIORATION DE CYCLE SIMPLE PAR INJECTION D'AIR. [40].....	53
FIGURE I. 37: ARRIERE PLAN DE LOGICIEL HYSYS	54
FIGURE I. 38:CREATION D'UN NOUVEAU CAS	55
FIGURE I. 39: LISTE DES COMPOSANTS	56
FIGURE I. 41:SIMULATION.....	57
FIGURE I. 42:LES PARAMETRES DU CALCUL	57
FIGURE II. 1: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C.....	70
FIGURE II. 2: Cycle thermodynamique du fluide actif en fonction de(T, S).....	70

FIGURE II. 3 : DEMARRAGE DE HYSYS.....	92
FIGURE II. 4: DEMARRAGE DE HYSYS	93
FIGURE II. 5 :LA LISTE DES COMPOSANTS.....	93
FIGURE II. 6 : FLUIDE PACKAGE.....	94
FIGURE II.7:LISTE DES REACTIONS.....	94
FIGURE II. 8: LA REACTION DU METHANE	95
FIGURE II. 9: LA REACTION D'ETHANE.....	95
FIGURE II. 10: LA REACTION DE PROPANE	96
FIGURE II. 11: LA REACTION DE N-BUTANE	96
FIGURE II.12 : LA REACTION DE N-PENTANE.....	96
FIGURE II. 13 : LA COMPOSITION DE L'AIR.....	97
FIGURE II. 14 : LES CONDITION D'ENTREE D'AIR	98
FIGURE II.15 :LES CONNECTIONS DU COMPRESSEUR	99
FIGURE II. 16 :LES PARAMETRES DU COMPRESSEUR.....	99
FIGURE II.17 :LA COMPOSITION DU GAZ NATUREL.....	100
FIGURE II. 18 :LES CONDITIONS D'ENTREE DU GAZ NATUREL	100
FIGURE II.19 :LES CONNECTIONS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	101
FIGURE II. 20:LES REACTIONS DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION	101
FIGURE II. 21 :LES CONNECTIONS DE LA TURBINE A HAUTE PRESSION.....	102
FIGURE II. 22 : LES PARAMETRES DE LA TURBINE A HAUTE PRESSION.....	102
FIGURE II. 23 :LES CONNECTIONS DE LA TURBINE A BASSE PRESSION	103
FIGURE II. 24: LES PARAMETRES DE LA TURBINE A BASSE PRESSION.....	103
FIGURE II. 25:LES PARAMETRES DE LA TURBINE A BASSE PRESSION.....	104
FIGURE III . 1: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE L'ITG AVEC RECUPERATEUR.....	108
FIGURE III . 1: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE L'ITG AVEC RECUPERATEUR	109
FIGURE III . 3: LE RECUPERATEUR	109
FIGURE III .4: OUVERTURE DE NOTRE SIMULATION PRECEDENTE	112
FIGURE III .5:CYCLE SANS REGENERATEUR	113
FIGURE III .6: L'AJOUT DU REGENERATEUR	113
FIGURE III . 2:L'AJOUT DU REGENERATEUR	114
FIGURE III .8:LES PARAMETRES DU REGENERATEUR.....	114
FIGURE III .9:LES CONDITIONS D'ENTREE ET DU SORTIE DU REGENERATEUR.....	115
FIGURE III .3:LE SCHEMA FINAL DU CYCLE AVEC REGENERATEUR.....	115
FIGURE III . 2: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE L'ITG AVEC RECUPERATEUR.....	108
FIGURE III . 7:L'AJOUT DU REGENERATEUR.....	113
FIGURE III .10:LE SCHEMA FINAL DU CYCLE AVEC REGENERATEUR	114

Liste des Tableaux

TABLE I.1 CARACTERISTIQUES DE LA TURBINE A GAZ MS 5002 C.....	32
TABLE I.2: LES QUATRE PALIERS PRINCIPAUX DANS LA TURBINE A GAZ.....	45
TABLE II.1 :RESULTATS DE CALCUL D'APRES LES DONNEES CONSTRUCTEUR	85
TABLE II.2 :RESULTATS DE CALCUL D'APRES LES DONNEES REELS	89
TABLE II.3 :COMPARAISON DES RESULTATS(CONSTRUCTEUR-REEL).....	90
TABLE II.4 :LES RESULTATS DE LA SIMULATION	103
TABLE II.5 : TABLEAU DE COMPARAISON DES RESULTATS(SIMULATION-REELS)	104
TABLE III.1 : TABLEAU DES RESULTATS DE CALCUL AVEC L'OPTIMISATION	111
TABLE III.2: TABLEAU DE COMPARAISON DES RESULTATS(SIMULATION-REELS).....	115
TABLE III.3: TABLEAU DES RESULTATS POUR LES DEUX CAS	116

Nomenclature :

Les initiales	Significations	Unités
η_i	Rendement isentropique.	/
N	Vitesse de rotation.	Tr/min
P_u	Puissance utile.	W
PCi	Pouvoir calorifique inférieur du combustible.	J/kg _c
η_{th}	Rendement thermique.	/
G_0	Pouvoir camburivore du combustible.	kg _{air} /kg _c
λ_k	Caractéristique de MAKONOVALOV.	/
C_{p_a}	Chaleur spécifique isobare de l'air.	J/kg.K
α	Coefficient d'excès d'air.	/
Δp	Pertes de pression.	bar
V_a	Vitesse de l'air, gaz.	m/s
ξ	Coefficient d'expérience.	/
\mathfrak{T}_{eff}	Puissance effective.	W
\mathfrak{T}_i	Puissance thermique.	W
W	Travail thermique.	J/kg
\dot{m}_a	Débit massique de l'air.	kg/s
\dot{m}_g	Débit massique des az.	kg/s
S	Section.	m ²
\dot{m}_m	Débit massique.	kg/s
Q_v	Débit volumique.	m ³ /s
Ec	Energie cinétique.	J
Δh	Variation d'enthalpie.	J/kg
q_c	Débit massique relatif du combustible.	/
q_r	Débit massique relatif de l'air.	/
q_f	Débit massique relatif des fuites.	/
η_m	Rendement mécanique	/
η_{cc}	Rendement de la chambre à combustion	/
T	Taux de compression	/
P	La pression	Bar
T	La Température	K
ρ	La densité	kg/m ³
TAG	Turbine à gaz	/
ITAG	Installation de la turbine à gaz	/
CFD	Dynamique des fluides numérique	/
FEA	Analyse par éléments finis	/

Résumé :

Ce mémoire présente une étude approfondie des turbines à gaz, avec un accent particulier sur le modèle Ms5002c. Il explore les principes de fonctionnement et les applications d'optimisation énergétique. Une analyse thermodynamique détaillée est effectuée en utilisant des données fournies par le constructeur ainsi que des données opérationnelles réelles. Des simulations numériques sont également réalisées pour évaluer les performances et proposer des améliorations. Les résultats sont discutés en vue d'optimiser l'efficacité énergétique de la turbine.

Summary :

This thesis presents an in-depth study of gas turbines, with a particular focus on the Ms5002c model. It delves into the operational principles and energy optimization applications. A detailed thermodynamic analysis is conducted using data provided by the manufacturer as well as actual operational data. Numerical simulations are also carried out to evaluate performance and suggest improvements. The results are discussed with the aim of optimizing the turbine's energy efficiency.

ملخص:

تقدم هذه الأطروحة دراسة معمقة لتوربينات الغاز، مع التركيز بشكل خاص على نموذج Ms5002c. تغطي في مبادئ التشغيل و تطبيقات تحسين الطاقة. يتم إجراء تحليل حراري ديناميكي مفصل باستخدام بيانات مقدمة من الشركة المصنعة بالإضافة إلى بيانات تشغيلية فعلية. كما يتم إجراء محاكاة رقمية لتقييم الأداء واقتراح تحسينات. يتم مناقشة النتائج بهدف تحسين كفاءة الطاقة للتوربين.

Introduction

Introduction

Générale

Générale

Introduction Général :

De nos jours, l'industrie est confrontée à une complexité croissante. La compétition mondiale se concentre sur la rentabilité, qui s'obtient en favorisant l'enrichissement de la société tout en garantissant des progrès. Ces avancées technologiques sont satisfaisantes, et elles résultent de l'utilisation optimale des ressources matérielles et humaines, soutenue par une recherche scientifique approfondie.

La turbine à gaz reste l'un des moyens de production de l'énergie les mieux innovées. Grâce à son invention, les ingénieurs ont pu surpasser les niveaux de puissance précédemment inaccessibles avec les moteurs thermiques classiques. Les turbines à gaz sont un élément clé pour l'expansion et l'amélioration de la production d'énergie dans notre pays. Elles sont employées dans les processus industriels et la production d'énergie électrique.

Le secteur de l'ingénierie et de la génération d'énergie accorde une importance gigantesque à l'étude thermodynamique et à l'optimisation énergétique d'une turbine à gaz. L'utilisation de ces turbines est largement répandue dans différentes industries : production d'électricité, centrales électriques, aviation, propulsion de navires, pétrochimie, etc. Elles proposent une alternative polyvalente Pour convertir l'énergie chimique en énergie mécanique exploitable, offrant un rendement élevé et une grande souplesse dans les opérations.

- **Problématique :**

Toutefois, malgré les progrès technologiques, les performances de ces turbines à gaz sont restreintes par certaines contraintes et difficultés. L'efficacité énergétique est l'une des principales préoccupations, En d'autres termes, il s'agit de la quantité d'énergie requise pour générer une certaine quantité d'électricité ou de travail mécanique. En général, les turbines à gaz présentent un rendement énergétique assez élevé, cependant, il est possible d'apporter des améliorations supplémentaires afin d'optimiser leur efficacité. En outre, il est essentiel de considérer la durabilité des turbines à gaz et leur impact sur l'environnement. Il est essentiel de diminuer Cela se réfère aux rejets de gaz à effet de serre et à d'autres contaminants de l'air afin de respecter les normes environnementales de plus en plus rigoureuses.

- **Objectifs :**

Cette étude vise donc à approfondir la compréhension des processus thermodynamiques et des mécanismes de transfert de chaleur à l'intérieur d'une turbine à gaz, dans le but de concevoir des stratégies et des techniques d'optimisation visant à améliorer les performances énergétiques. En particulier, notre objectif est d'optimiser l'efficacité énergétique en réduisant au minimum les pertes d'énergie.

- Démarches à entreprendre :

Afin d'atteindre ces objectifs ambitieux, nous établirons une méthodologie rigoureuse en suivant plusieurs étapes. Dans un premier temps, nous débiterons par une étude approfondie des principes essentiels de la thermodynamique appliquée aux turbines à gaz. Les constituants d'une turbine à gaz, tels que les compresseurs d'air, les chambres de combustion et les turbines, seront étudiés en analysant leurs performances individuelles et leur interaction globale. Nous examinerons aussi les cycles thermodynamiques couramment employés, comme le cycle de Brayton, afin de saisir l'interaction entre les processus de compression, de combustion et d'expansion.

Ensuite, nous ferons appel à des outils de simulation raffinés afin de réaliser des Calculs précis et de prédire le comportement d'une turbine à gaz dans diverses conditions de fonctionnement. Ces simulations nous permettront de repérer les endroits où il y a des pertes d'énergie et de suggérer des solutions d'optimisation spécifiques.

Par la suite, nous examinerons les avancées technologiques récentes dans ce domaine, comme l'intégration de systèmes de récupération de chaleur, tels que la cogénération, afin d'améliorer encore plus l'efficacité énergétique des turbines à gaz

- Conclusion :

En résumé, le but de cette recherche est d'approfondir notre compréhension des principes thermodynamiques et des méthodes d'optimisation afin d'améliorer les performances énergétiques des turbines à gaz. Les conclusions de cette étude seront utiles pour les entreprises et les secteurs qui souhaitent augmenter leur efficacité énergétique. En exploitant les progrès technologiques et en mettant en place des méthodes de conception et d'exploitation optimisées, les turbines à gaz peuvent encore jouer un rôle plus crucial dans la génération d'énergie propre et durable.

Chapitre I

Etude Technologique

I.1 Introduction :

Les turbines à gaz sont des appareils qui exploitent l'énergie ou la propulsion en utilisant la combustion d'un carburant. Elles se composent d'une turbine, d'une chambre à combustion et d'un compresseur. Ces dernières années, Les turbines à gaz ont fait l'objet d'une expérience de croissance significative dans de nombreuses applications industrielles, en particulier au sein de l'industrie de la génération d'électricité. Elles présentent de multiples utilisations, présentent des bénéfices et des désavantages. Ils dépendent de la température de combustion et du taux de compression pour leur performance. Différentes catégories et méthodes de fonctionnement des turbines à gaz existent. Dans ce premier chapitre, nous allons examiner en détail tous ces aspects. [1]

I.2 Turbines à gaz :

I.2.1 Définition :

Les turbines à gaz, qui sont une catégorie de turbomachines, ont été caractérisées par August Rateau. Selon lui, ces dispositifs comportent un rotor qui tourne à une vitesse stable autour d'un axe, et qui transfère de l'énergie à un fluide en mouvement continu. En général, la turbine à gaz (également connue sous le nom de TAG) est un moteur à combustion interne de tous les aspects, on peut l'envisager comme un système autonome.

En effet, elle saisit et condense l'air ambiant grâce à son compresseur intégré, amplifie l'énergie de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette énergie en force mécanique profitable lors des phases de détente qui ont lieu dans la partie turbine.

La force mécanique obtenue est transmise via un couplage à une machine destinataire, qui génère la puissance nécessaire pour le processus industriel.

Dans sa configuration la plus élémentaire, une turbine à gaz se compose d'un compresseur axial qui capte l'air à une pression atmosphérique ; d'une chambre de combustion où l'air comprimé est chauffé à une pression stable par la combustion d'un certain volume de carburant (gaz naturel, diesel ou kérosène), et enfin d'une turbine qui détend les gaz jusqu'à atteindre la pression atmosphérique. [2]

Le terme « gaz » dans le terme « turbine à gaz » désigne le gaz du fluide qui se déplace à travers la turbine et non du carburant employé, qui peut être gazeux (comme le gaz naturel, le butane ou le propane) ou liquide (allant des carburants les plus volatils (naphta, alcool, kérosène ou fioul domestique) aux carburants les plus épais (fiouls lourds ou résiduels, voire du pétrole brut). [3]

I.2.2 Historique de la turbine à gaz :

L'histoire des turbines à gaz est captivante et s'étend sur plusieurs siècles. Tout a commencé avec les premières idées et inventions, puis a évolué au fil du temps pour façonner notre monde industriel et technologique moderne.

Au 1er siècle après J.-C., l'Ingénieur Grec ancien Héros d'Alexandrie a créé l'éolipile, une machine utilisant la puissance de la vapeur pour faire tourner une sphère. Bien que l'éolipile ne soit pas une turbine à gaz moderne, il a jeté les bases des principes fondamentaux de fonctionnement. L'éolipile consistait en une sphère creuse avec des sorties de vapeur orientées vers l'extérieur. Lorsque la vapeur était introduite dans la sphère, elle s'échappait par les sorties, créant une force de rotation. C'était une démonstration de l'obtention de l'énergie mécanique à la base de l'énergie thermique, un concept essentiel pour les turbines à gaz ultérieures.

Le premier dispositif à gaz a été breveté en 1629 par le mécanicien italien Giovanni Branca. Ce dispositif dirigeait un jet vers une roue horizontale connectée à un système d'engrenage pour actionner un pressoir. À la suite de Branca, Cette technologie a bénéficié de la contribution de plusieurs mathématiciens.

En 1791, John Barber, l'Anglais, a obtenu un brevet pour une turbine à gaz avec un compresseur alternatif. Le professeur français Claude Bourdin a construit, dans les années 1820-1833, plusieurs machines hydrauliques qu'il a appelées turbines, du latin turbins, qui signifie « qui tourne ». Ces premières expériences n'ont cependant pas atteint le stade de la stabilité industrielle. [4]

Les turbines de Fourneyron furent placées en Europe et aux États-Unis en 1844, où elles furent améliorées. Entre la fin du XIXe siècle et le début du XXe siècle, les turbines à gaz se sont mises en œuvre. L'ingénieur mécanicien Elling construit en 1903 une première turbine à gaz qui peut fournir du travail, mentionne-t-on. En 1906 le premier turbomoteur autonome fut créé par les Français Armengaud et Le Male, affichant un rendement global de 3%. Quatre ans plus tard, l'ingénieur mécanicien Henri Coanda teste un avion équipé d'une turbine à gaz rudimentaire, constituée d'une chambre de combustion, d'un compresseur, et d'une tuyère. Cependant, il faut attendre 1930 pour que l'idée de turbine à gaz se diffuse dans beaucoup de pays, notamment en France, en Italie, en Grande Bretagne, aux Etats-Unis et en Allemagne. En 1950, les turbines à gaz atteignent un rendement de 30% et sont utilisées pour la production d'électricité. Parmi les inventions marquantes de cette période, on peut citer le turbopropulseur construit en 1940 par l'équipe de Secundo Compiniqui, et la turbine à gaz moderne, dont la paternité est attribuée à Frank Whittle, un ingénieur britannique. [5]

I.2.3 Classification des turbines à gaz :

On peut catégoriser les turbines à gaz en se basant sur divers paramètres :

- Organisation de l'arbre.
- En fonction du mode de travail.
- Selon les différents types d'architectures.
- Selon la méthode de fonctionnement thermique.

I.2.3.1 Classification des turbines à gaz selon le mode de disposition d'arbre :

Il existe trois types de turbines en fonction de la disposition de l'arbre :

❖ Turbine mono-arbre :

Les sections de la turbine et le compresseur sont montés sur le même arbre, ce qui permet une rotation à la même vitesse. Ce genre est employé dans les domaines où il n'y a pas de variation de vitesse, comme par exemple l'actionnement des pales pour la propulsion ou l'utilisation de générateurs pour la création d'énergie électrique.

❖ Turbine bi-arbre :

L'ensemble de cette turbine à gaz est constitué d'une turbine, d'un compresseur et d'une chambre de combustion, toutes montées sur un arbre commun. De plus, on peut monter une turbine de puissance sur un autre arbre séparé en connexion avec l'appareil récepteur. La turbine à gaz double corps est un autre type de machines à deux arbres, avec un compresseur et une turbine en deux parties : le composant sous haute pression et le composant sous basse pression. Toutes les parties se trouvent sur le même arbre.

❖ Turbine tri-arbre :

Les rotors des éléments mécaniques sont fixés sur trois arbres rotatifs dans cette turbine. Ces arbres ont la capacité de tourner ou d'arrêter de tourner entre eux et ça se passe avec un rapport de vitesse spécifique entre eux, ce qui les rend arbres flottants. Cette turbine est entièrement dédiée à l'aviation. (Figure I.1) [6]

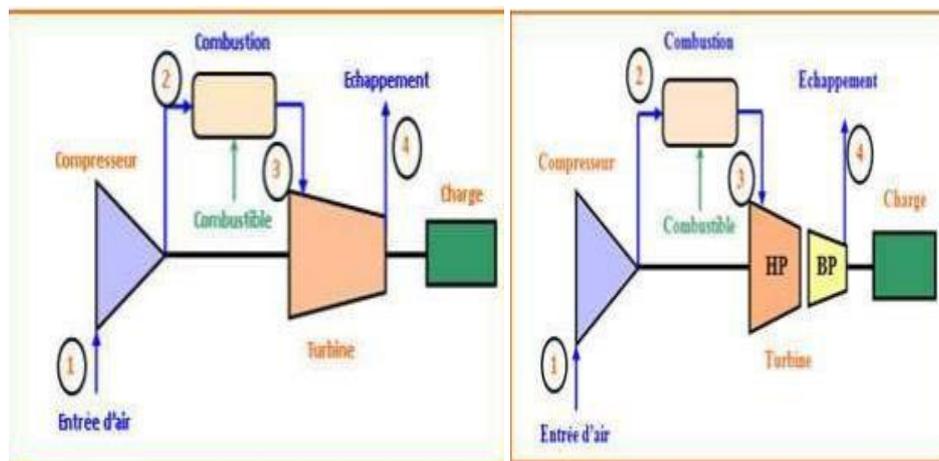


FIGURE I.4: SCHEMA D'UNE TURBINE A GAZ MONO-ARBRE ET BI-ARBRE[7]

I.2.3.2 Classification des turbines à gaz selon le mode de travail :

On peut distinguer deux différents types de turbines :

❖ Turbine à action :

Le fonctionnement d'une turbine à action repose sur le fait que la transformation du fluide ce qui

veut dire du côté thermodynamique se produit exclusivement à la direction (entre les appareils qui sont fixes). L'unique fonction des aubes mobiles est de convertir l'énergie cinétique générée par la détente ce qu'en peut expliquer comme suit ($p_1 > p_2$) en travail mécanique qui sera transmis ensuite au rotor. Les gaz se déplacent dans la roue sans changement dans la pression statique ce qui veut dire ($p_2 = p_3$).

❖ Turbine à réaction :

La détente dans ce type de turbines appelées turbines à réaction se produit à la fois dans les canaux fixes et mobiles, c'est-à-dire que la roue transforme une partie de l'énergie thermique en énergie cinétique et mécanique. Les gaz se déplacent dans la roue en fonction de la pression statique, on exprime ça par : $p_1 > p_2 > p_3$. [8]

I.2.3.3 Classification des turbines à gaz selon le type d'architecture :

Il existe plusieurs architectures de turbomoteurs :

❖ Turbine liée :

La turbine liée, aussi connue sous le nom de turbine fixe ou solide, est la machine la plus basique. Son ensemble tournant est unique, sur lequel sont fixés le compresseur et la turbine de détente. Il est possible d'intégrer la chambre de combustion à la machine ou de la séparer ; dans cette situation, elle est reliée au compresseur et à la turbine par l'intermédiaire de conduits.

❖ Turbine libre :

Celle-ci est composée d'un générateur de gaz séparé de la source de puissance. On peut choisir entre un générateur de gaz mono-corps ou double-corps. L'organe de détente, connu sous le nom de turbine de puissance, est installé dans le récepteur sur un arbre distinct de celui de l'appareil de production de fluide gazeux.

❖ Turbine à échangeur de chaleur :

Un échangeur thermique est utilisé dans ces machines pour récupérer et transférer une portion de l'énergie thermique dissipée dans les fumées d'évacuation de la turbine vers le fluide en phase post-compression.

❖ Compression refroidie et détente réchauffée :

La compression refroidie et la détente réchauffée sont deux techniques utilisées pour améliorer la puissance spécifique ainsi que rendement thermique des moteurs. La première, qui se rapproche d'une compression isotherme, utilise un échangeur thermique pour refroidir le fluide actif, réduisant ainsi le coût énergétique de la compression. Cette approche est fréquemment employée dans le secteur industriel, où un fluide réfrigérant est souvent disponible. En aéronautique, l'injection d'eau est parfois utilisée pour refroidir le fluide actif.

La détente réchauffée, quant à elle, vise à augmenter la puissance en effectuant une détente proche de l'isotherme. Elle utilise l'excès d'air de la combustion principale pour brûler plus de carburant et augmenter la température du fluide actif. Dans les machines à cycles fermés, cette opération peut être répétée avec des échangeurs thermiques entre deux détentes partielles.

Ces techniques, bien que complexes, sont essentielles pour améliorer les performances des dans les domaines de haute puissance.

I.2.3.4 Classification selon moteurs, en particulier le mode de fonctionnement thermodynamique :

Dans ce mode de classification on peut distinguer deux différents cycles thermodynamiques :

❖ Turbine à gaz à cycle fermé :

Le fluide actif (air atmosphérique) est constamment renouvelé dans les machines à cycles ouverts. Par ailleurs, dans les configurations à cycle fermée, les mêmes éléments liquides circulent de manière continue à travers les différents composants du système. Un échangeur thermique remplace alors la chambre de combustion en transférant la chaleur d'une source chaude vers le fluide actif. Avant de revenir à l'entrée du compresseur, il est impératif de diminuer la température du fluide au sein d'un échangeur supplémentaire (tel qu'un radiateur ou un pré-refroidisseur), qui agit comme source froide. Les turbines à cycles fermés peuvent également utiliser des dispositifs d'amélioration des cycles ouverts, comme le récupérateur des gaz d'échappement à la sortie de la turbine, la compression refroidie et la détente réchauffée.

❖ Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et le débit sont effectués directement dans l'air. Ce type de turbine, couramment utilisé, est classé en deux catégories :

❖ Turbine à cycle simple :

C'est une turbine qui utilise un fluide unique pour produire de l'énergie mécanique. Une fois la détente terminée, les gaz ayant encore une capacité énergétique sont éjectés dans l'air par l'échappement.

❖ Turbine à cycle régénéré :

C'est une turbine qui utilise plusieurs fluides moteurs dans son cycle thermodynamique Dans le but d'optimiser l'efficacité de l'équipement. [9]

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

L'utilisation d'une turbine à gaz à besoin de spécifier de nombreux paramètres, comme le type de combustible utilisé, le temps de fonctionnement annuelle, les températures extrêmes extérieures, l'assemblage, les risques, etc. Ainsi, il est nécessaire de personnaliser l'installation d'une turbine à gaz dans le but de satisfaire les exigences d'exploitation spécifiées.

I.3.1 Production d'électricité :

L'utilisation de la turbine à gaz pour ce but est très répandue : l'arbre de la turbine produit un réducteur, dont l'arbre à faible vitesse produit un alternateur. Le fonctionnement mécanique n'est pas compliqué et peut être assimilé à un groupe (turbine-alternateur) à vapeur utilisé pour générer de l'électricité. Les turbines de ce genre sont employées dans les centrales électriques à cycle simple. (Figure II.2)

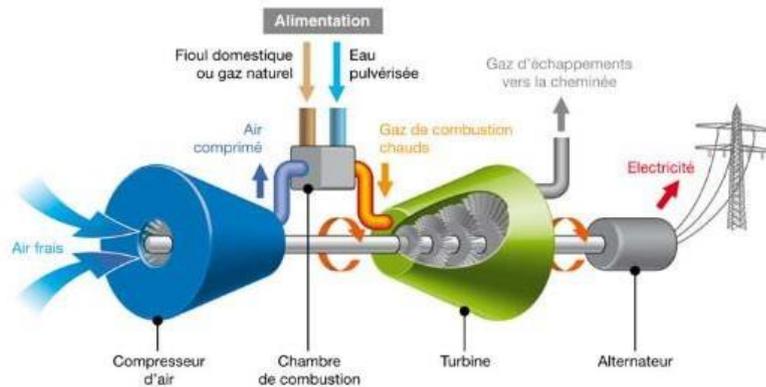


FIGURE I.5: SCHEMA D'UNE TURBINE UTILISEE POUR GENERER DE L'ELECTRICITE [10]

I.3.2 Centrales nucléaires :

Dans les centrales nucléaires, l'hélium sert de fluide de refroidissement dans le réacteur et de fluide de travail dans l'unité de turbine à gaz à circuit fermé dans les centrales nucléaires. L'hélium est chauffé dans l'échangeur de chaleur, puis transféré vers le réacteur pour le chauffer encore, ensuite détendu dans la turbine après compression. La turbine génère la charge (générateur électrique) grâce à la haute pression et à la température élevée des gaz d'échappement. (Figure I.3)

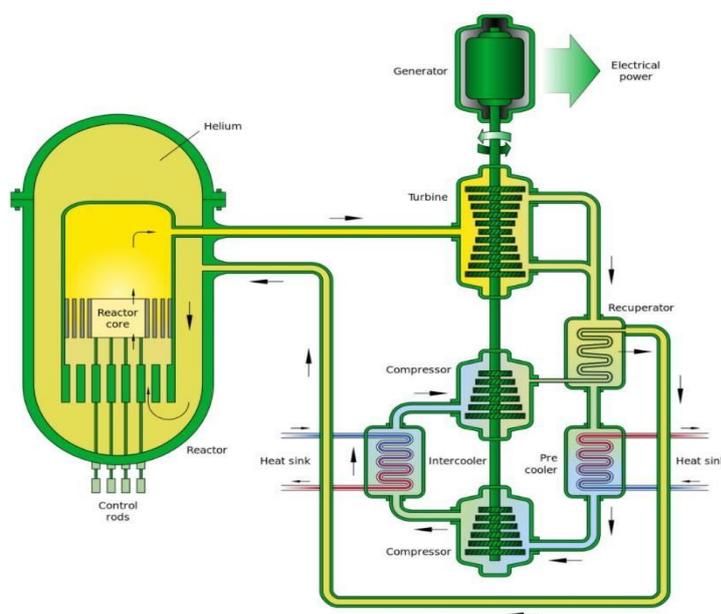


FIGURE I. 6: SCHEMA D'UNE CENTRALE NUCLEAIREB [11]

I.3.3 Aéronautique :

I.3.3.1 Turbosoufflante :

Son fonctionnement est similaire à celui du turbopropulseur, à l'exception du fait que le propulseur est remplacé par une soufflante (un élément rotatif qui génère la poussée). (Figure I.4) [12]

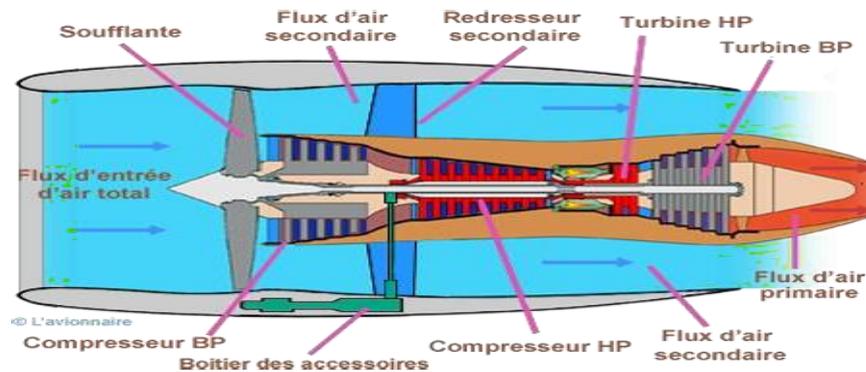


FIGURE I. 7: SCHEMA D'UNE TURBOSOUFFLANTE [13]

I.3.3.2 Turbomoteur :

Il s'agit d'un moteur où l'énergie de la turbine est utilisée pour entraîner d'autres systèmes de propulsion, plus souvent un rotor d'hélicoptère avec un système de transmission principalement constitué d'une boîte d'engrenages. (Figure I.5). [12]

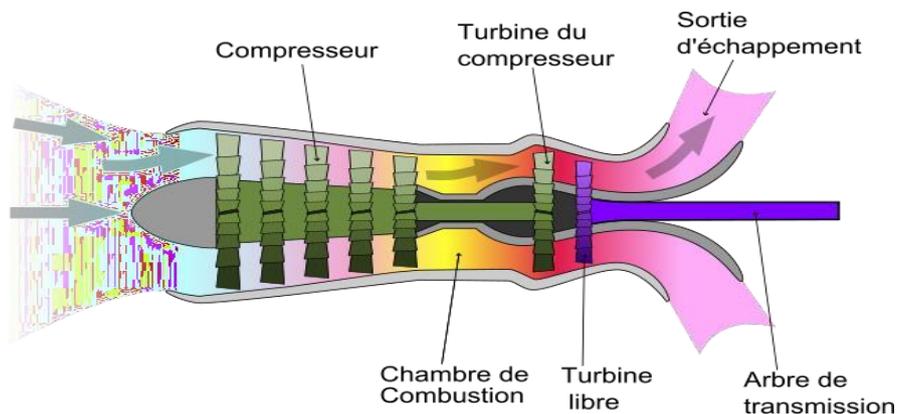


FIGURE I. 8: SCHEMA D'UN TURBOMOTEUR[14]

I.3.3.3 Turbine à gaz d'avion :

La TAG se considère comme un producteur de gaz entièrement fonctionnel dans les turbo jets et les turboréacteurs, et fournit la puissance nécessaire à l'axe du propulseur dans le turbopropulseur. La turbine utilisée dans la propulsion aérienne est une turbine à gaz à cycle ouvert et à une pression constante. (Figure I.6) [12]

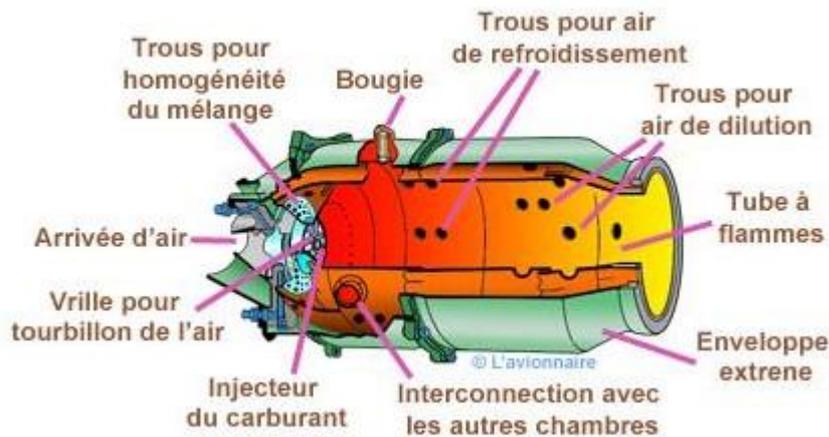


FIGURE I. 9: COMPOSANTS PRINCIPAUX D'UN TURBOREACTEUR [15]

I.3.4. Stations de réinjection pour les gisements de pétrole et de gaz :

Nous utilisons des turbines à gaz pour accroître la pression dans le réservoir d'un gisement de pétrole dans le but d'améliorer la production via un accouplement des turbines à gaz avec des compresseurs centrifuges. On effectue cela en introduisant du gaz naturel dans les puits du pétrole et du gaz afin de stabiliser la pression souhaitée à leur intérieur. [16]

I.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

On peut dire que les turbines à gaz sont des machines à échange d'énergie, c'est-à-dire des appareils où le rotor tourne autour de l'axe à une vitesse stable et le fluide est en circulation continue. Sa fonction principale consiste à générer de l'énergie mécanique.

Elle est principalement composée de trois sections principales :

- Le compresseur
- La chambre de combustion
- La turbine de détente

On aspire l'air qui a une température froide de l'extérieur, puis on le comprime dans le compresseur avant d'entrer dans la chambre de combustion. La consommation d'énergie mécanique lors de cette opération est déduite de l'énergie fournie par la turbine.

Un processus chimique impliquant l'interaction entre l'air et le combustible entraîne une hausse de la température à une pression assez constante dans la chambre à combustion. En effet, la pression diminue habituellement de 2 % à 4 % de la pression initiale, entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine. Pendant cette réaction, les gaz transforment la chaleur calorifique du combustible pour obtenir l'énergie thermique. [17].

Finalement, les gaz chauds se réchauffent dans la turbine de détente, jusqu'à atteindre la pression atmosphérique, ce qui entraîne une baisse de leur température.

Cette étape génère un volume considérable d'énergie mécanique, une quantité de laquelle est requise par le compresseur, mais la quantité majeure ira à l'exploitation à l'aide de générateur de puissance. [18]

I.4.1 Compréhension du fonctionnement de la turbine à gaz :

Brayton est le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. La (Figure I.7) présente le diagramme T-S (Température-Entropie) qui est le cycle basique de la TAG.

Dans les conditions atmosphériques, l'air pénètre vers le compresseur dans point (1), à température et pression ambiante. La classification conventionnelle des conditions de conception standard est celle des conditions ISO, sont :

- $T = 15$ (°C)
- $P = 1013$ (mbar)
- Humidité relative : 60 %

À l'intérieur du compresseur, l'air est comprimé et sort du point (2') lors d'une transition adiabatique de (1) à (2'). L'air pénètre dans la section de combustion avec une pression et température élevées à cause de la compression, presque dans les mêmes conditions de température et de pression qu'au point (2'). Un brûleur injecte le combustible dans la chambre de combustion ou on remarque que la pression est presque constante.

La conversion de (2') à (3) se produit de manière isobare, avec une augmentation importante de la température causée par la combustion. À la sortie de la chambre de combustion c'est-à-dire au point (3), la température est plus basse, parce qu'elle est le produit de la fusion des gaz de combustion primaire avec l'air de refroidissement.

Les gaz provenant de la chambre de combustion passent à travers une section de la turbine. Cette section de la turbine convertit l'énergie thermique et la pression en énergie cinétique. Par la rotation de l'arbre, cette énergie est transformée en travail de compression, qui est interne et non utilisable, ainsi qu'en travail utile externe, par accouplement avec une machine entraînée. À la fin de la partie (4'), les gaz sont éjectés dans l'air.[19][20].

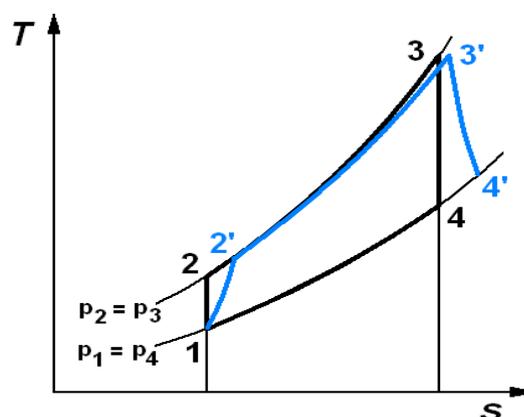


FIGURE I.10: LE CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA TAG (T-S) [21]

I.5 Avantages, inconvénients des turbines à gaz :

I.5.1 Les avantages :

- Grande efficacité par unité de masse : Ces machines sont idéalement conçues pour les applications de propulsion aérienne, en particulier pour les avions (moteurs à réaction et turbopropulseurs) et les hélicoptères.
- Rapidité de mise en service : Les turbines à gaz peuvent atteindre leur pleine charge en un temps très court, ce qui les rend idéales pour les utilisations de secours et les pointes de demande.
- Un taux de vibration faible.
- Échappement peu pollué.
- Une grande fiabilité qui demande peu d'entretien.
- Une mise de fonds faible.
- Une forte capacité énergétique dans un volume limité où un moteur diesel de puissance équivalente ne pourrait pas être accommodé.
- La puissance est générée de manière continue, sauf lors du démarrage et de l'arrêt.
- Démarrage aisé même lors d'un froid intense.
- Une grande variété de carburants pour le fonctionnement.
- Capacité de fonctionnement avec une charge minimale.
- Sa mise en place nécessite peu de génie civil.
- Possibilité d'utiliser différents combustibles de moindre qualité (gaz pauvre). [22]

I.5.2 Les inconvénients des turbines à gaz : [20] [22]

- Consommation élevée du carburant
- Dépendance aux conditions climatiques
- Nuisances sonores
- Efficacité à charge partielle
- Gaz à effet de serre émis
- Limitations techniques pour certaines applications
- Problèmes métallurgiques
- Mauvais impact sur l'environnement

I.6. Description de la turbine à gaz MS 5002C :

Le modèle que nous allons étudier dans ce mémoire est la turbine à gaz MS 5002C, c'est un modèle déjà en place dans le gisement Hassi R'Mel.

I.6.1 Situation géographique du champ :

Hassi R'Mel, distancié de 550 km d'Alger en direction de sud, est un site saharien d'une importance capitale pour l'Algérie et l'Afrique. Il abrite le plus grand gisement de gaz naturel au niveau continental, ce qui en fait un pilier de l'économie algérienne. Le climat de la région est aride, avec une faible pluviométrie annuelle de 140 mm avec une humidité moyenne de 19 % durant la saison estivale et de 34 % pendant la période hivernale.

Dans le site on trouve des turbines à gaz modèle MS5002C qui est robuste avec deux arbres introduit dans les années 1970 et constamment amélioré pour répondre aux exigences de l'industrie. Ces turbines sont conçues pour une haute efficacité opérationnelle avec plusieurs vitesses et de conditions de charge. Elles sont utilisées pour diverses applications d'entraînement mécanique, notamment le renforcement du gaz.

Les activités d'injection et de réinjection de gaz, l'exploitation des pipelines, la gestion des usines de liquéfaction de gaz naturel (GNL) et le stockage de gaz sont des opérations courantes. Ces opérations peuvent fonctionner sur une vaste gamme de vitesses. Et la faculté d'incinérer Un large éventail de gaz et de carburants liquides.

En somme, Hassi R'Mel est un site d'une importance stratégique pour l'Algérie et l'Afrique, grâce à son gisement de gaz naturel et à ses installations de turbines à gaz MS5002C. Il joue un rôle crucial dans l'économie algérienne et contribue à La génération d'électricité à l'échelle nationale.

En plus de son importance économique, Hassi R'Mel est également un site d'intérêt scientifique et Technologique. Les turbines à gaz MS5002C sur place sont un exemple impressionnant de l'ingénierie moderne, démontrant la capacité de l'industrie à innover et à s'adapter aux défis énergétiques.

Le site est également un témoignage de la détermination de l'Algérie à exploiter ses ressources naturelles de manière durable et efficace. Enfin, Hassi R'Mel est un symbole de la richesse naturelle de l'Afrique et de son potentiel en tant que pionnier dans le secteur de l'énergie.

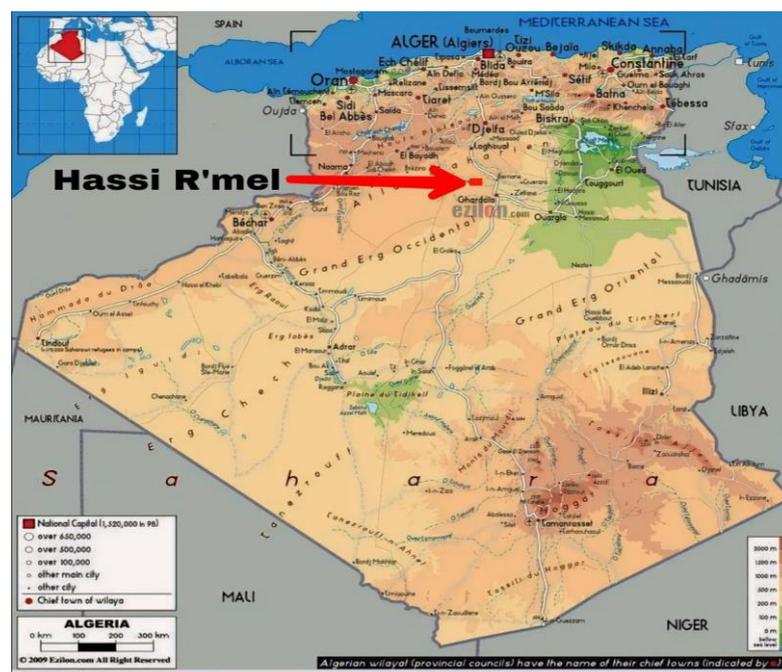


FIGURE I.11: EMLACEMENT DU SITE HASSI RMEL SUR LA CARTE [23]

I.6.2 Généralité sur la turbine à gaz MS 5002C:

La TAG à double arbre est spécialement conçue pour entraîner un compresseur centrifuge surpresseur. Une chambre d'admission d'air et un conduit sont situés à l'avant de la fondation de la turbine à gaz., ainsi qu'un séparateur d'air inertiel pour éliminer les corps étrangers avant l'entrée de la turbine.

I.6.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002 c :

Le démarreur permet d'atteindre d'abord une vitesse de 20 % pour le rotor. Le compresseur aspire l'air de l'atmosphère dans et on le dirige vers la chambre de combustion, qui libère le carburant sous pression. Le mélange air-carburant est enflammé par une étincelle à haute pression. (Une fois allumé, la combustion se poursuivra à l'intérieur). La vitesse du rotor de la turbine/compresseur haute pression est accrue par les gaz chauds. Le compresseur refoule avec pression ce qui augmente à son tour. Lorsque la pression s'intensifie, le rotor de la turbine à basse pression se met en mouvement. Par la suite, les deux rotors de la turbine gagnent en vitesse jusqu'à parvenir à leur régime de croisière. Dans la turbine haute pression, les éléments résultant de la combustion, qui sont des gaz sous des conditions de haute pression et de températures élevées. Sont d'abord évacués dans l'atmosphère, ensuite dans la turbine basse pression.

Ces gaz traversent la THP et les aubes de la turbine, maintenant et faisant tourner la turbine et le compresseur, permettant ainsi à l'équipement auxiliaire entraîné de supporter le couple de sortie. Une turbine basse pression est également entraînée par les gaz, qui entraînent la charge avant d'être évacuée. En utilisant deux turbines distinctes, les deux axes ont la capacité de tourner à des vitesses distinctes pour répondre aux besoins de charge fluctuante du compresseur centrifuge, tout en autorisant le générateur de gaz à haute pression à opérer à la vitesse prescrite du compresseur axial.. Depuis l'entrée, le rotor tourne dans le sens inverse de l'heure.[24]

I.6.4 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002 c: [26]

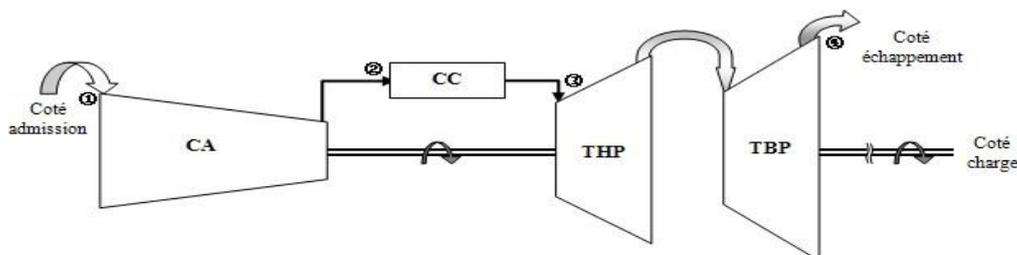


FIGURE I.12: SCHEMA DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C [25]

Marque	Générale électrique
Série	MS 5002 c
Ses application	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP	4900 tr/min
Commande	MARK V
Température de sortie (échappement)	505°C
Système de démarrage	Turbine à détente
Protection contre	Survitesse, température excessive, vibration
Rendement thermique	≈ 28%
Système de refroidissement	Réducteur avec vireur
Réduction de bruit	Silencieux d'admission et d'échappement

Table I.1: Caractéristiques De La Turbine A Gaz MS 5002 C

➤ **Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO) :**

Puissance	27,968 MW
Température d'entrée	15°C
Pression de sortie	1,013 bar

➤ **Section du compresseur :**

Nombre d'étages du compresseur axial	16
Type du compresseur	Écoulement à flux axial, service sévère
Plan de joint	Bride horizontale
Type d'aubes directrices d'entrée	Variable

➤ **Section de la turbine :**

Nombre des étages de la turbine	02
Plan de joint	Horizontale
Directrice du premier étage	Fixe
Directrice du deuxième étage	Variable

➤ Section de combustion :

Type	12 multiples foyers, types à flux inverses
Configuration des chambres	Concentrique autour du compresseur
Combustible	Gaz naturel
Bougies d'allumage	Deux, types électrodes à ressort, auto rétractile
Détecteur de flamme	4, type ultraviolet

➤ Système de lancement :

Dispositif de lancement	Moteur électrique
Type de réducteur	Non encastré avec vireur Hydraulique

➤ Système du combustible :

Type	Gaz naturel
Vanne de commande, arrêt, détente gaz	Servocommande ; électro hydraulique

I.6.5 Description de la turbine à gaz MS 5002C :

Ses principaux constituants :

- Section de compression.
- Le système de combustion
- Section turbine (haute et basse pression).
- La partie auxiliaire.
- Les paliers.

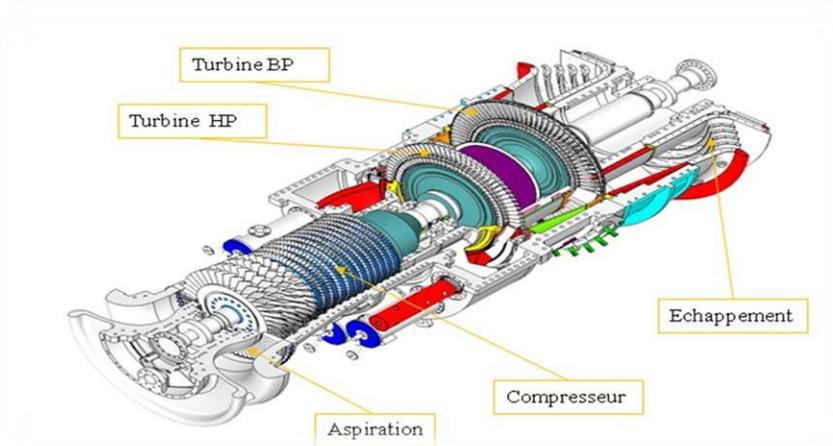


FIGURE I. 13: VUE EN SECTION D'UNE TURBINE A GAZ [25]

I.6.5.1 Section compresseur :

Le compresseur à flux axial, véritable poumon de la TAG, se compose d'un rotor et d'un stator, constitués de seize étages de pales mobiles et fixes. L'air est emprisonné entre ces pales et comprimé en plusieurs étapes. Les pales mobiles, orientées selon un angle précis, impriment de la vitesse à l'air, tandis que les pales fixes le guident vers les étages suivants. Cet air comprimé est ensuite envoyé vers la chambre de combustion pour alimenter le cycle de combustion.

En plus de sa fonction principale, le compresseur assure également le refroidissement de l'huile lubrifiante et le scellement des roulements de la turbine. [27]

I.6.5.1.1 Rotor du compresseur :

Le compresseur est constitué d'un rotor constitué de seize roues., demi-arbres, tirants et pales du rotor du compresseur (voir Figure I.11). Chaque roue présente une rainure de brochage dans laquelle la lame est insérée et Elle est stabilisée axialement grâce à des supports, qui sont eux-mêmes fixés à chaque bout de la fente. [28] [29]



FIGURE I.14: IMAGE D'UN ROTOR DU COMPRESSEUR [30]

I.6.5.1.2 Stator de compresseur :

Il se compose de 3 parties:

- **Le corps d'admission.**
- **Le corps avant du compresseur.**
- **Le corps de refoulement du compresseur.**

Ces pièces et le corps de turbine constituent la principale la configuration extérieure de la turbine à gaz. Ils soutiennent le rotor au niveau des paliers et forment la paroi extérieure de l'anneau d'écoulement. Pour des raisons d'efficacité, les trous dans le corps ont des tolérances serrées pour les extrémités des pales du rotor

I.6.5.1.2.1 Corps d'admission :

Située à l'avant de la turbine à gaz, l'admission d'air joue un rôle crucial en guidant uniformément l'air vers le compresseur. Ce composant robuste supporte également le roulement n°1 et fait le lien entre les divers composants du moteur. Des éléments clés tels que les cloches, les entretoises et les triangles garantissent la rigidité et la précision de l'ensemble. Les aubes variables, quant à elles, permettent un démarrage et une accélération en douceur, sans surtensions dommageables pour le compresseur. Alimentées par l'huile hydraulique, elles adoptent une position fermée lors du démarrage pour un fonctionnement optimal. [25]

I.6.5.1.2.2 Corps avant du compresseur :

La partie du devant de compresseur abrite les 10 premiers étages de stator, éléments clés du processus de compression. Elle joue également un rôle structural en transférant le poids vers le support avant et en reliant la carrosserie à la bride avant. Deux rotors imposants, l'un central et l'autre servant d'éloignement, renforcent la structure et contribuent à la stabilité de la turbine.

Les aubes du stator avant, disposées en demi-cercle rainuré, sont intégrées dans des dessins en forme de queue d'aronde taillés dans la paroi du corps d'admission. Une longue clé, logée dans une rainure de la Bride horizontale, empêche tout mouvement indésirable des assemblages.

En résumé, la partie avant du compresseur est un concentré de puissance et de précision, garantissant un fonctionnement optimal et une grande robustesse à la turbine à gaz. [25]

I.6.5.1.2.3 Corps de refoulement du compresseur :

Le dernier élément de la section est l'organisme responsable de la décharge. Il s'agit du corps le plus étendu, il est positionné entre les montants antérieurs et postérieurs de la turbine. Le but du carter de sortie du compresseur est de maintenir un équilibre de pression entre la pompe et la turbine, de constituer les parois internes et externes du diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. De plus, il sert de support pour la turbine du premier niveau. [25]

I.6.5.2 Section combustion :

La chambre de combustion, véritable cœur ardent de la TAG, se compose de douze modules externes, chacun doté d'une enveloppe courte, d'un ensemble chapeau et chemise, d'une pièce de transition, d'un injecteur de carburant, d'une bougie d'allumage, d'un transformateur d'allumage, d'un détecteur de flamme et d'un tube foyer. Le carburant, soigneusement dosé, est injecté dans chaque chemise par un injecteur dédié. Les bougies d'allumage enflamment l'air est le combustible dans les tubes foyers, déclenchant une réaction en chaîne qui embrase l'ensemble des chambres. Cette combustion intense produit les gaz chauds qui propulseront ensuite les turbines, générant ainsi la puissance tant recherchée. La chambre de combustion, par sa conception complexe et son rôle est important dans le cycle, il est l'élément central de la turbine à gaz, lui conférant sa puissance et son efficacité. [27]

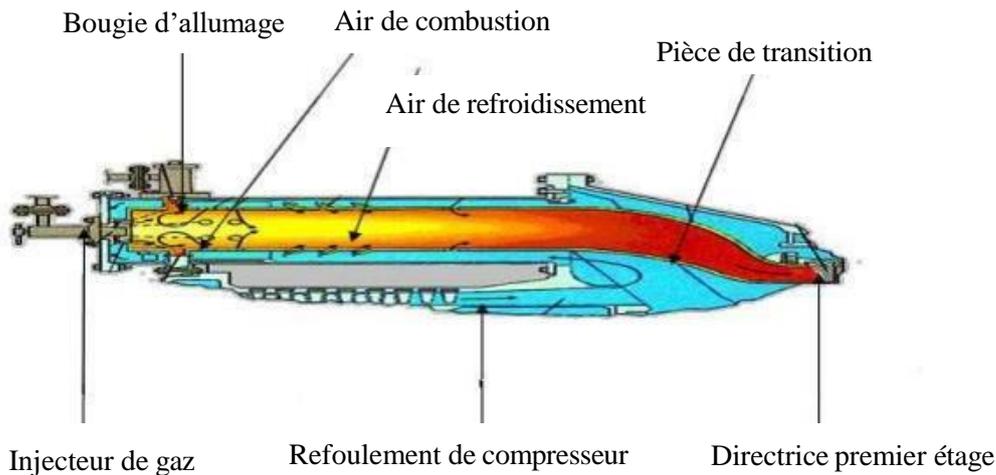


Figure I.15: IMAGE ILLUSTRANT LA SECTION COMBUSTION [25]

I.6.5.2.1 Enveloppe de combustion :

Les 12 chambres de combustion et les 12 sections de transition sont situées dans l'enveloppe de combustion. Il s'agit d'un ensemble constitué qui enveloppe la partie postérieure du carter de sortie du compresseur, accueillant l'air issu du compresseur à écoulement axial.

Deux types d'enveloppes de combustion sont employés sur les turbines à gaz MS5002c, en fonction de leur longueur calculée : pour le cycle simple et le cycle régénératif. Les chambres de combustion se situent à l'extérieur de la gaine courte et à l'intérieur de la gaine longue. [27]

I.6.5.2.2 Chambre de combustion :

Le système de combustion comprend 12 corps, chacun doté d'un chapeau, d'une chemise et d'injecteurs qui fournissent du carburant. L'air du compresseur est introduit dans la chambre et mélangé à l'huile et à la lumière. Les gaz chauds passent ensuite dans la chemise et la pièce de transition. Quatre chambres sont équipées de détecteurs de flamme. [27]



FIGURE I. 16: PHOTO DE LA CHEMISE DE CHAMBRE DE COMBUSTION (PRISE SUR SITE)

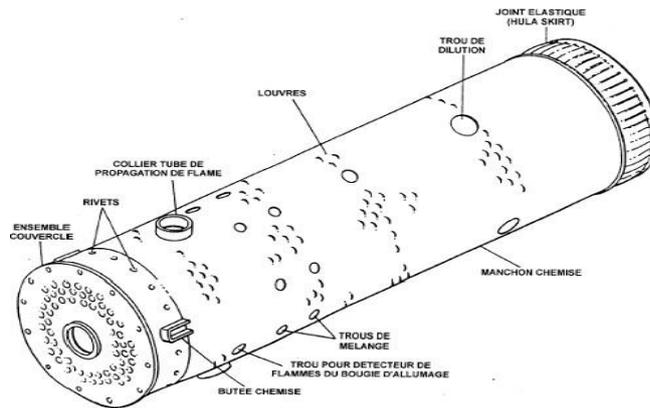


FIGURE I.17: CHEMISE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION[27]

I.6.5.2.3 Injecteur de combustible :

Toutes les chambres contiennent un injecteur qui projette du carburant dans la chemise. Le gaz inflammable est inhalé via des fentes de mesure. Lors de l'utilisation de carburant liquide, il est pulvérisé avec une haute pression d'air. Le mouvement de la tuyère entraîne une combustion complète et l'absence de fumée. [27]

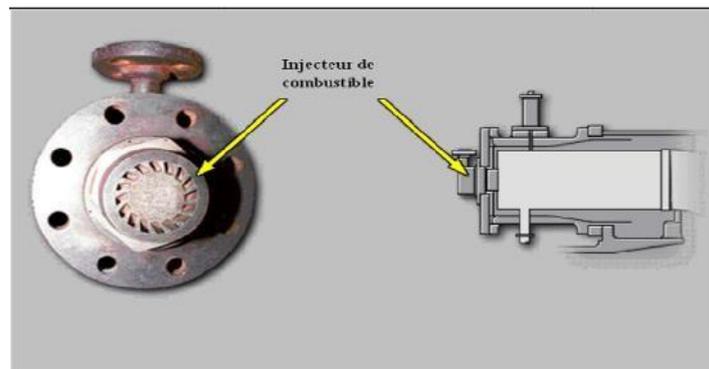


FIGURE I.18: INJECTEURS DE COMBUSTIBLE [31]

I.6.5.2.4 Tubes – foyers :

Les tubes-foyers relient les 12 chambres entre elles. L'existence de ces conduits facilite la propagation de la flamme depuis les chambres enflammées, qui renferment les bougies d'allumage, vers les chambres qui ne sont pas encore allumées. [28]

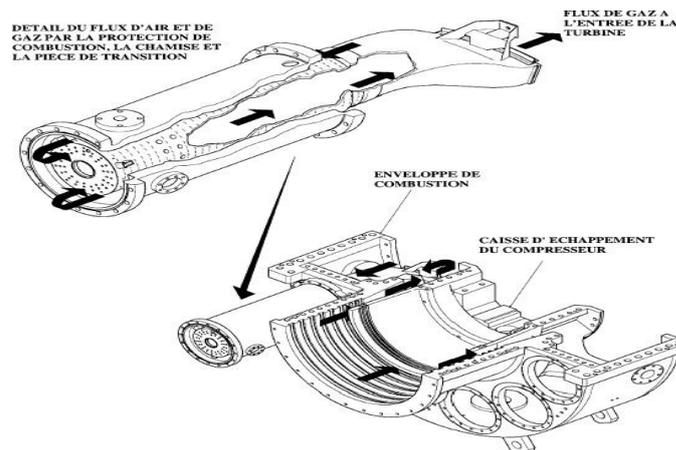


FIGURE I.19: DEBIT D'AIR ET GAZ A TRAVERS LA SECTION DE COMBUSTION [31]

I.6.5.3 Section turbine :

La partie turbine est l'espace où les gaz chauds issus de la combustion sont transformés en énergie mécanique. Le corps de la turbine, le directeur du premier étage, la roue de turbine du premier étage (ou turbine haute pression), le directeur à aubes variables du deuxième étage et l'étage de roue de turbine du deuxième étage (ou turbine basse pression). Le diaphragme, le joint d'étanchéité à l'air et le flux de gaz entre chaque étage sont également inclus dans cette zone. Il est possible de fusionner tous les éléments du stator dans le sens horizontal afin de simplifier la maintenance. [28]

I.6.5.3.1 stator de turbine :

L'un des éléments structurels essentiels de la TAG est la boîte de la turbine. Elle est fixée par des boulons à l'avant aux entretoises du carter d'échappement compresseur. Les ensembles suivants sont présents dans la caisse de la turbine : les parois et les segments de protection du premier étage, les parois internes et externes de l'espace entre-étages pour le gaz, le diaphragme et l'étanchéité à l'air du deuxième étage, ainsi que les cloisons et segments de protection correspondants du deuxième étage. La bague de contrôle est soutenue par des rouleaux qui sont attachés à la surface externe du boîtier de la turbine, qui actionne les cloisons de la directrice du deuxième étage à angle variable. À l'exception des surfaces requises pour l'installation de la directrice et des segments de protection, la paroi interne de la caisse de la turbine est séparée des pièces qui sont exposées au flux des gaz chauds.

En utilisant les segments dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de turbine et cette paroi, la directrice de premier étage participe à la dissipation de la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine des gaz entre-étage. La caisse présente des trous similaires à ceux de la bride verticale avant du cadre d'échappement. L'air ambiant peut refroidir l'arrière de la caisse de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement dans la veine d'échappement grâce à ces trous. [25] (Figure I.17).

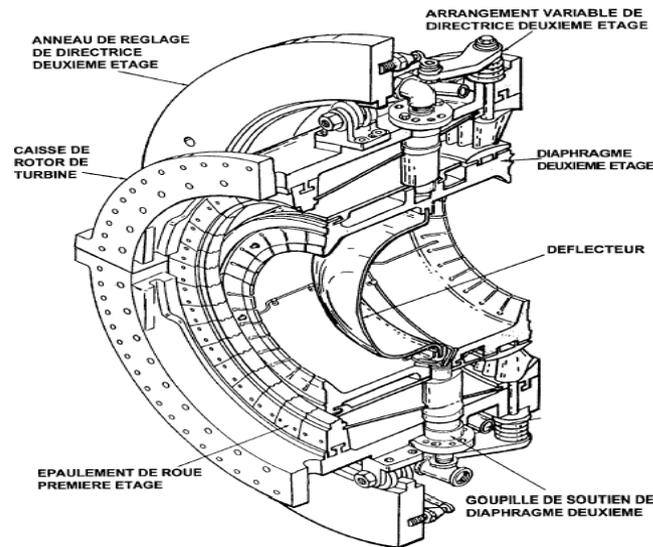


FIGURE I.20: SECTION VERTICALE - DIRECTRICE 1ER ETAGE [25]

Voici une reformulation : au sein de la zone circulaire du conduit de gaz, immédiatement avant la turbine du second étage, se trouvent les déflecteurs qui sont d'une forme d'un guide à angle qui change, la directrice de deuxième étage. Des arbres saillants dans la caisse de la turbine permettent de déplacer simultanément ces cloisons à travers des douilles. Un cylindre hydraulique fait tourner une bague de commande, à laquelle sont reliés des montants par maillons fixés à l'extrémité des arbres (Figure I.19). [25]

I.6.5.3.3 Directrice de deuxième étage :

Voici une reformulation : au sein de la zone circulaire du conduit de gaz, immédiatement avant la turbine du second étage, se trouvent les déflecteurs qui sont d'une forme d'un guide à angle qui change, la directrice de deuxième étage. Des arbres saillants dans la caisse de la turbine permettent de déplacer simultanément ces cloisons à travers des douilles.

Un cylindre hydraulique fait tourner une bague de commande, à laquelle sont reliés des montants par maillons fixés à l'extrémité des arbres (Figure I. 19). [25]

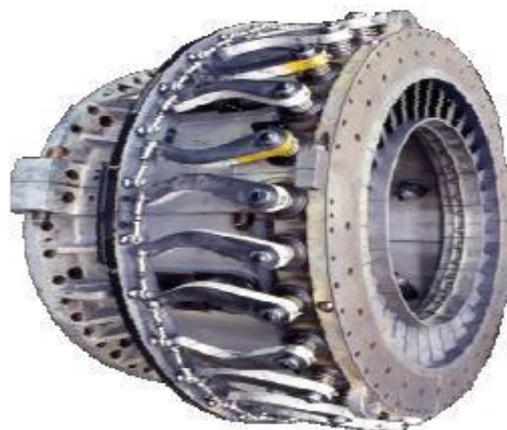


FIGURE I.21: ENSEMBLE DIRECTRICE 2EME

I. 6.5.3.4 Ensemble diaphragme :

La caisse de la turbine est traversée par six chevilles creuses radiales qui sont fixées entre les roues de la turbine de 1er étage et celles de la turbine de second étage afin de permettre le support du diaphragme. Elles se terminent par des trous perforés dans le diaphragme. Cette pièce cylindrique est divisée horizontalement en deux diaphragmes. L'espace des roues arrière du premier étage de la turbine et celui des roues de l'avant du deuxième étage de la turbine sont créés par un joint d'air placé dans une rainure du diaphragme. L'air de refroidissement est injecté dans les espaces des roues afin de refroidir les roues de la turbine et d'empêcher l'injection de gaz. Les flasques du diaphragme abritent les articulations des muscles. [29]

I.6.5.3.5 Rotor de la turbine :

Deux rotors distincts sont présents dans la turbine à gaz : le rotor de la THP, situé au premier étage, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires associés aux arbres, et le rotor de la TBP, situé au deuxième étage, qui entraîne la charge.

Dans la section turbine, les 2 rotors de la turbine sont dans la même ligne, mais ils sont mécaniquement indépendants, cela facilite aux turbines de tourner à des vitesses qui ne sont pas égales.

Le demi arbre arrière du rotor du compresseur forme directement une turbine boulonnée sur le premier étage, créant ainsi un rotor haute pression.

Le rotor de turbine basse pression/puissance est formé par un arbre de la roue qui boulonne la roue du deuxième étage. Deux paliers supportent ce rotor de turbine de puissance : Le coussinet lisse N°3 est placé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et le coussinet lisse N°4 sont placés à l'arrière du cadre d'échappement dans un logement boulonné.

Si une vitesse supérieure est détectée dans l'arbre de la turbine, le système de commande de la turbine à gaz est automatiquement activé. Avant le montage final, on équilibre la masse de survitesse avec le rotor situé dans l'arbre, et une légère correction suffira pour obtenir l'équilibrage final.

(Figure I.20). [29]



FIGURE I.22: VUE DU ROTOR DE LA TURBINE BASSE PRESSION (PRISE SUR SITE)

I.6.5.3.6 Les aubes de la turbine :

Les aubes de la turbine ont été montées dans la roue, avec des encoches axiales en forme de sapin et les couvercles placés sur les "échasses" des aubes. Un couvercle sur deux est utilisé pour fermer. Une cheville Twistlock maintient les aubes en place grâce à un empilage.



FIGURE I.23: VUE DES AUBES DE LA TURBINE (PRISE SUR SITE)

I.6.5.4. La partie auxiliaire :

L'état des organes de cette partie influe fortement sur la continuité et la qualité de fonctionnement, ainsi que sur la durée de vie et le temps de réponse de la turbine. La partie auxiliaire se compose de : la partie auxiliaire se compose de :

I.6.5.4.1 système d'admission :

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour objectif de canaliser l'air vers le compresseur axial. Il est essentiel que l'air soit correctement filtré pour garantir le fonctionnement optimal de la turbine. Les particules solides, en particulier dans les atmosphères humides, peuvent adhérer aux ailettes du compresseur et aux pales du stator, réduisant ainsi leur efficacité. Dans des environnements comme le Sahara, les grains de sable non filtrés peuvent causer une usure érosive, altérant le profil aérodynamique des ailettes et pouvant même entraîner leur détachement. De plus, un filtre bouché limite le débit d'air, ce qui provoque une diminution de la puissance et une hausse de la consommation spécifique. Un filtre, une conduite, un silencieux, un coude, un caisson d'admission et des accessoires sont inclus dans le système d'admission. L'air passe par ces composants pour atteindre le compresseur. Les filtres utilisés sont coniques, autonettoyants, très efficaces et ont une durée de vie pouvant aller jusqu'à 3 ans. [29] (voir figure I.22).

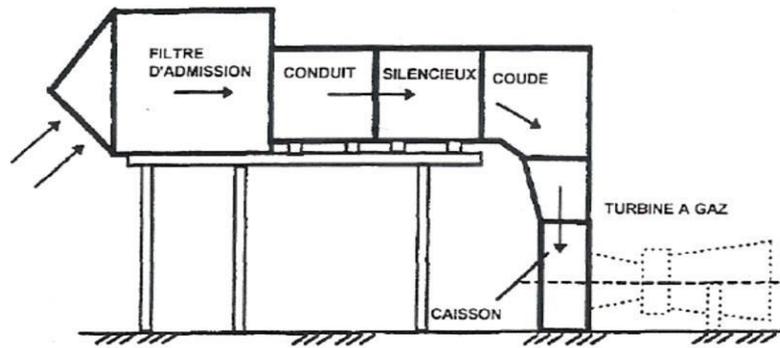


FIGURE I.24: SYSTEME TYPIQUE D'ADMISSION [32]

I.6.5.4.2 Système de démarrage :

Avant de pouvoir être activée et mise en marche, une turbine à gaz doit être tournée ou démarrée manuellement à l'aide d'un équipement accessoire. Un moteur à induction électrique et un convertisseur de couple peuvent être utilisés pour fournir le couple de démarrage et la vitesse requise. Il y a aussi une rotation lente de la turbine dans le système de démarrage pour le refroidissement après son arrêt. Le système de démarrage est constitué d'un moteur d'induction, d'un convertisseur de couple avec rochet, d'un embrayage de démarrage et d'un système hydraulique de rochet. Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique à la turbine à gaz. L'arbre d'admission du convertisseur de couple actionne la pompe de charge qui fournit de l'huile pour lubrifier la turbine du convertisseur. Après avoir accumulé la pression d'huile de fonctionnement, la pompe de charge reçoit d'abord l'huile du collecteur d'huile de lubrification, puis du réservoir d'huile de graissage. Au cours du fonctionnement, une soupape de contrôle chargée par ressort maintient une pression d'huile positive sur la pompe de charge. Des drainages sont ensuite utilisés pour renvoyer l'huile au réservoir de lubrification de la turbine. [29]

I.6.5.4.3 Systèmes d'alimentation par le combustible :

Ce système a pour fonction d'approvisionner les chambres de combustion en combustible (en l'occurrence le gaz naturel dans notre cas), à la pression et au débit appropriés tout au long du cycle opérationnel de la turbine.

L'élément essentiel de ce système est la vanne de commande et d'arrêt/détente gaz qui se trouve dans la zone accessoire. Cette vanne est également équipée des servovannes de commande, des manomètres et de la tuyauterie de distribution aux injecteurs

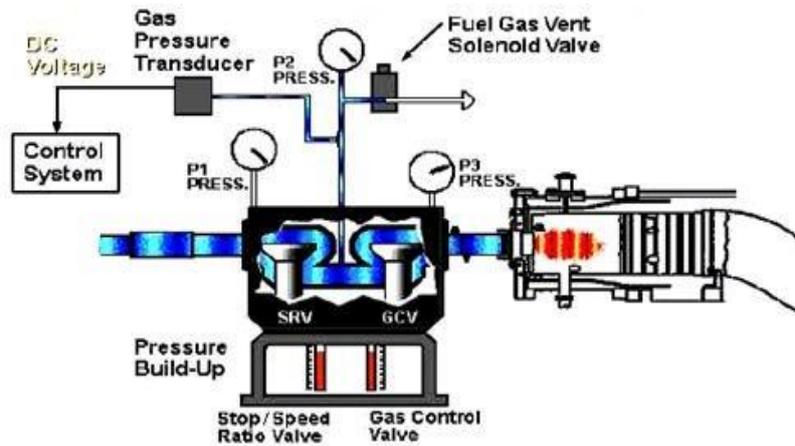


FIGURE I.25: SYSTEME D'ALIMENTATION AVEC LE COMBUSTIBLE [31]

I.6.5.4.4 Système d'échappement :

L'élément en question a pour rôle d'évacuer les gaz issus de la détente dans les roues de la turbine vers l'atmosphère. Il doit répondre à plusieurs critères importants. Premièrement, il doit minimiser la turbulence des gaz expulsés pour maintenir un niveau de bruit faible. Deuxièmement, il doit garantir la sécurité du personnel, notamment en offrant une bonne isolation thermique. Enfin, sa fiabilité et sa disponibilité doivent être comparables à celles des autres composants de la turbine, tels que le compresseur et la chambre de combustion. Ces exigences sont essentielles pour assurer un fonctionnement efficace et sûr de la turbine.

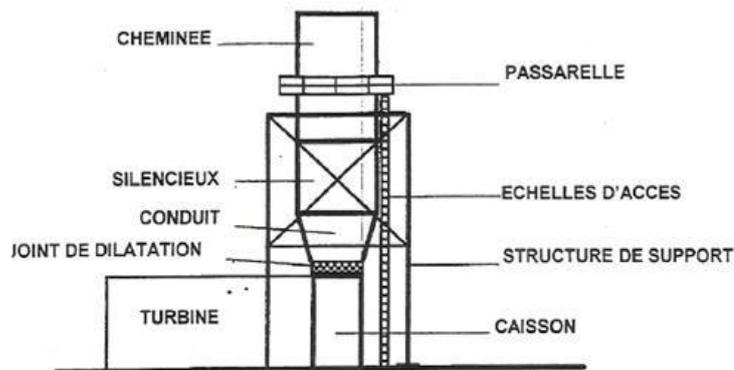


FIGURE I. 26: PRINCIPAUX ELEMENTS DU SYSTEME[25]

I.6.5.4.5 Engrenages :

Le dispositif auxiliaire est directement commandé par l'ensemble réducteur et couplage au rotor de la turbine. Sur la base auxiliaire se trouve le réducteur de vitesse contenant les engrenages requis pour actionner les dispositifs auxiliaires à des vitesses spécifiques.

L'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse entraîne la pompe hydraulique d'alimentation et la pompe principale de lubrification, qui sont des dispositifs auxiliaires.

I.6.5.4.6 Accouplement :

Les principes fondamentaux des accouplements flexibles de type à denture employés sur cette turbine sont : Les principe fondamentaux des accouplements flexibles de type à denture employés sur cette turbine sont :

- Pour établir une connexion entre deux arbres en rotation afin de transférer le couple de l'un à l'autre.
- Compenser les trois types d'alignements (parallèle, angulaire et une combinaison des deux).
- Afin de compenser toute rotation axiale des arbres, de sorte qu'aucun d'entre eux ne déplace trop de poussée sur l'autre.

Les accouplements employés pour cette turbine ont pour fonction : Les accouplements employés pour cette turbine ont pour fonction :

- Assurer l'accouplement du réducteur auxiliaire avec l'arbre de la turbine.
- Assurer la connexion de l'arbre de la turbine avec l'équipement de charge.

I.6.5.4.7 Socle et support de la turbine :

- **Socle :**

Le cadre du socle soutenant la turbine à gaz est constitué de poutres en I et de plaques en acier, Il est composé de deux poutres longitudinales à larges bords et de trois traverses, ce qui crée un support sur lequel sont fixés les supports verticaux de la turbine.

- **Support :**

Deux plaques de supports souples soutiennent la turbine à gaz sur le socle, l'une sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse du cadre d'échappement. Pendant le fonctionnement, ces supports empêchent le déplacement axial dû à la dilatation thermique.

La plaque de support à l'entrée est fixée par soudure à la traverse avant de la base de la turbine. La plaque de support du cadre d'échappement est fixée à l'arrière par des boulons.

Afin de prévenir le désalignement des joints, il convient d'éviter toute contrainte liée à la dilatation thermique qui pourrait affecter la tuyauterie reliant les deux socles. À cet effet, deux supports centraux sont installés au niveau inférieur de la traverse avant et de celle du milieu du socle de la turbine.

I.6.5.5 Paliers :

Il y a quatre paliers principaux dans la turbine à gaz qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression.

Il y a une numérotation de 1 à 4 pour les paliers. Le premier palier se situe dans le corps d'admission du compresseur, le deuxième palier dans le corps de refoulement du compresseur, le troisième palier dans le diffuseur d'échappement et enfin, à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement se trouve la quatrième.

Le palier N°1 et le palier N°2 supportent à la fois le rotor du compresseur et la turbine haute pression. Le rotor de la turbine basse pression et de la charge est soutenu par les paliers N°3 et N°4.

Paliers		
N°	Catégorie	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) auto équilibrant
	Butée (inactive)	Surface réduite
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée	Patin oscillant (huit patins) auto équilibrant
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) pas équilibrant

Table I.2 LES QUATRE PALIERS PRINCIPAUX DANS LA TURBINE A GAZ

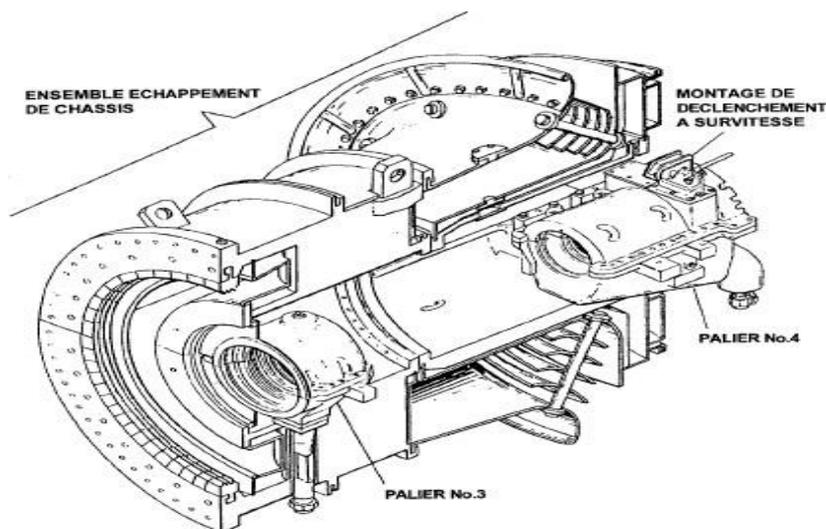


Figure I .27: DISPOSITION CHASSIS D’ECHAPPEMENT ET PALIER [27]

I.7 Méthodes d’amélioration des turbines à gaz :

Les entreprises du secteur des hydrocarbures utilisent couramment des turbines à gaz. Toutefois, leur efficacité thermique est faible en raison de leur réactivité aux fluctuations de la température de l’air environnant. Actuellement, on utilise différentes techniques pour accroître la puissance utile des TAG, telles que la récupération, le réchauffage, le refroidissement intermédiaire et l’injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de TAG.[33]

I.7.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur :

L'augmentation de la puissance effective du cycle peut être obtenue par une méthode qui combine la compression et un refroidissement intermédiaire. L'utilisation du refroidissement réduit la puissance requise pour la compression, comme le montre le schéma (p, v), et accroît l'efficacité du cycle. Cependant, une compression avec refroidissement intermédiaire n'augmente que légèrement le rendement de la TAG, car il est important d'effectuer un transfert thermique supplémentaire afin d'atteindre la température d'admission désirée par celle-ci. [33]

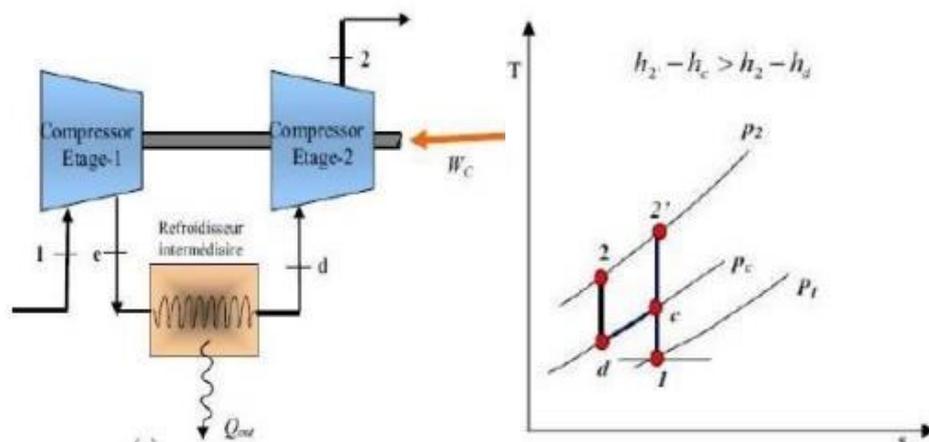


FIGURE I. 28: INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE DU COMPRESSEUR [16]

I.7.2 Réchauffage inter-turbines de détente :

Il est possible d'améliorer l'efficacité d'un cycle de TAG en ajoutant un réchauffeur de chambre de combustion. Cette approche sépare le processus de détente de la turbine en deux étapes distinctes et introduit une chambre de combustion additionnelle. Entre les turbines à haute et basse pression, où même cela : les gaz contenant une forte concentration d'oxygène émanant de la turbine à haute pression sont réchauffés par une combustion supplémentaire. Si le réchauffage augmente le travail net, il peut réduire le rendement thermique par rapport à un cycle simple. Selon diverses recherches, il a été démontré que le travail net spécifique est optimisé lorsque les taux de compression de la THP et de la TBP sont équivalents. Toutefois, cela ne permet pas d'améliorer le rendement, et une compression plus faible pour la turbine haute pression peut améliorer le rendement tout en diminuant le travail en sortie. De cette manière, le processus de réchauffage peut accroître la productivité de la turbine, cependant, le rendement ne s'améliore pas toujours lorsque de la chaleur supplémentaire est réintroduite. [33]

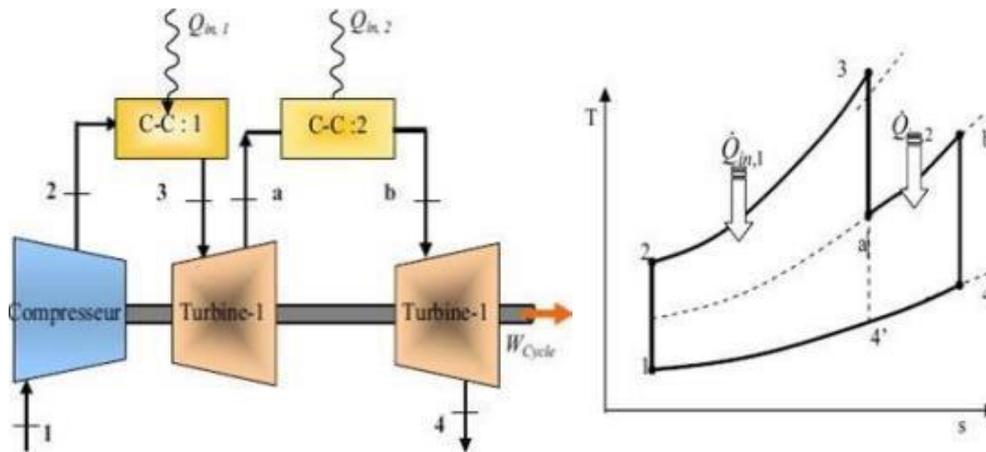


FIGURE I.29: INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON AVEC RECHAUFFAGE DE LA TURBINE [16]

I.7.3 Régénération (cycle de récupération) :

On le nomme ainsi à cause de l'échange de chaleur interne, Dans le cycle de Brayton, la température au point 4 est généralement supérieure à la température au point 2, et l'ajout de chaleur se produit entre 2 et 3 (figure 28). Ainsi, l'utilisation de la régénération facilite le préchauffage du gaz comprimé à 2 grâce aux gaz d'échappement à 4 dans un dispositif d'échange thermique externe, souvent désigné comme régénérateur ou parfois absorbeur.

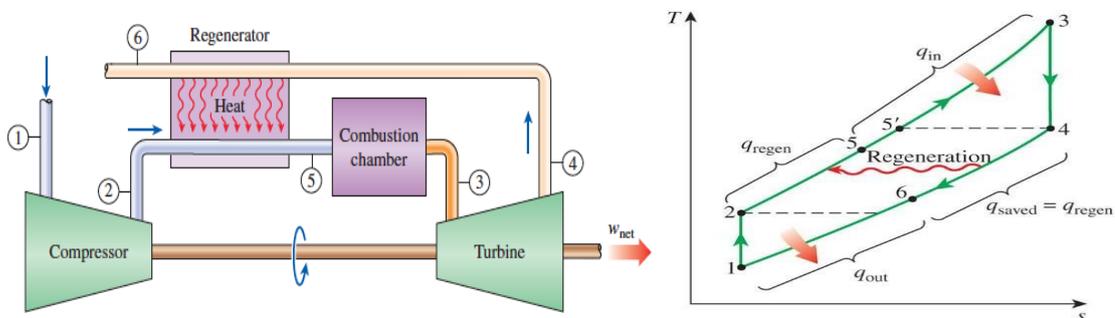


FIGURE I.30:INSTALLATION ET CYCLE DE BRAYTON (AVEC LA REGENERATION).[35]

Le processus de régénération consiste à transférer la chaleur des gaz d'échappement à l'air qui sort du compresseur avant d'être introduit dans la chambre de combustion. Dans un régénérateur idéal, la température T_5 serait égale à celle de T_4 et de même pour T_2 égale à T_6 . Augmentation du rendement thermique, car moins d'énergie est évacuée du cycle. [33]

En 2007, Kadi et ses collègues ont réalisé une étude pour représenter un cycle simple en utilisant une partie de l'énergie des gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour alimenter un évaporateur) pour générer de la vapeur surchauffée, tout en tenant compte de la vapeur surchauffée. Ils proposaient d'injecter de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion afin d'étudier l'impact des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz lorsque de la vapeur d'eau est présente.

L'objectif de cette étude était de diminuer la sensibilité des turbines à gaz aux changements de température ambiante en utilisant un système d'injection de vapeur d'eau géré par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats démontrent que les turbines à gaz conservent leur puissance utile et leur efficacité thermique totale lorsqu'une quantité proportionnelle de vapeur d'eau est injectée en fonction de la variation de la température ambiante, comme dans les conditions ISO. [34]

I.7.4 Injection de fluide dans le circuit de la turbine :

Il est fréquent d'introduire de l'eau ou de la vapeur dans les turbines à gaz afin d'améliorer leur rendement et leur puissance de sortie, ainsi que de diminuer l'émission d'oxydes d'azote pendant la Combustion. La méthode STIG (Génération de vapeur par turbine à vapeur) est une méthode répandue qui exploite la vapeur générée par le HRSG (Générateur de vapeur de récupération de chaleur) injectée dans la chambre de combustion. En s'associant à l'air du compresseur, cette vapeur absorbe l'énergie du carburant et se détend dans la turbine, ce qui accroît sa puissance. En unité de débit massique, l'énergie nette générée par la vapeur est nettement supérieure à celle de l'air, car la puissance de pompage requise pour l'injection de vapeur est 2 à 3 fois plus faible que celle du compresseur. En outre, la vapeur surchauffée a une chaleur spécifique pratiquement égale à celle de l'air et une enthalpie plus élevée.

La méthode STIG est donc extrêmement performante pour accroître le rendement et la puissance nette des TAG. En combinant les systèmes de refroidissement de l'air d'admission et d'injection de vapeur, le système peut atteindre une puissance maximale de 88,2 MW. [34]

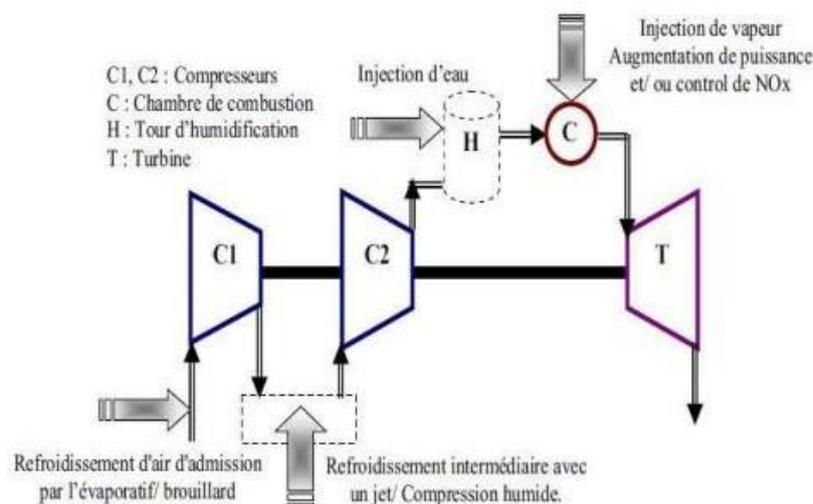


FIGURE I.31: DIFFERENTES CONFIGURATIONS D'INJECTION D'EAU OU DE VAPEUR DANS UN CYCLE SIMPLE [36]

I.7.5 Système de refroidissement de l'air d'admission :

Dans l'industrie, plusieurs systèmes de refroidissement sont employés afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

I.7.5.1 Refroidissement par absorption :

L'appareil d'absorption se compose d'un évaporateur, d'un condenseur, d'un absorbeur, d'un générateur et d'une pompe à solution, produit du froid en évaporant le fluide frigorigène dans l'évaporateur et en évacuant la chaleur dans le condenseur. Cette technique est souvent utilisée pour activer la réfrigération par absorption grâce à la chaleur produite par les turbines à gaz. La chaleur restante des gaz d'échappement des turbines est utilisée pour faire fonctionner un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et propulser un système de réfrigération par absorption (SRA) H₂O-LiBr à simple effet.

Ce système de refroidissement par absorption est économe en électricité, silencieux, fiable, durable et insensible à l'humidité de l'air, et il peut augmenter la puissance des turbines d'environ 25%. Cependant, il nécessite un investissement initial élevé, une maintenance rigoureuse et un temps d'installation important. [37]

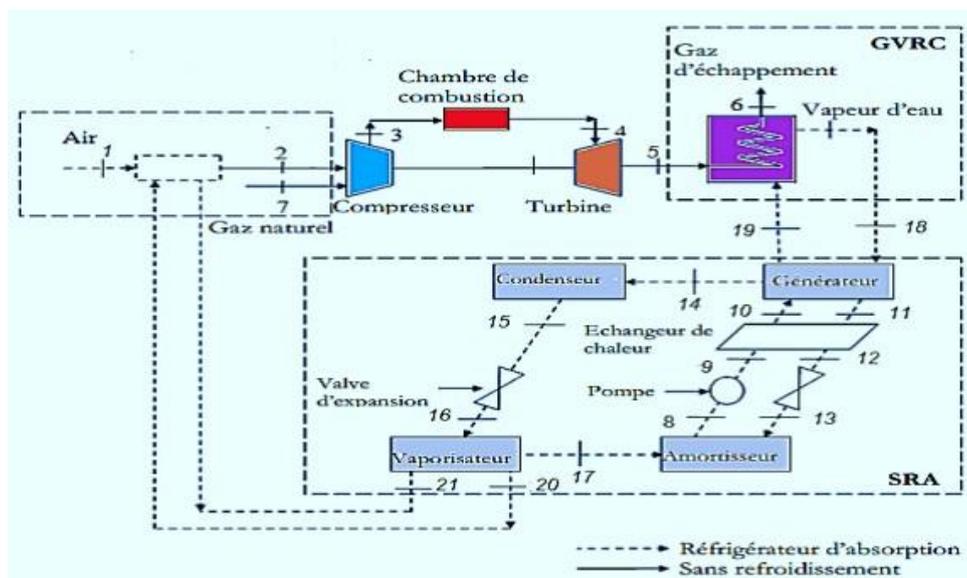


FIGURE I. 32: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFRIGERATEUR A ABSORPTION H₂O-LIBR DE SIMPLE EFFET ET DE REFROIDISSEUR EVAPORATIF POUR LE REFROIDISSEMENT D'AIR.[35]

I.7.5.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

La technique de refroidissement par brouillard utilise un bec de pulvérisation haute pression pour transformer l'eau déminéralisée en brouillard, ce qui refroidit la turbine à gaz par évaporation. Ce système est économique, facile à installer et nécessite un faible investissement initial. Cependant, son efficacité est limitée, surtout dans les environnements humides. De plus, sa capacité ne peut pas être améliorée davantage et il nécessite une pompe de grande puissance. Il est donc préférable pour les sites secs. [38]

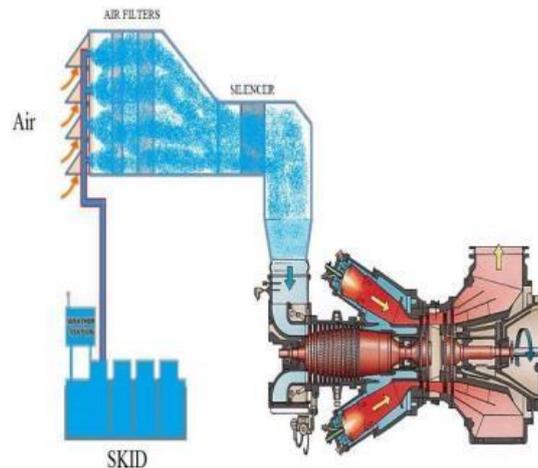


FIGURE I.34: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT A BROUILLARD HAUT PRESSION[39]

I.7.5.3 Refroidissement par réfrigération mécanique :

La chaleur est extraite dans ce système en utilisant un dispositif où un liquide plus frais capte la chaleur de l'air, appelé échangeur thermique, provoquant ainsi son refroidissement.

Ce dispositif thermodynamique est constitué d'un circuit fermé et hermétique à travers lequel circule un fluide frigorigène sous forme liquide ou gazeuse en fonction des différents organes ou il passe. Il y a quatre organes : Le détendeur, le condenseur, le compresseur et l'évaporateur. On peut utiliser les systèmes de refroidissement mécanique dans des endroits où l'humidité relative est élevée. Il y a deux façons différentes d'utiliser les machines frigorifiques à compression, soit en mode direct soit indirect. [33]

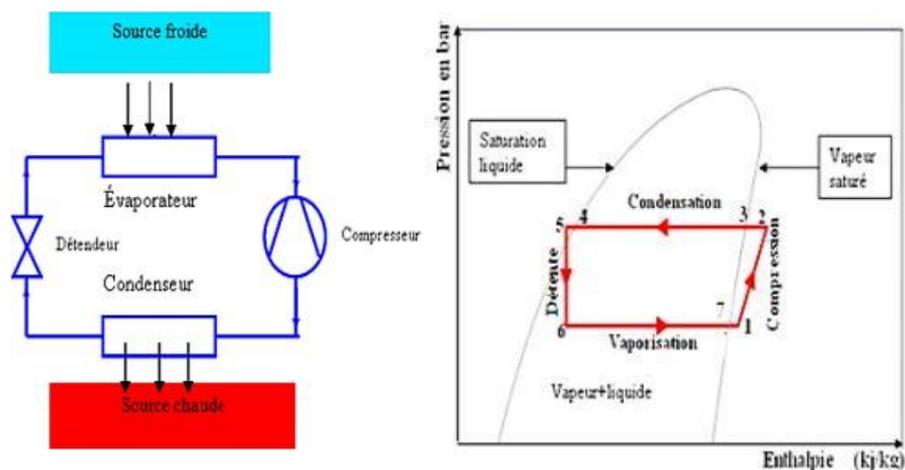


FIGURE I.35: CYCLE BAS ET CYCLE THERMODYNAMIQUE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE PAR COMPRESSION COMPOSANTS [40]

I.7.5.4 Système de réfrigération mécanique avec stockage :

Ce système utilise deux méthodes pour stocker le froid :

I.7.5.4.1 stockage de la glace :

Un groupe frigorifique à compression crée de la glace dans ce système, qui est ensuite conservée dans un réservoir. Ce réservoir permet à l'eau de circuler, se refroidir et transporter le froid à l'air de combustion grâce à un échangeur de chaleur. Pendant la nuit, lorsque la demande est faible, on produit de la glace qui sera utilisée pendant la journée, au moment où la demande est à son maximum. [33]

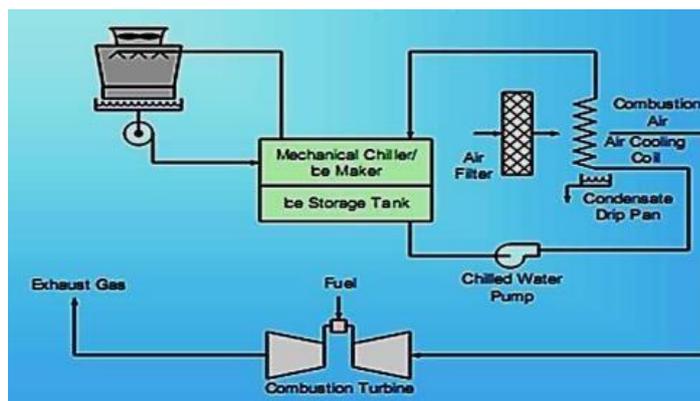


FIGURE I. 36: SYSTEME DE REFRIGERATION MECANIQUE AVEC STOCKAGE DE GLACE[40]

I.7.5.4.2 STOCKAGE DE L'EAU FROIDE :

Ici, c'est de l'eau froide qui est stockée dans le réservoir, fonctionnant de la même manière que le stockage de glace.

- Il peut améliorer les gains des TAG de manière plus efficace que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.
- Il a une faible sensibilité à la température ambiante.
- Il a la possibilité l'utilisation des tarifs nocturnes pour la génération et le stockage de l'énergie en vue des heures de pointe.
- Le coût initial d'investissement est élevé.
- Il y a un coût élevé pour l'exploitation et la maintenance.
- Il faut plus de temps pour la livraison et l'installation.
- Il est nécessaire d'avoir une expertise plus élevée pour faire fonctionner et entretenir l'usine.

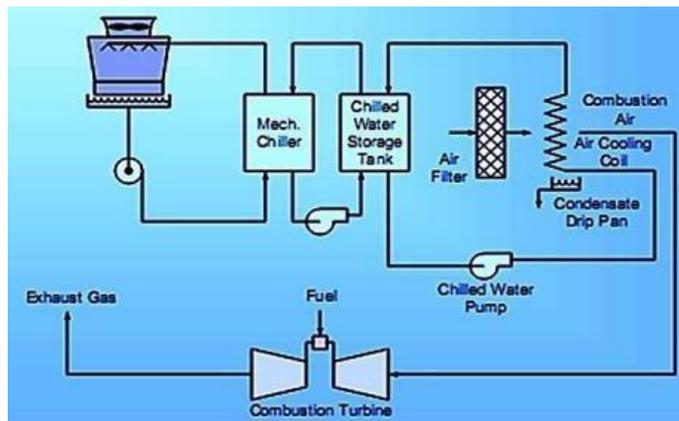


FIGURE I. 37: SYSTEME DE REFRIGERATION MECANIQUE AVEC STOCKAGE D’EAU FROIDE. [40]

I.7.5.5. Refroidissement évaporatif :

La puissance de la turbine est considérablement augmentée par l'évaporation du refroidissement. Ce procédé s'appuie sur le fait que l'évaporation d'un liquide absorbe beaucoup plus de chaleur que ce qui est requis pour l'augmenter de quelques degrés de température. Le processus de refroidissement par évaporation englobe le refroidissement direct par évaporation, le refroidissement indirect et une combinaison des deux. Le refroidissement évaporatif utilise deux phénomènes essentiels. Pour évaporer une certaine quantité d'eau, il faut environ 60 fois plus de chaleur à température et pression normales que pour l'augmenter de 10 °C. En outre, l'air qui n'est pas saturé en humidité a la capacité d'absorber la vapeur d'eau, et la chaleur présente dans l'air s'évapore. En passant du liquide vers le gaz, l'air et l'eau encore liquides sont également refroidis. [41]

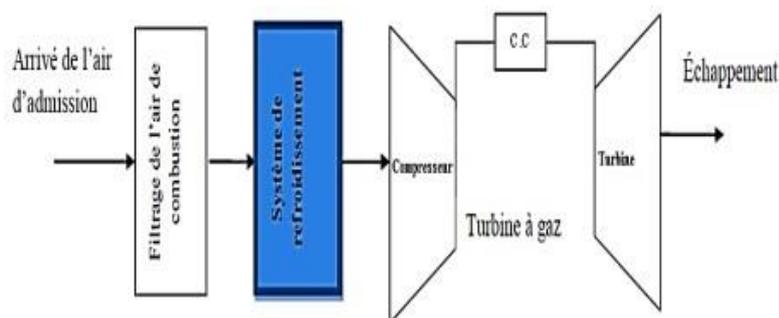


FIGURE I. 38: DISPOSITION SCHEMATIQUE DE REFRIGERISSEMENT EVAPORATIF. [40]

I.7.5.6 Système d’injection d’air :

En injectant de l'air, les turbines à gaz améliorent leurs performances en récupérant la puissance perdue en raison de la température ambiante élevée ou des altitudes élevées. L'air chaud pressurisé est injecté dans l'enveloppe de combustion de la turbine à gaz par le système. Power phase a réalisé un test qui a révélé que chaque système d'injection apporte 4,25 MW, cela conduit à une hausse de la production de 19% et une réduction de la consommation de carburant de 3,5% à une température de 50 °C.

On peut choisir entre un système d'injection d'air humide (HAI) ou un système d'injection d'air sec (DAI), ce dernier permettant une plus grande efficacité du cycle. Le système DAI est capable de satisfaire rapidement les exigences de puissance et peut être utilisé dans n'importe quelle turbine à gaz. [33] [42]

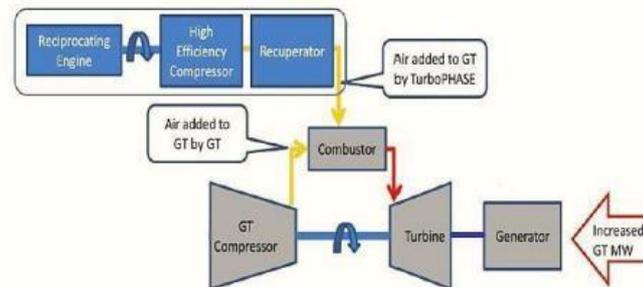


FIGURE I. 39: AMELIORATION DE CYCLE SIMPLE PAR INJECTION D’AIR. [40]

I.8 Les logiciels de simulation numérique : [43] [44] [45]

Les logiciels de simulation numérique jouent un rôle crucial dans la création et l'analyse des TAG. Ils fournissent un environnement virtuel pour simuler le comportement des composants et des systèmes des turbines à gaz, permettant aux ingénieurs de prédire leurs performances et d'optimiser leur conception. Ces logiciels peuvent être catégorisés en deux types principaux : l'analyse par éléments finis et la dynamique des fluides numérique (CFD en anglais).

I.8.1. Analyse par éléments finis (FEA) :

La FEA est une technique de simulation numérique utilisée pour déterminer les contraintes et les déformations des structures. Elle est largement utilisée pour analyser les composants des turbines à gaz tels que les pales, les profils aérodynamiques et les chambres de combustion. Les logiciels de FEA permettent aux ingénieurs d'optimiser la conception de ces composants, en assurant l'intégrité structurelle et en minimisant les risques de défaillance.

Des exemples de logiciels de FEA pour les turbines à gaz incluent ANSYS, Abaqus et MSC Nastran. [43].

I.8.2. Dynamique des fluides numérique (CFD) :

La CFD est une méthode de simulation numérique utilisée pour analyser l'écoulement des fluides et les Transferts de chaleur. Elle est couramment utilisée pour simuler le processus de combustion dans les turbines à gaz, ainsi que l'écoulement de l'air et du gaz à travers le moteur. Les logiciels de CFD permettent aux ingénieurs d'optimiser le mélange air-carburant, d'améliorer l'efficacité de la combustion et de réduire les émissions. Des exemples de logiciels de CFD pour les turbines à gaz incluent ANSYS

Fluent, Star-CCM+ et COMSOL Multiphysics.

I.8.3. Hysys :

Parmi les logiciels largement utilisés dans la simulation numérique des turbines à gaz, on retrouve HYSYS (ou Aspen HYSYS), qui est une plate-forme de simulation de procédés développée par Aspen Technology. Hysys est un outil de modélisation et d'analyse en 3D qui permet aux ingénieurs de simuler le comportement des turbines à gaz dans différentes conditions de fonctionnement. Il offre un large éventail de fonctionnalités, notamment. [44]



FIGURE I. 40: ARRIERE PLAN DE LOGICIEL HYSYS

I.8.3.1 Interface graphique conviviale :

HYSYS offre une interface utilisateur graphique intuitive qui permet aux ingénieurs de construire et de visualiser des modèles de processus de manière interactive. Cela facilite la création des modèles et l'analyse des résultats.

I.8.3.2 Modélisation thermodynamique :

HYSYS propose une vaste bibliothèque de modèles thermodynamiques qui permettent de représenter avec précision le comportement des fluides utilisés dans les turbines à gaz. Ces modèles incluent des équations d'état, des modèles de mélange et des propriétés thermophysiques détaillées. [44]

I.8.3.3 Simulation dynamique :

HYSYS prend en charge la simulation dynamique, ce qui signifie qu'il peut modéliser les variations temporelles des paramètres du système. Cela permet d'analyser le comportement transitoire des turbines à gaz, y compris les démarrages, les arrêts et les changements de charge. [44].

I.8.3.4 Analyse de sensibilité et optimisation :

HYSYS permet d'effectuer des analyses de sensibilité pour évaluer l'impact des variations des paramètres du système sur les performances de la turbine à gaz. Il offre également des outils d'optimisation qui permettent de trouver les conditions de fonctionnement optimales pour maximiser l'efficacité et la fiabilité de la turbine. [44]

I.8.3.5 Intégration avec d'autres outils :

HYSYS peut être intégré à d'autres logiciels d'ingénierie, tels que des logiciels de conception assistée par ordinateur (CAO) et des systèmes de contrôle de processus. Cela facilite l'échange de données entre les différentes phases de conception et d'exploitation des turbines à gaz.

HYSYS est utilisé dans divers domaines liés aux turbines à gaz, notamment :

- Conception et optimisation des cycles de turbine à gaz pour maximiser l'efficacité énergétique.
- Analyse des performances et évaluation des caractéristiques de charge des turbines à gaz existantes.
- Études de faisabilité pour évaluer les performances attendues d'une nouvelle turbine à gaz.
- Simulation de scénarios de fonctionnement transitoire, tels que les démarrages à froid ou les arrêts d'urgence.
- Évaluation des émissions et des impacts environnementaux des turbines à gaz.

I.8.3.6 Les avantages de l'utilisation de HYSYS dans la simulation des turbines à gaz comprennent :

- Précision des modèles thermodynamiques pour une représentation réaliste des propriétés des fluides.
- Flexibilité pour modéliser différents types de turbines à gaz et de cycles de fonctionnement.
- Capacité à analyser le comportement dynamique des turbines à gaz et à étudier les transitoires.
- Possibilité d'optimiser les performances et de trouver les conditions de fonctionnement idéales.
- Intégration avec d'autres outils et flux de travail de conception. Il convient de noter que les caractéristiques spécifiques de HYSYS peuvent évoluer avec le temps, car de nouvelles versions du logiciel sont régulièrement publiées pour améliorer ses fonctionnalités et sa convivialité. [45].

I.8.3.7 Fonctionnement :

Démarrage de HYSYS: Pour démarrer HYSYS, vous pouvez double-cliquer sur l'icône HYSYS sur votre bureau ou aller dans le menu Démarrer de votre ordinateur et chercher HYSYS. [45]

- Création d'un nouveau cas: Pour créer un nouveau cas, sélectionnez "New Case" dans le menu "File".

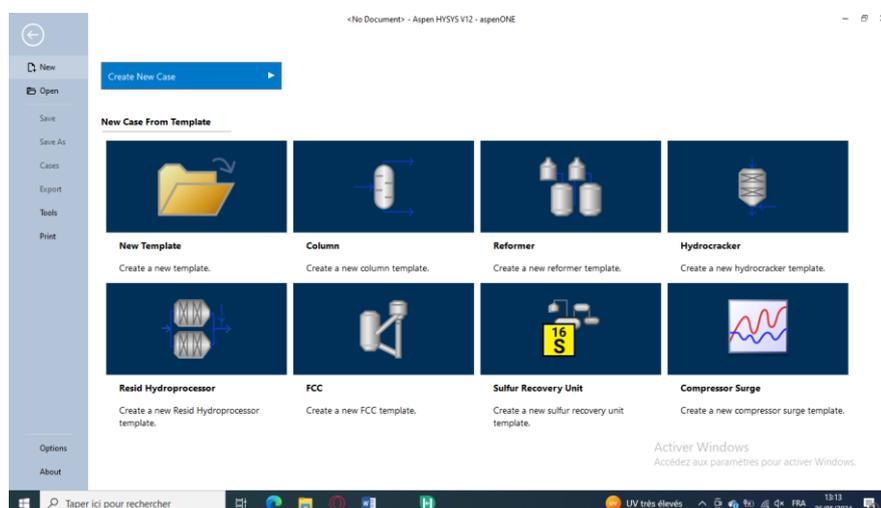


FIGURE I. 41: CREATION D'UN NOUVEAU CAS

- Création d'une liste des composants puis sélection des composants du mélange: Vous devez spécifier les constituants du gaz, du liquide ou du mélange.

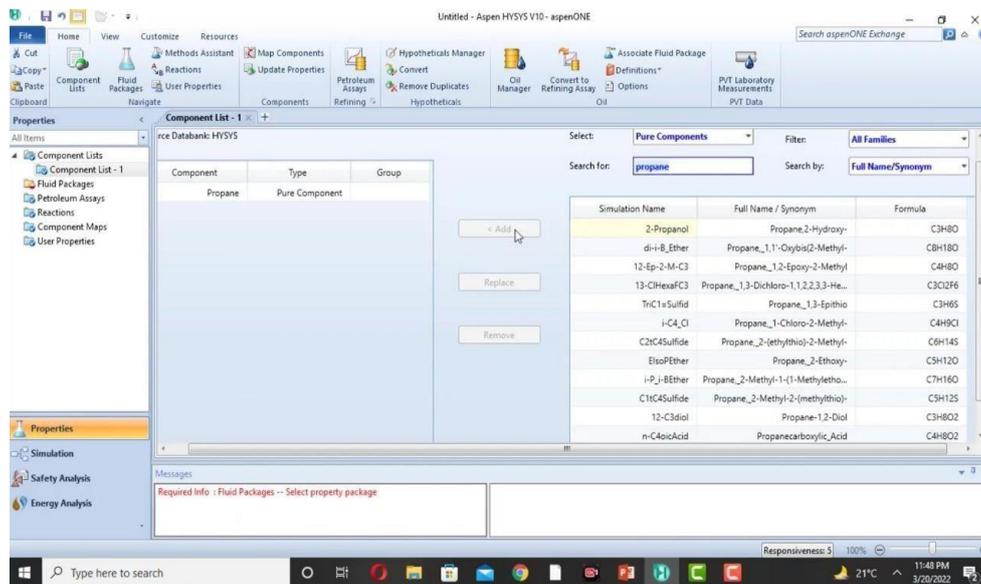


FIGURE I.42: LISTE DES COMPOSANTS

- Création d'un Fluid Package: Vous devez créer un Fluid Package qui doit contenir les méthodes pour le calcul des propriétés des fluides (équation d'état).

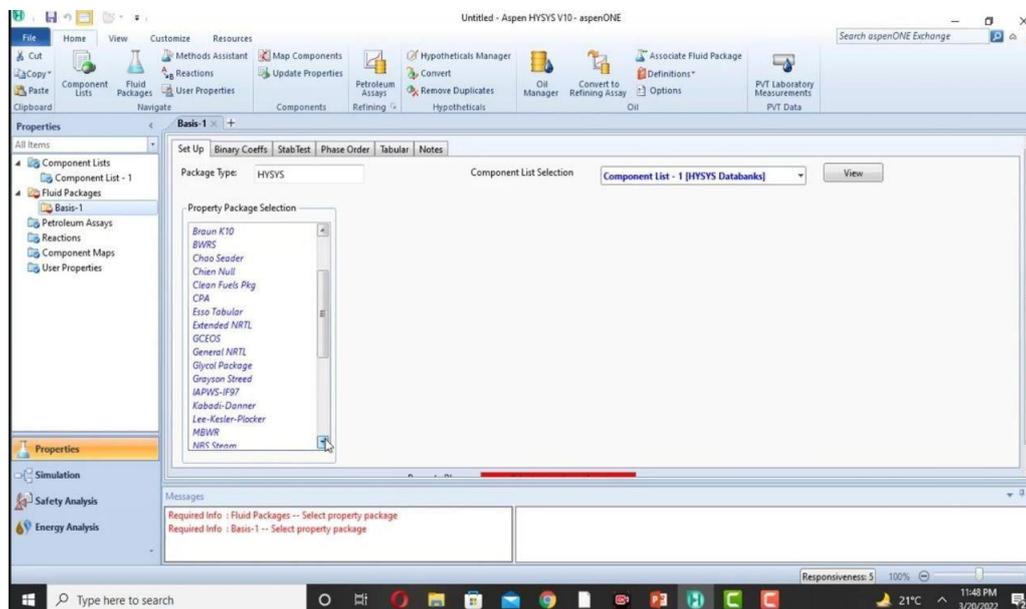


Figure I.40 :Fluide package

- Choix d'un modèle thermodynamique Vous devez choisir un modèle thermodynamique approprié.
- Établissement du schéma de procédé (PFD): Vous devez établir le schéma de procédé (PFD).

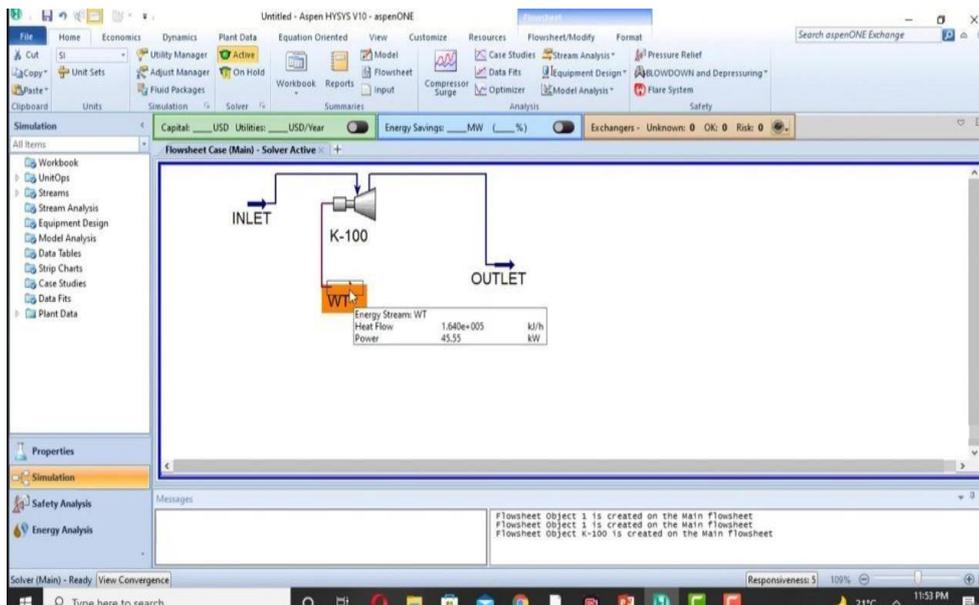


FIGURE I. 43:SIMULATION

- Spécification des paramètres qu'on a besoin pour le calcul de chaque étape :

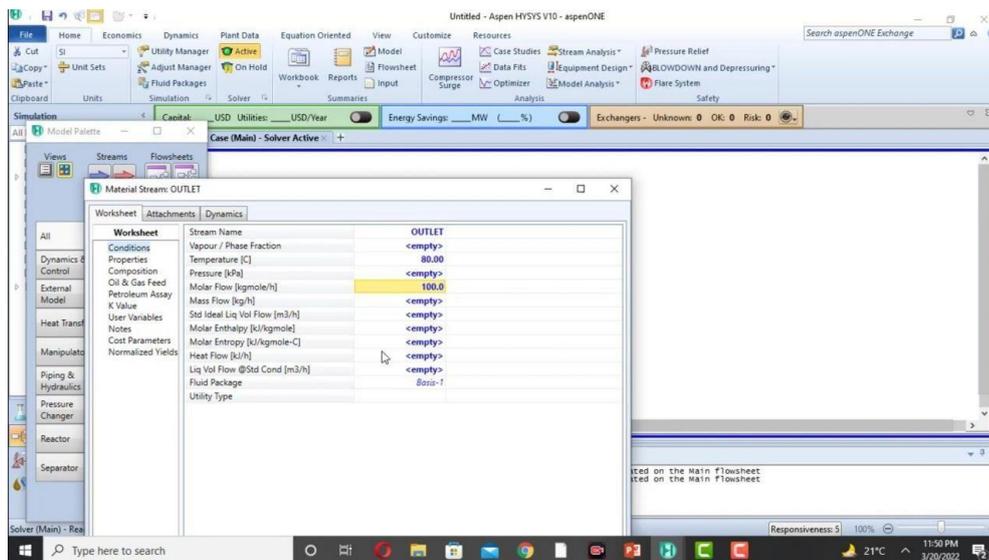


FIGURE I. 44:LES PARAMETRES DU CALCUL

- Une fois que vous avez terminé ces étapes, HYSYS effectuera les calculs nécessaires dès que le minimum de données suffisant pour le calcul est entré. Il ajustera automatiquement les résultats en cas de changement dans les données d'entrée. Cela facilite la détection des erreurs et leur correction

I.9 Conclusion :

Le chapitre 1 de l'étude technologique aborde la turbine à gaz, plus précisément la turbine Ms5002c. Nous avons exploré les domaines d'application, le principe de fonctionnement, ainsi que les avantages et inconvénients de cette technologie. De plus, nous avons discuté des moyens d'optimisation énergétique.

Enfin, un logiciel de simulation numérique a été mentionné. Cette discussion a permis de réviser certaines notions relatives au fonctionnement des turbines à gaz, Ces informations seront utiles aux lecteurs et aux professionnels de l'industrie pour estimer la complexité du comportement TAG et mieux comprendre leurs caractéristiques environnementales, afin de les exploiter de manière optimale.

Chapitre II
Chapitre II

Etude
Etude

Thermodynamique
Thermodynamique

(Cas de base)
(Cas de base)

II.1 Introduction :

Les turbines à gaz sont généralement conçues par les fabricants pour fonctionner dans des conditions standard, qui sont souvent purement théoriques. Cependant, en réalité, ces turbines opèrent dans des environnements variés, notamment dans des régions aux conditions climatiques différentes. Le calcul des performances de ces turbines repose sur deux éléments clés :

- Les données standard fournies par le constructeur.
- Les conditions climatiques réelles, telles que les variations de température ambiante en fonction du site.

L'objectif de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances associés aux turbines à gaz.

II .2 Equations gouvernantes de la thermodynamique :

D'abord nous aborderons les formules et notions théoriques essentielles pour les calculs des cycles et des performances des turbines à gaz. Ces éléments sont indispensables pour comprendre le fonctionnement de ces machines et analyser leurs caractéristiques.

II.2.1 L'Enthalpie (H) :

- L'enthalpie est une grandeur thermodynamique qui mesure l'énergie totale d'un système, incluant son énergie interne et son travail. Dans le contexte des turbines à gaz, l'enthalpie est cruciale pour comprendre les transferts de chaleur et de travail.

$$H = h + \frac{V^2}{2} \text{ (Energie potentielle négligée) (1)}$$

- L'enthalpie spécifique (h) est définie comme l'enthalpie totale divisée par la masse du fluide.

II.2.2 Principes de la Thermodynamique :

- **Premier Principe (Principe de Conservation de l'Énergie) :**

Il exprime le principe de la conservation d'énergie, il s'écrit pour l'unité de masse :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \text{ (2)}$$

- ΔE_c Variation d'énergie cinétique
- ΔE_p Variation d'énergie potentielle

$$Q + W = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \text{ (3)}$$

Cas particulier :

Si on a une transformation adiabatique ($q=0$), sans échange de travail avec l'extérieur ($w=0$) et que l'on néglige la variation d'énergie potentielle ($g(Z_2 - Z_1) = 0$),

Alors on aura :

$$h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = 0 \dots\dots\dots (4) \text{ Ou } h + \frac{V^2}{2} = \text{Cst}$$

L'énergie totale d'un système isolé reste constante.

- Pour une turbine à gaz, cela signifie que l'énergie totale (interne, cinétique et potentielle) reste constante pendant les processus. il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide:

Donc :

$$W_i + Q = \Delta H = H_2 - H_1 \dots\dots\dots (5) \text{ Soit :}$$

- Pour un compresseur :

$$W_c = \Delta H = H_2 - H_1 > 0 \dots\dots\dots (6)$$

- Pour une turbine :

$$W_t = \Delta H = H_2 - H_1 < 0 \dots\dots\dots (7)$$

- Pour une tuyère : ($W_i = 0$)

$$H_2 = H_1 \dots\dots\dots (8)$$

Prenons maintenant en compte un flux qui ne transmet ni de la chaleur ni du travail à l'extérieur. En formant un observateur pour se déplacer à la vitesse du fluide, il enregistrera les températures et les pressions statiques (t) et (p), qui sont les seules grandeurs physiques réelles. D'un autre côté, un observateur immobile, en face de l'écoulement, évaluera des valeurs appelées arrêt, totales ou même produisantes. Ces deux points de vue fournissent des données distinctes sur le déroulement :

- Température totale ou température d'arrêt :

$$T = t + \frac{V^2}{2c_p} \dots\dots\dots (9)$$

- Pression total :

$$P = p \left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots (10)$$

Pour l'écoulement considéré, la relation (8), compte tenu de la définition de l'enthalpie totale, peut s'écrire :

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

En utilisant la relation $dh = C_p \cdot dt$, on trouve :

$$t_2 + \frac{V_2^2}{2} = t_1 + \frac{V_1^2}{2} \dots\dots\dots (11)$$

Dou :

$$T_2 = T_1 = Cst$$

Si, en outre, l'écoulement est réversible :

$$\frac{P_1}{T_1^\gamma} = \frac{p_1}{t_1^\gamma} = \frac{p_2}{t_2^\gamma} = \frac{P_2}{T_2^\gamma} \dots\dots\dots (12)$$

II.3 Conservation des Grandeurs dans les Écoulements de Gaz Parfaits :

Lorsque nous considérons un écoulement de gaz parfait qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur, nous pouvons énoncer les principes suivants :

II.3.1 Conservation de la Température Totale :

- Même en présence de pertes, la température totale du fluide se conserve. Cela signifie que, quelles que soient les pertes d'énergie, la température totale reste constante.

II.3.2 Conservation de la Pression Totale :

- Si l'écoulement est sans pertes (c'est-à-dire isentropique), la pression totale se conserve également.
- L'isentropie implique que le processus est réversible et qu'aucune dissipation d'énergie ne se produit.

En ce qui concerne les écoulements adiabatiques (ceux qui n'échangent pas de chaleur) et qui échangent du travail (comme les compresseurs et les turbines), par application de (3), on obtient :

$$P_i = \dot{m}W_i = \dot{m}(H_2 - H_1) \dots\dots\dots (13)$$

Soit, encore (si Cp est constant) :

$$P_i = \dot{m}Cp(T_2 - T_1) \dots\dots\dots (14)$$

II.4 Travaux et Rendements :

II.4.1 Les travaux :

❖ **Travail de Compression (Wc) :**

Lorsque le fluide est comprimé dans le compresseur de la turbine à gaz, il effectue un travail sur le système.

Le travail de compression est positif car l'énergie est ajoutée au fluide.

Lorsque nous considérons une transformation réversible isotherme, le travail de compression par unité de masse peut être exprimé comme suit:

$$W_{cith} = rT_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \dots\dots\dots (15)$$

- P_1 : pression absolue à l'entrée de la machine.
- P_2 : pression absolue à la sortie de la machine.

La quantité de chaleur échangée lors d'une transformation isotherme peut être déduite immédiatement :

$$Q_{ith} = -W_{cith}$$

Dans la réalité, ce changement n'est pas réalisable de manière directe. Toutefois, elle peut être remplacée par une succession de compressions adiabatiques et de refroidissements à pression constante. En utilisant cette méthode, on peut obtenir un résultat similaire tout en maintenant les caractéristiques thermodynamiques du système.

Afin de ramener une transformation adiabatique intéressante à un débit unitaire, les relations (13) et (14) Fournissent le travail de compression réel :

$$W_c = H_2 - H_1 = Cp(T_2 - T_1) \dots\dots\dots (16)$$

Le travail de compression isentropique est égal à :

$$W_{cis} = H_{2is} - H_1 = Cp(T_{2is} - T_1) \dots\dots\dots (17)$$

Il peut s'exprimer en fonction des contraintes car, pour cette évolution réversible, la relation (12) fournit Des informations :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots (18)$$

D'où :

Les expressions (16) et (17) sont approchées car elles supposent la constance de Cp pendant l'évolution, mais elles sont, cependant, valables dans la plupart des cas.

Pour une évolution à plusieurs niveaux. Par définition, ces transformations réversibles, non adiabatiques, mènent au même état final (P2, T2) que la transformation réelle, elles respectent la loi :

$$\frac{P}{T^{\frac{k}{k-1}}} = Cst \dots\dots\dots (19) \quad K > 1, K \neq \gamma$$

Analogue à la loi isentropique de la relation (15) mais où K remplace γ . L'exposant polytropique k est défini par la relation:

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(P_2/P_1)} \dots\dots\dots (20)$$

Le travail de compression polytropique a pour valeur :

$$W_{cp} = \frac{k}{k-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) Cp (T_2 - T_1) \dots\dots\dots (21)$$

❖ **Travail de Détente (Wt) :**

Lorsque le fluide se détend dans la turbine, il effectue un travail sur l'arbre de la turbine.

- Le travail de détente est négatif car l'énergie est extraite du fluide.

Les formules pour la détente ont beaucoup de similitudes avec celles pour la compression.

Ainsi, le travail spécifique fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$W_{tith} = r T_3 \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \dots\dots\dots (22)$$

Pour les détente isentropiques, les formules (16), (17) et (18) de la compression deviennent :

$$|W_t| = H_3 - H_4 = Cp (T_3 - T_4) \dots\dots\dots (23)$$

$$|W_{tis}| = H_3 - H_{4is} = Cp (T_3 - T_{4is}) \dots\dots\dots (24)$$

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots (25)$$

$$W_{tis} = Cp T_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots\dots\dots (26)$$

La relation (20) reste valable pour les détente polytropiques, l'exposant polytropique devenant :

$$\frac{k-1}{K} = \frac{\lg(T_4/T_3)}{\lg(P_4/P_3)} \dots\dots\dots (27)$$

Les travaux de détente polytropique s'expriment par :

$$W_{tp} = \frac{k}{k-1} r T_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) Cp (T_3 - T_4) \dots\dots\dots (28)$$

II.4.2 Les rendements :

❖ **Rendement de Compression (ηc) :**

- Le rendement de compression mesure l'efficacité du compresseur.
- Il est défini comme le rapport entre le travail de compression réel et le travail de compression idéal.

Les rendements de compression sont calculés en comparant les changements réversibles aux réelles. Ainsi, par définition On a :

- Rendement isentropique :

$$\eta_{cis} = \frac{W_{cis}}{W_c} \dots\dots\dots (29)$$

- Rendement polytropique :

$$\eta_{cp} = \frac{W_{cp}}{W_c} \dots\dots\dots (30)$$

❖ **Rendement de Détente (η_t) :**

- Le rendement de détente mesure l’efficacité de la turbine.
- Il est défini comme le rapport entre le travail de détente réel et le travail de détente idéal.

Les performances de détente sont établies en comparant les changements réels aux réversibles.

Par définition, nous avons donc :

- Rendement isentropique :

$$\eta_{tis} = \frac{W_t}{W_{tis}} \dots\dots\dots (31)$$

- Rendement polytropique :

$$\eta_{tp} = \frac{W_t}{W_{tp}} \dots\dots\dots (32)$$

❖ **Le rendement de la chambre de combustion :**

Lorsqu’on introduit le débit de carburant \dot{m}_c ; il est crucial de considérer que la combustion n’est pas parfaite, ce qui entraîne la présence des gaz d’échappement non brûlés. Seul le débit de carburant brûlé $\dot{m}_{c,b}$ apporte effectivement de l’énergie au fluide actif. On peut donc exprimer le rendement de combustion comme suit:

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{m}_{c,b}}{\dot{m}_c} \dots\dots\dots (33)$$

Au régime nominal, sa valeur est très élevée, généralement : $0,99 \leq \eta_{cc} \leq 1$. Aux régimes de ralenti ou en fonctionnement à haute altitude, η_{cc} peut descendre à 0,90 voire 0,80.

II.4.3 Chaleur spécifique :

Il existe pour les gaz deux chaleurs spécifiques, l’une à volume constante Cv et l’autre à pression constante Cp.

Celle qui nous intéresse dans notre calcul est la deuxième et elle est exprimé par la relation :

$$Cp = (\delta h / \delta T)_P \dots\dots\dots (34)$$

Avec $h = u + PV$: Enthalpie et u : énergie interne .

Cas particulier pour les gaz parfaits on écrit :

$$dh = Cp \cdot dt \dots\dots\dots (35)$$

Car dh et Cp ne dépendent que de la température.

$$\Rightarrow \Delta h = \int Cp \cdot dt \dots\dots\dots (36)$$

Cependant, la température et la composition du mélange influe sur les propriétés Cp, γ, \dots du gaz. Pour tenir compte de cette variation on peut utiliser des équations polynomiales en fonction de la température, alors que, l'approximation des valeurs de Cp et γ en fonction de la température est valable jusqu'à ~1800 K, seuil au-delà duquel la dissociation deviendra importante et les propriétés seront dépendantes de la pression également. Dans ce cas la façon la plus correcte de traiter les problèmes est d'utiliser des tables.

Pour Cp : constante

$$h_2 - h_1 = Cp(T_2 - T_1) \dots\dots\dots (37)$$

On a également le rapport des chaleurs spécifique γ avec $\gamma = \frac{Cp}{Cv}$ de même que les relations :

$$Cp - Cv = r \dots\dots\dots (38)$$

$$Cp = r \frac{\gamma}{\gamma - 1} \dots\dots\dots (39)$$

En prend généralement :

Pour l'air $Cp = 1005Kj/Kg, \gamma = 1,4$

Pour gaz $Cp = 1148Kj/Kg, \gamma = 1,33$

II.4.4 Propriétés thermodynamiques de l'air :

Constante spécifique de l'air :

$$r = \frac{8314,4}{M(g/mol)} = 287j/Kg \cdot K \quad M = 0,2M_{O_2} + 0,8M_{N_2} \approx 29g/mol$$

A partir de l'équation d'état des gaz parfaits la masse volumique de l'air est égale à :

$$\rho = \frac{P}{rT} \dots\dots\dots (40)$$

Les paramètres d'état (T, P) déterminent les chaleurs spécifiques des gaz réels.

L'impact de la pression, lorsqu'elle est inférieure à 20 bars, sur la chaleur massique Cp de l'air est négligé dans les calculs pratiques, ce qui entraîne :

Pour $T < 1300^\circ\text{K}$ on a :

$$Cp = Cp|_{273,15}^T = 0,9648 + 0,099 \times \frac{T}{1000} [Kj/Kj.K]$$

la chaleur massique de la convention Cp (T1, T2) dans l'intervalle de température est :

$$Cp_{(T_1, T_2)} = \frac{Cp_{(T_1)} \cdot t_1 - Cp_{(T_2)} \cdot t_2}{T_1 - T_2}$$

Avec : $t = T - 273,15$.

La relation de mayer donne le coefficient isentropique moyen de l'air comme suit :

$$\gamma_{12} = \frac{Cp_{(T_1, T_2)}}{Cp_{(T_1, T_2)} - r}$$

$$Cp_g = Cp|_{273,15}^T = 0,9718 + \left[0,0927 + \frac{0,0414}{\alpha} + \frac{0,0536}{\alpha} \right] \times \frac{T}{1000} [Kj/Kj.K]$$

$$Cp_g = Cp|_{T_1}^{T_2} = 0,9102 + \frac{0,1187}{\alpha} + 0,1178 \times \frac{T_1 + T_2}{1000} [Kj/Kj.K]$$

II.5 Etude analytique :

Nous nous penchons maintenant sur une analyse thermodynamique approfondie des caractéristiques de la TAG MS 5002C. Notre objectif est de déterminer tous les paramètres de performance de cette turbine en prenant en compte les pertes gazo-dynamiques dans les différentes sections. Pour cela, nous utiliserons deux types de données :

- ✓ Les spécifications standard fournies par le constructeur.
- ✓ Les données spécifiques au site d'exploitation saharien.

Notre turbine à est de type bi-arbre, son un schéma et ses plans de calcul illustrés respectivement sur les figures 43 et 44.

II.5.1. Calcul thermodynamique d'après les données du constructeur :

❖ Les données de départ :

Les données de départ pour le calcul de vérification sont :

➤ Paramètres de l'air ambiant :

- Température de l'air ambiant : $t_1 = 15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 288,15\text{K}$;
- Pression de l'air ambiant : $P_1=1,013\text{bars}$;

➤ **Compresseur axial :**

- Taux de compression du compresseur axial $\tau_c = 7,5$
- Rendement de compresseur axial $\eta_c = 0,87$
- Rendement mécanique de la transmission : compresseur-turbine : $\eta_{mc}=0.98$

➤ **Chambre de combustion :**

- Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc}=0.97$
- Température à la sortie de la chambre de combustion $T_3 = 960^\circ\text{C}$
- Pouvoir calorifique inférieure $P_{ci}=44420$

➤ **Turbine (HP et BP) :**

- Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{iTHP}=0.88$
- Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP}=0,88$
- Rendement mécanique de la transmission : compresseur-turbine : $\eta_{mTBP} = 0,98$
- Vitesse de la turbine THP : $N=5100\text{tr/mn}$.
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $NTBP=4903\text{tr/mn}$
- Puissance utile $P = 35,854 \text{ MW}$

II.5.2 Les points particuliers du cycle thermique de la T à G MS 5002 C :

- **1** : Entrée dans le filtre ;
- **1_a-1_b** : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur ;
- **2_a-2_b** : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur ;
- **2** : Entrée de la chambre de combustion ;
- **3** : Sortie de la chambre de combustion ;
- **3_a-3_b** : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP;
- **4_a-4_b** : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;
- **4_c-4_d** : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP;
- **5_a-5_b** : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP.

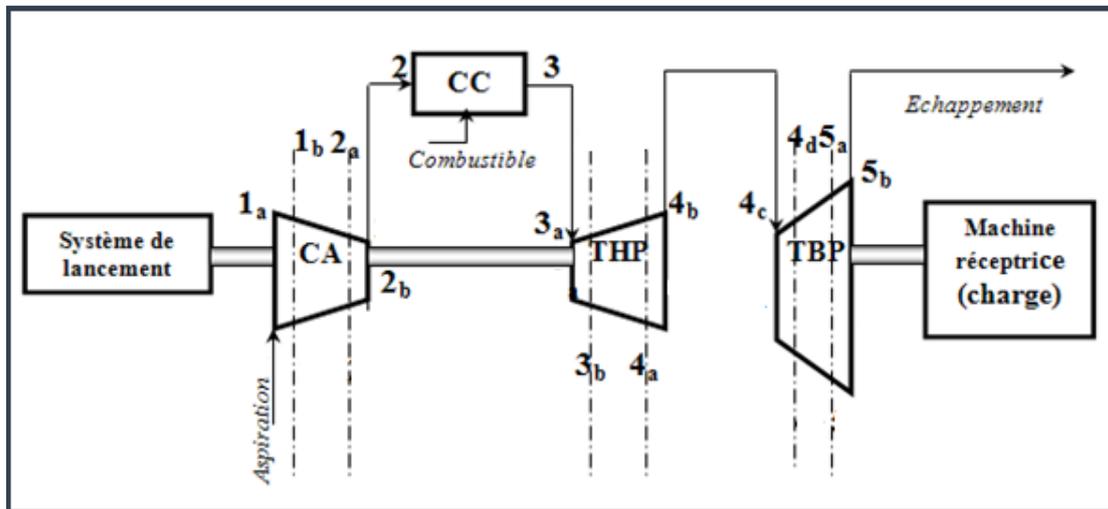


FIGURE II. 1: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

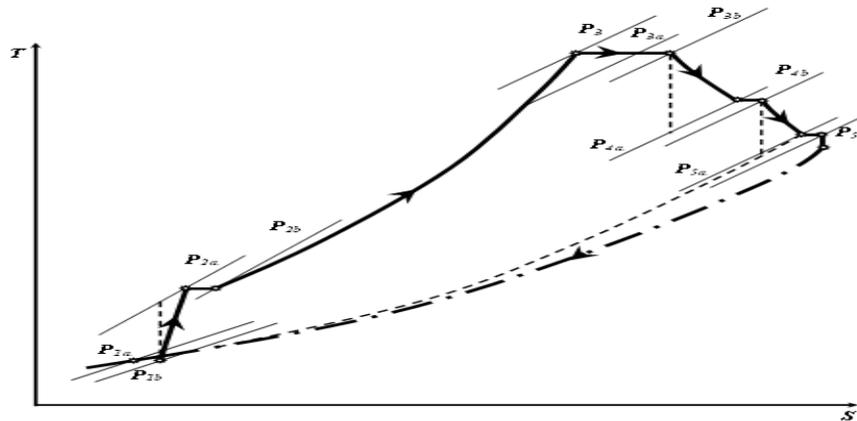


FIGURE II. 2: CYCLE THERMODYNAMIQUE DU FLUIDE ACTIF EN FONCTION DE(T, S)

II.5.3 Calcul du coefficient d'excès d'air α :

Pour calculer le pouvoir comburivore du carburant \dot{m}_0 (Débit massique théorique d'air):

On a la relation de base :

$$\dot{m}_0 = \lambda_k \cdot PCI$$

Où :

- λ_k : caractéristique de MEKONOVALOV. $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$
- PCI : Pouvoir calorifique inférieur du gaz. $PCI = 44420 \text{ KJ/Kg}_c = 10612,48 \text{ Kcal/Kg}_c$

Enfin on aura : $\dot{m}_0 = 1.43 \cdot 10^{-3} \cdot 10612,48 = 15,17 \text{ Kg}_{air}/\text{Kg}_c$

❖ Coefficient d'excès d'air :

Tout d'abord on fait le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCI \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot \dot{m}_0 \cdot Cp_a \cdot (T_3 - T'_{2a})$$

Où :

- η_{cc} : Est le rendement de la chambre de combustion.
- Cp_a : Est la chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée T'_{2a} et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

$$\text{et on a : } T'_{2a} = T'_{1b} \cdot \left(1 + \frac{\tau_c^m - 1}{\eta_c}\right)$$

$$T'_{1b} = T'_1 = 288,15K$$

$$Cp = Cp|_{273,15}^T = 0,9648 + 0,099 \times \frac{288,15}{1000} = 0,9985 [Kj/Kj \cdot K]$$

$$m = 0.287$$

$$T'_{2a} = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{7,5^{0,2889} - 1}{0,87}\right) = 547,47K$$

$$Cp = Cp|_{273,15}^{549,74} = 0,9648 + 0,099 \times \frac{549,74}{1000} = 1,023 [Kj/Kj \cdot K]$$

$$Cp_{(T_{2a}, T_{1b})} = \frac{Cp_{T_{2a}} \times t_{2a} - Cp_{T_{1b}} \times t_{1b}}{T_{2a} - T_{1b}} = 1.017 \text{ kj/kg} \cdot \text{k}$$

$$\text{On a : } \gamma = \frac{cp}{cp-R} \text{ avec : } R=287 \text{ Et : } m = \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$\text{Donc : } m = 0,282$$

N.B: Cette méthode de détermination de Cp_m sera détaillée dans les calculs suivants

$$\text{On a : } Cp_{T_{2a}} = 1.0225$$

$$\alpha = \frac{(P_{Ci} \cdot \eta_{cc})}{\dot{m}_0 \cdot Cp_a (T_3 - T'_{2a})} = \frac{44420 \times 0.98}{15.17 \times 1.0225 (1223.15 - 547,47)}$$

$$\alpha = 3.95$$

On a un coefficient d'excès d'air $\alpha = 3,95$ c'est à dire 25,31% ($1/\alpha$) du débit total \dot{m}_{air} qui entre dans la chambre de combustion.

II.5.4 Calcul des paramètres au niveau de chaque section du circuit (plans) :

❖ Plan 1: Paramètre d'air à l'entrée du filtre:

$$\text{➤ } T'_1 = T_0 = 288,15$$

$$\text{➤ } \rho_1 = \rho'_1 = \frac{P'_1}{rT'_1}$$

A.N :

$$\rho_1 = \rho'_1 = 1,23 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_1=1,013\text{bar}; T'_1=288,15 \text{ K}; \rho_1=\rho'_1=1,23\text{kg/m}^3$$

❖ **Plan 1_b : Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur:**

$$P'_{1b} = P'_1 - \Delta P$$

Où: $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$

- ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.
 - ΔP_2 : pertes de Pression dans la conduite.
 - ΔP_3 : pertes de Pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.
- La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une ITG moderne est très faible, elle est égale d'habitude à 50 à 250 mmH₂O, et puisque le filtre d'air utilisé dans cette turbine est à haute capacité on prend : $\Delta P_1 = 0,02 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 0,02 \text{ bar}$
 - Diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante:

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta_{diff}}{\eta_{diff}} \rho \frac{v_{1b}^2 - v_{1a}^2}{2}$$

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air V_a qui est de 30 à 50 m/sec.

En prend $V_a = 45 \text{ m/s}$; les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \rho \frac{v_a^2}{2} \text{ (Régime laminaire)}$$

Où :

- l et d sont la longueur et le diamètre de la conduite.
- ξ : coefficient de pertes de charge, ($\xi = 64/Re$). (Régime laminaire)
- v = vitesse moyenne (m/s).

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à :

$$\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 0,005 \text{ bar}$$

- La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante:

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta_{diff}}{\eta_{diff}} \rho \frac{v_{1b}^2 - v_{1a}^2}{2}$$

Où :

- η_{diff} : rendement du diffuseur.
- v_{1a} et v_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse v_{1b} est à la sortie du diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur) varie de 100 à 200 m/sec.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$).

- Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Prenons : $v_{1a}=45\text{m/sec}$, $v_{1b}=100\text{m/sec}$ et $\eta=0,91$.

$$\Delta P_3 = \frac{1 - 0,91}{0,91} 1,22 \frac{100^2 - 45^2}{2} = 506,77\text{Pa} = 0,00506\text{bar}$$

D'où :

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,02+0,005+0,00506)$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,03006\text{bar.}$$

✚ Les paramètres d'arrêts :

- $P_{1b}' = P_1' - \Delta P = (1,013 - 0,03006) \Rightarrow P_{1b}' = 0,9829\text{bar}$

- $W_i = 0$ (tuyère)

Et d'après la formule (9) on a $T_{1b}' = T_1' = 288,15\text{K}$

$$\rho_{1b}' = \frac{P_{1b}'}{rT_{1b}'}$$

A.N :

$$\rho_{1b}' = \frac{0,9829 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15} = 1,1886\text{Kg/m}^3$$

$$P_{1b}' = 0,9829\text{bar}; T_{1b}' = 288,15\text{K}; \rho_{1b}' = 1,1886\text{kg/m}^3$$

✚ Les paramètres statiques :

$$T_{1b} = T_{1b}' - \frac{v_{1b}^2}{2Cp}$$

$$P_{1b} = P_{1b}' \cdot \left[\frac{T_{1b}}{T_{1b}'} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{rT_{1b}}$$

A.N :

Avec $Cp = 0,9985\text{Kj/Kg.K}$, $m = 0,287$

$$T_{1b} = 288,15 - \frac{100^2}{2 \cdot 9985} = 287,65\text{K}$$

$$P_{1b} = 0,9829 \cdot \left[\frac{287,65}{288,15} \right]^{\frac{1}{0,287}} = 0,981\text{bar}$$

$$\rho_{1b} = \frac{0,981 \cdot 10^5}{287 \cdot 287,65} = 1,1882\text{Kg/m}^3$$

$$P_{1b} = 0,981\text{bar}; T_{1b} = 287,65\text{K}; \rho_{1b} = 1,1882\text{Kg/m}^3$$

❖ **Plan 2_a-2_a : Paramètres de l'air après le dernier étage de compresseur**

✚ **Les paramètres d'arrêts :**

$$P'_{2a} = \tau_{cr} \cdot P'_{1b}$$

$$T'_{2a} = T'_{1b} \cdot \left(1 + \frac{\tau_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right)$$

Tel que $T_{1b}' = 288,15^\circ K$

Où η_{ic} : rendement isentropique du compresseur.

Avec $m=0.287$

D'où :

$$\rho'_{2a} = \frac{P'_{2a}}{rT'_{2a}}$$

A.N :

$$P'_{2a} = 7,5 \cdot 0,981 = 7,35 \text{ bars}$$

$$T'_{2a} = 288,15 \left[1 + \frac{7,5^{0,287} - 1}{0,87} \right] = 547,47 K$$

$$\rho'_{2a} = \frac{7,35 \cdot 10^5}{287 \cdot 547,47} = 4,67 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_{2a} = 7,35 \text{ bars}; T'_{2a} = 547,47 K; \rho'_{2a} = 4,67 \text{ kg/m}^3$$

✚ **Les paramètres statiques:**

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m/s.

Prenons cette vitesse $v_{2a} = 125$ m/s, alors les paramètres statiques sont :

$$T_{2a} = T'_{2a} - \frac{v_{2a}^2}{2C_p}$$

$$p_{2a} = P'_{2a} \cdot \left[\frac{T_{2a}}{T'_{2a}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{rT_{2a}}$$

Avec $C_p = 1,0223 \text{ Kj/Kg} \cdot K$, $m = 0,280$

$$T_{2a} = 547,47 - \frac{125^2}{2 \cdot 1022} = 539,83 K$$

$$p_{2a} = 7,35 \cdot \left[\frac{539,83}{547,47} \right]^{\frac{1}{0,280}} = 6,99 \text{ bar}$$

$$\rho_{2a} = \frac{6,99 \cdot 10^5}{287,539,83} = 4,51 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{2a}=6,99\text{bars}; T_{2a}=539,83\text{K}; \rho_{2a}=4,51\text{kg/m}^3$$

❖ **Plan 2 : Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion:**

✚ **Les paramètres d'arrêts :**

➤ $P'_2 = P'_{2a} - \Delta P$

Où : $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho'_{2a} \frac{v_{2a}^2 - v_{2b}^2}{2}$$

Où :

- $\eta = 0,5$ à $0,7$; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur
- $v_{2b} = 45 \text{ m/s}$: vitesse dans la conduite.
- ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b:2)

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P'_{2a}$$

D'où : $\Delta P = 12702,4 + 7350 = 20052,4 \text{ Pa}$

$$P'_2 = P'_{2a} - \Delta P$$

$$\rho'_2 = \frac{P'_2}{r T'_2}$$

A.N :

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 4,67 \frac{125^2 - 45^2}{2} = 12702,4 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot 7,37 \cdot 10^5 = 7350 \text{ Pa}$$

$$T'_2 = T'_{2a} = 547,47 \text{ K}$$

$$P'_2 = 7,35 - 0,200524 = 7,15 \text{ bars}$$

$$\rho'_2 = \frac{7,15 \cdot 10^5}{287,547,47} = 4,551 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_2 = 7,15 \text{ bars} \cdot T'_2 = 547,47 \text{ K} \cdot \rho'_2 = 4,551 \text{ kg/m}^3$$

❖ **Plan 3 :** Les paramètres du gaz après la chambre de combustion:

✚ **Les paramètres d'arrêts :**

On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la chambre de combustion;

$$P'_3 = P'_2 - \zeta \cdot P_2$$

$$\rho'_3 = \frac{P'_3}{rT'_3}$$

A.N :

$$T'_3 = 1233,15 \text{ °K (donnée)}$$

$$P'_3 = 7,15 - 0,01 \cdot 7,15 = 7,079 \text{ bars}$$

$$\rho'_3 = \frac{7,079 \cdot 10^5}{287 \cdot 1233,15} = 2,0002 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_3 = 7,079 \text{ bars} ; T'_3 = 1233,15 \text{ K} ; \rho'_3 = 2,0002 \text{ kg/m}^3$$

❖ **Plan 3b-3b :** Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):

✚ **Les paramètres d'arrêts :**

➤ $P'_{3b} = P'_3 - \Delta P$; ou $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans la conduite : $\Delta P_1 = 0,5\% \cdot P'_3$

ΔP_2 : Pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur à l'entrée de la THP

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_{diff}}{\eta_{diff}} \rho'_{3a} \frac{v_{3b}^2 - v_{3a}^2}{2}$$

$$\Delta P = \sum_1^2 \Delta P_i = 0,04784 \text{ bar}$$

$$\rho'_{3b} = \frac{P'_{3b}}{rT'_{3b}}$$

Ou : ($v_{3b} = 115 \text{ m/s}$, $v_{3a} = 45 \text{ m/s}$, $\rho_3 = 2,005 \text{ Kg/m}^3$, $\eta_{diff} = 0,9$)

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 7,079 = 0,0354 \text{ bars}$$

$$\Delta P_2 = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 2,0002 \cdot \frac{115^2 - 45^2}{2} = 0,01244 \text{ bar}$$

$$P'_{3b} = 7,079 - 0,04784 = 7,0312 \text{ bars}$$

$$T'_{3b} = 1233,15 \text{ °K}$$

$$\rho'_3 = \frac{7,0312 \cdot 10^5}{287.1233,15} = 1,987 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_{3b}=7,031 \text{ bars; } T'_{3b}=1233,15 \text{ K; } \rho'_{3b}=1,987 \text{ kg/m}^3$$

✚ Les paramètres statiques:

$$T_{3b} = T'_{3b} - \frac{v_{3b}^2}{2Cp}$$

$$p_{3b} = P'_{3b} \cdot \left[\frac{T_{3b}}{T'_{3b}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{rT_{3b}}$$

A.N:

Avec Cp = 1,1157Kj/Kg.K , m = 0,257

$$T_{3b} = 1233,15 - \frac{115^2}{2.1157} = 1227,43 \text{ K}$$

$$p_{3b} = 7,031 \cdot \left[\frac{1227,43}{1233,15} \right]^{0,257} = 6,90 \text{ bar}$$

$$\rho_{3b} = \frac{6,90 \cdot 10^5}{287.1227,43} = 1,959 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{3b}=6,90 \text{ bar ; } T_{3b}=1227,43^\circ \text{K ; } \rho_{3b}=1,959 \text{ kg/m}^3$$

❖ Plans 4_a-4_a: paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP):

✚ Les paramètres d'arrêts :

Le rapport des pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (le compresseur axial, chambre de combustion, la roue HP de la turbine) :

$$\mathfrak{S}_{cr} = \mathfrak{S}_{THP} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_C = \dot{m}_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

Où:

- \dot{m}_a et \dot{m}_g : débit massique de l'air et des gaz;
- W_{cr} et W_{THP} : travaux massiques du compresseur et de la turbine HP ;
- η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

Comme hypothèses on peut considérer l'égalité des rendements mécanique et des débits massiques :

$$\eta_{mc} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \dot{m}_a = \dot{m}_g$$

Alors nous obtenons :

$$W_c = \eta_m \cdot \eta_{mTHP} \cdot W_{THP}$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} r = m \cdot Cp$$

$$Cp_a \cdot T'_{1b} \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} \eta_{mTHP} Cp_g T'_{3b} \eta_{THP} (1 - \tau_{THP}^{-m_g})$$

D'après les formules (35), (36) et (37) on déduit :

Pour :

$$\begin{cases} T'_{1b} = 288,15K \\ T'_{2a} = 547,47K \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Cp_a = 1,017Kj/Kg \cdot K \\ m_{air} = 0,282 \end{cases}$$

$$\begin{cases} T'_2 = 547,47K \\ T'_3 = 1233,15K \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Cp_g = 1,1516Kj/Kg \cdot K \\ m_{gaz} = 0,249 \end{cases}$$

Donc :

$$1,017 \cdot 288,15 \cdot \frac{1}{0,87} \cdot (7,5^{0,282} - 1) = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 1,1516 \cdot 1233,15 \cdot 0,88 (1 - \tau_{THP}^{-0,249})$$

$$\Rightarrow \tau_{THP} = 2,64$$

$$\frac{P'_{3b}}{P'_{4a}} = \tau_{THP} \Rightarrow P'_{4a} = \frac{P'_{3b}}{\tau_{THP}}$$

$$T'_{4a} = T'_{4a} - \eta_{THP} (T'_{3b} - (T'_{4a})_s) \Rightarrow (T'_{4a})_s = \frac{T'_{3b}}{\tau_{THP}^{m_g}}$$

$$\rho'_{4a} = \frac{P'_{4a}}{r T'_{4a}}$$

A.N :

$$P'_{4a} = \frac{7,031}{2,64} = 2,66bar$$

$$(T'_{4a})_s = \frac{1233,15}{2,64^{0,257}} = 960,86K$$

$$T'_{4a} = 1233,15 - 0,88(1233,15 - 960,86) = 993,53K$$

$$\rho'_{4a} = \frac{2,66}{287 \cdot 993,53} = 0,933kg/m^3$$

$$P'_{4a}=2,66 \text{ bars}; T'_{4a}=993,53K; \rho'_{4a}=0,933kg/m^3$$

✚ Les paramètres statiques:

$$T_{4a} = T'_{4a} - \frac{v_{4a}^2}{2Cp}$$

$$p_{4a} = P'_{4a} \cdot \left[\frac{T_{4a}}{T'_{4a}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{rT_{4a}}$$

A.N:

Avec $Cp = 1,0877 \text{Kj/Kg.K}$, $m = 0,264$

$$T_{4a} = 993,53 - \frac{95^2}{2 \cdot 1087,7} = 989,38 \text{K}$$

$$p_{4a} = 2,66 \cdot \left[\frac{989,38}{993,53} \right]^{\frac{1}{0,264}} = 2,618 \text{bar}$$

$$\rho_{4a} = \frac{2,618 \cdot 10^5}{287 \cdot 989,38} = 0,922 \text{Kg/m}^3$$

$$P_{4a}=2,618\text{bars}; T_{4a}=989,38\text{K}; \rho_{4a}=0,922\text{kg/m}^3$$

❖ Plan 4_b-4_b: Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP

✚ Les paramètres d'arrêts :

De la roue HP vers la roue BP nous avons une divergence de passage du gaz ; à cause de cela il y a détente du gaz dans ce trajet

Par le théorème de conservation d'énergie nous avons $\Delta E_c = \Delta H$

$$E_c = \frac{v_{4a}^2 - v_{4b}^2}{2} \quad \Delta H = H_{4a} - H_{4b} = Cp(T'_{4a} - T'_{4b})$$

$$Cp(T'_{4a} - T'_{4b}) = \frac{v_{4a}^2 - v_{4b}^2}{2} \Rightarrow T'_{4b} = T'_{4a} - \frac{v_{4a}^2 - v_{4b}^2}{2}$$

$$\frac{T'_{4a}}{T'_{4b}} = \left(\frac{P'_{4a}}{P'_{4b}} \right)^{-m} \Rightarrow P'_{4b} = P'_{4a} \left(\frac{T'_{4a}}{T'_{4b}} \right)^{\frac{-1}{m}}$$

$$\rho'_{4b} = \frac{P'_{4b}}{rT'_{4b}}$$

A.N:

Avec $Cp = 1,0878 \text{Kj/Kg.K}$, $m = 0,264$

$$T'_{4b} = 993,53 - \frac{95^2 - 45^2}{2.1087,8} = 990,31K$$

$$P'_{4b} = 2,66 \left(\frac{993,53}{990,31} \right)^{\frac{-1}{0,264}} = 2,62bar$$

$$\rho'_{4b} = \frac{2,62.10^5}{287.990,31} = 0,922Kg/m^3$$

$$P'_{4b}=2,62bars, T'_{4b}=990,31 k, \rho'_{4b}=0,922kg/m^3$$

✚ Les paramètres statiques:

$$T_{4b} = T'_{4b} - \frac{v_{4b}^2}{2. Cp}$$

$$P_{4b} = P'_{4b} - \left[\frac{T_{4b}}{T'_{4b}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{4b} = \frac{P_{4b}}{r. T_{4b}}$$

A.N :

Avec : Cp=1,0867Kj/Kg.K , m=0,264

$$T_{4b} = 990,31 - \frac{95^2}{2.1086,7} = 986,16K$$

$$P_{4b} = 2,62 \left[\frac{986,16}{990,31} \right]^{\frac{1}{0,264}} = 2,578bars$$

$$\rho_{4b} = \frac{2,578. 10^5}{287.986,16} = 0,911Kg/m^3$$

$$P_{4b} = 2,578bars ; T_{4b} = 986,16K ; \rho_{4b} = 0,911Kg/m^3$$

❖ Plan 4d-4d :

✚ Les paramètres d'arrêts :

L'estimation des pertes de pression avant le premier étage de la turbine libre est donnée par :

$$P'_{4d} = P'_{4a} - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta_{diff}) \rho_{4b} \frac{v_{4a}^2 - v_{4b}^2}{2}$$

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite (4b:4c)

$$\Delta P_2 = 0,005. P'_{4a}$$

ΔP_3 : les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la TBP.

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta_{diff}}{\eta_{diff}} \rho_{4b} \frac{v_{4d}^2 - v_{4c}^2}{2}$$

$$\rho'_{4d} = \frac{P'_{4d}}{r T'_{4d}}$$

A.N :

$$(v_{4a} = 95 \text{ m/s}, v_{4b} = 45 \text{ m/s}, \rho_{4b} = 0,911 \text{ Kg/m}^3, \eta_{diff} = 0,60)$$

$$(v_{4d} = 125 \text{ m/s}, v_{4c} = 45 \text{ m/s}, \rho_{4b} = 0,911 \text{ Kg/m}^3, \eta_{diff} = 0,90)$$

$$\Delta P_1 = 0,01275 \text{ bar}$$

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot 2,66 = 0,0133 \text{ bars}$$

$$\Delta P_3 = 0,0069 \text{ bars}$$

$$\Delta P = 0,01275 + 0,0133 + 0,0069 = 0,0329 \text{ bars}$$

$$P'_{4d} = 2,66 - 0,0329 = 2,627 \text{ bars}$$

$$\text{D'après (9) on a : } T'_{4d} = T'_{4b} = 990,31 \text{ K}$$

$$\rho'_{4d} = \frac{2,627 \cdot 10^5}{287 \cdot 990,31} = 0,924 \text{ Kg/m}^3$$

$$P'_{4d} = 2,627 \text{ bars ; } T'_{4d} = 990,31 \text{ K ; } \rho'_{4d} = 0,924 \text{ kg/m}^3$$

 **Les paramètres statiques:**

$$T_{4d} = T'_{4d} - \frac{v_{4d}^2}{2Cp}$$

$$P_{4d} = P'_{4d} - \left[\frac{T_{4d}}{T'_{4d}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}}$$

A.N :

Avec : $Cp = 1,087 \text{ Kj/Kg.K}$, $m = 0,264$

$$T_{4d} = 990,31 - \frac{125^2}{2 \cdot 1087} = 983,12 \text{ K}$$

$$P_{4d} = 2,647 \left[\frac{983,12}{990,31} \right]^{0,264} = 2,57 \text{ bars}$$

$$\rho_{4d} = \frac{2,57 \cdot 10^5}{287 \cdot 983,12} = 0,911 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4d}=2,57\text{bar}; T_{4d}=983,12 \text{ K}; \rho_{4d}=0,911\text{kg/m}^3$$

❖ **Plan 5_a-5_a : Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP:**

✚ **Les paramètres d'arrêts :**

La pression statique à la sortie du silencieux P₅ est égale à la pression atmosphérique P₁.

Si la vitesse à la sortie du silencieux v₅=25m/sec et ρ₅=0,55 kg/m³ nous avons alors:

$$P'_5 = P_5 + \rho_5 \frac{v_5^2}{2}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine HP est v_{5a}=95m/sec et que les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 sont égale à 2% .

$$P'_{5a} = \frac{P'_5}{1 - 0,02}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est:

$$\tau'_{TBP} = \frac{P'_{4d}}{P'_{5a}}$$

$$(T'_{5a})_s = \frac{T'_{4d}}{\tau'_{TBP} \cdot g}$$

$$T'_{5a} = T'_{4d} - \eta_{TBP}(T'_{4d} - (T'_{5a})_s)$$

A.N:

$$P'_5 = 1,013 \cdot 10^5 + 0,55 \frac{25^2}{2} = 1,0147 \text{ bar}$$

$$P'_{5a} = \frac{1,0147 \cdot 10^5}{1 - 0,02} = 1,035 \text{ bar}$$

$$\tau'_{TBP} = \frac{2,627}{1,035} = 2,54$$

$$(T'_{5a})_s = \frac{990,31}{2,54^{0,264}} = 774,27 \text{ K}$$

$$T'_{5a} = 990,31 - 0,88(990,31 - 774,27) = 800,19 \text{ K}$$

$$\rho'_{5a} = \frac{1,035 \cdot 10^5}{287.800,19} = 0,451 \text{Kg/m}^3$$

$$P'_{5a}=1,035\text{bar}; T'_{5a}=800,19\text{K}; \rho'_{5a}=0,451\text{kg/m}^3$$

✚ Les paramètres statiques :

$$T_{5a} = T'_{5a} - \frac{v_{5a}^2}{2Cp}$$

$$P_{5a} = P'_{5a} \left[\frac{T_{5a}}{T'_{5a}} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}}$$

A.N :

Avec : Cp=1,065Kj/Kg.K , m=0,269

$$T_{5a} = 800,19 - \frac{95^2}{2.1065} = 795,95\text{K}$$

$$P_{5a} = 1,035 \left[\frac{795,95}{800,19} \right]^{\frac{1}{0,269}} = 1,015\text{bars}$$

$$\rho_{5a} = \frac{1,015 \cdot 10^5}{287.795,95} = 0,444\text{Kg/m}^3$$

$$P_{5a}=1,015\text{bar}; T_{5a}=795,95\text{K}; \rho_{5a}= 0,444\text{kg/m}^3$$

II.5.5 Travail massique :

$$W_{TBP}=Cp_g \cdot T_{4d}' \cdot \eta_{TBP} [1-(\tau_{TBP}')^{-mg}]$$

$$T_{4d}'=990,31\text{K}$$

$$m=0,249$$

$$T_{5a}'= 800,19\text{K}$$

$$Cp_g=1,1528\text{J/kg.deg}$$

A.N :

$$W_{TBP}=1,1528 \cdot 990,31 \cdot 0,88(1-2,54^{-0,249})$$

$$W_{TBP}= 208,10 \text{ kj/kg}$$

II.5.6 Débit massique des gaz :

Sur l'arbre de la machine réceptrice, a puissance est égale à 35,854MW, le débit massique des gaz (G_g)

TBP sera:

$$\mathfrak{S}_{eff}=\eta_{mTBP} \cdot \dot{m}_g \cdot W_{TBP} \Rightarrow \dot{m}_g = \frac{\mathfrak{S}_{eff}}{\eta_{mTBP}W_{TBP}}$$

A.N :

$$\dot{m}_g = \frac{35,854 \cdot 10^6}{0,98.208100} = 175,81 Kg/sec$$

$$\dot{m}_g = 175,81 \text{ kg/sec}$$

II.5.7 Débit massique de l'air:

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion :

$$\eta_{cc} \cdot PCI_c = (1 - q_r - q_f) C_{pa}(T_3 - T_2) + C_{pc} q_c (T_3 - T_c)$$

Où :

- η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.
- Débit massique relatif du combustible : $q_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$
- Débit massique relatif de l'air de refroidissement : $q_r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} = 0,05$
- Débit massique relatif des fuites : $q_f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = 0,01$
- T_c : température de combustible (70 à 80) °C ,

On prend $T_c = 348,15 \text{ K}$

$$q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) C_{pa}(T_3 - T_2)}{\eta_{cc} PCI - C_{pc}(T_3 - T_2)} = 0,0166$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_3 = 1233,15 \text{ K} \\ T_2 = 547,47 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} C_p = 1,095 \text{ kJ/kg.k } m = 0,258 \\ C_p = 1,0186 \text{ kJ/kg.k } C_{pa} = 1,121 \text{ kJ/kg.k} \end{array} \right.$$

$$C_{pa} = 1,096 \text{ KJ/Kg.K } C_{pc} = 1,012 \text{ KJ/Kg.K}$$

D'autre part :

$$q_g = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_a(1 - q_r - q_f) + \dot{m}_c}{\dot{m}_a} = 1 - q_r - q_f - q_c$$

A.N :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_g}{q_g} = \frac{175,81}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,0166} = 190,4 \text{ Kg/sec}$$

$$\dot{m}_a = 190,4 \text{ kg/s}$$

II.5.8 Le débit massique de combustible:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a \cdot q_c$$

A.N:

$$\dot{m}_c = 190,4 \cdot 0,0166 = 3,10 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 3,1 \text{ kg/s}$$

II.5.9 Le travail du compresseur:

$$W_c = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} (T_{2a} - T_{1b})}{\eta_m}$$

$$W_c = \frac{190,4 \cdot 1,018 (547,47 - 288,15)}{0,98}$$

$$W_c = 51,29 \text{ MW}$$

II.5.10 Le travail de la turbine:

$$P_T = W_c + P_U$$

$$P_T = 51,29 + 35,854 = 87,144 \text{ MW}$$

II.5.11 Le rendement thermique de l'installation:

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP} \dot{m}_g}{P_{CI} \dot{m}_c}$$

A.N:

$$\eta_{th} = \frac{208,10 \cdot 175,81}{44420 \cdot 3,1} = 0,2657$$

$$\eta_{th} = 26,57\%$$

II.5.12 Vérification du coefficient d'excès d'air :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c \cdot \dot{m}_0}$$

A.N:

$$\alpha = \frac{190,4}{3,1 \cdot 15,17}$$

$$\alpha = 4$$

II.5.13 Résultats de calcul d'après les données du constructeur :

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,9829\text{bar}$	$T_1=288,15^\circ\text{K}$	$\rho_1=1,1886\text{kg/m}^3$
$P_2=7,35\text{bars}$	$T_2=547,47^\circ\text{K}$	$\rho_2=4,67\text{kg/m}^3$
$P_3=7,079\text{bars}$	$T_3=1233,15^\circ\text{K}$	$\rho_3=2,0002\text{kg/m}^3$
$P_4=2,66\text{bars}$	$T_4=993,53^\circ\text{K}$	$\rho_4=0,933\text{ kg/m}^3$
$P_5=1,015\text{bar}$	$T_5=795,95^\circ\text{K}$	$\rho_5=0,444\text{kg/m}^3$
$W_{\text{TBP}}=208,10\text{ kJ/kg}$		
$\dot{m}_g = 175,81\text{kg/sec}$		
$\dot{m}_a = 190,4\text{ kg/sec}$		
$P_u = 35,854\text{ Mw}$		
$\dot{m}_c = 3,1\text{kg/sec}$		
$\eta_{\text{th}} = 26,57\%$		

TABLE II.1 :RESULTATS DE CALCUL D'APRES LES DONNEES CONSTRUCTEUR**II.6 Calcul thermodynamique d'après les données du site saharien :**

La région saharienne se caractérise par un climat où la température ambiante peut varier de -5°C à 58°C suivant les saisons.

II.6.1 Données du site :

- Température de l'air ambiant : $T_0=323,15\text{k}$
- A l'admission du compresseur, la pression de l'air est estimée par : $P_{1b} = P_1 - \Delta P$

Où/

P_1 est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude (Z) comme suit :

Pour notre turbine, on a :

$$P = 1,013\text{ bars}$$

$$Z = 316\text{ m}$$

$$P_1 = p \left[1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{287} \right]^{5,31}$$

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P$$

$$P_{2a} = \tau_{ca} - P_{1b}$$

$$T_{2a} = T_{1b} \left[1 + \frac{\tau_c^m - 1}{\eta_c} \right]$$

A.N :

Avec: $C_p=1,0217 \text{Kj/Kg.k}$, $m=0,280$

$$P_1 = 0,975 \text{bars}$$

$$P_{1b} = 0,975 - 0,03006 = 0,9449 \text{bar}$$

$$P_{2a} = 7,0,09449 = 6,61 \text{bar}$$

$$T_{2a} = 592,2 \text{K}$$

$$P_2 = P_{2a} - \sum_1^2 \Delta P_i = 6,61 - 0,02 = 6,59 \text{bar}$$

$$P_3 = P_2 - 0,01 P_2 = 6,59 - 0,01 \cdot 6,59 = 6,52 \text{bar}$$

L'air ambiant est considéré comme un gaz parfait. ($r=287 \text{ J.Kg.K}^{-1}$) et sa masse volumique ρ pour $T = 15^\circ\text{C}$ se détermine par la formule :

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T}$$

Après l'application numérique on trouve que $\rho_{air} = 1,225 \text{ kg / m}^3$.

On détermine par la suite le débit volumique qu'est toujours constant quelque soit la température d'admission :

$$Q_{v_{air}} = \dot{m}_{air} / \rho_{air}, (\dot{m}_{air} = 190,4 \text{kg / s}), Q_{v_{air}} = 155,42 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Donc pour déterminer le débit massique pour chaque température comprise entre les deux extrémités (-5°C , 58°C). On va procéder comme suit :

1. On choisit T_1 ;
2. On calcule ρ_{air} , par la formule : $\rho_{air} = \frac{P_{am}}{r_{air} \times T_1}$
3. On calcule le débit massique correspondant par la formule :

$$\dot{m}_{air} = Q_{v_{air}} \cdot \rho_{air}$$

4. le débit du combustible doit changer afin de garder le même dosage, il est calculé par la formule

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{air}} \Big|_{T=288,15} \times \dot{m}_{air}$$

Dans notre cas on a : $\dot{m}_{air}|_{T=323,15 \text{ K}} = 166,76 \text{ kg/s}$,

donc le débit de combustible $\dot{m}_c = 2,71 \text{ kg / s}$.

La température T_{3b} se calcule par la formule de bilan énergétique de la chambre de combustion donné dans :

$$T_{3b} = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_{cc}}{\dot{m}_{air} \cdot C P_g} + T_{2a}$$

A.N :

$$T_{3b} = \frac{2,71 \cdot 44420,097}{166,76 \cdot 1,024} + 592,2 = 1219,62 \text{ K Avec: } C_p = 1,1160 \text{ KJ/Kg.k}$$

$$C p_a \cdot T'_{1b} \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} \eta_{mTHP} C p_g T'_{3b} \eta_{THP} (1 - \tau_{THP}^{-mg})$$

Avec : $C p_g(T_2, T_3) = 1,151 \text{ KJ/Kg.K}$, $m = 0,249$,

$C p_a(T_{1b}, T_{2a}) = 1,023 \text{ KJ/Kg.K}$ $m = 0,283$

$\tau_{THP} = 2,89$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{4d} = P_{4a} - \sum_1^3 \Delta P_1 \\ P_{4a} = \frac{P_{3b}}{\tau_{THP}} = 2,25 \text{ bar} \\ P_{3b} = P_3 - \Delta P = 6,49 \text{ bar} \end{array} \right. \longrightarrow P_{4d} = 2,22 \text{ bar}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{4b} = T_{3b} - \eta_{iTHP} (T_{3b} - T_{4a}) \\ T_{4a} = T_{3b} / (\tau_{THP})^{mg} \\ T_{4b} = T_{4d} \end{array} \right. \longrightarrow T_{4d} = 959,43 \text{ K}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{5a} = \frac{P_5}{1 - 0,015} \\ P_5 = P_1 - \rho_5 \frac{V_5^2}{2} = 1,009 \text{ bar} \end{array} \right. \longrightarrow P_{5a} = 1,024 \text{ bar}$$

Avec : $C p = 1,0663 \text{ KJ/Kg.K}$, $m = 0,269$

$$T_{5a} = T_{4d} - \eta_{iTHP} \left(T_{4d} - \frac{T_{4d}}{\tau_{TBP}^{mg}} \right) = 788,38 \text{ K}$$

II.6.2 Travail massique de la TBP :

$$W_{TBP} = C p_g \cdot T_{4d} \cdot \eta_{iTHP} (1 - \tau_{TBP}^{-mg})$$

A.N:

$$W_{TBP} = 192,21 \text{Kj/Kg}$$

$$\text{Avec : } C p_g(T_{4d}, T_{5a}) = 1,1596 \text{Kj/Kg.K} , m = 0,247$$

$$W_{TBP} = 192,21 \text{ kj/kg}$$

II.6.3 Puissance de la turbine :

$$\text{ou : } C p_g(T_{3b}, T_{5a}) = 1,084 \text{Kj/Kg.K}$$

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_c) \cdot C p_g \cdot (T_{3b} - T_{5a})$$

$$P_T = 79,22 \text{MW}$$

II.6.4 Travail du compresseur W_C :

$$W_C = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C p_{air} (T_{2a} - T_{1b})}{\eta_m}$$

$$W_C = 46,83 \text{MW}$$

II.6.5 Puissance utile (pour entraîner la charge) :

$$P_u = P_T - W_C$$

$$P_u = 32,39 \text{MW.}$$

II.6.6 Débit massique des gaz :

On a :

$$P = \eta_{mTBP} \cdot \dot{m}_g \cdot W_{TBP}$$

$$\dot{m}_g = \frac{P}{\eta_{mTBP} W_{TBP}}$$

$$\dot{m}_g = 171,95 \text{kg/s}$$

II.6.7 Le rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP} \cdot \dot{m}_g}{PCI \cdot \dot{m}_c}$$

A.N :

$$\eta_{th} = \frac{192,21 \cdot 171,95}{44420 \cdot 2,71}$$

$$\eta_{th} = 27,45\%$$

II.6.8 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

- Température ambiante: $t_0=35^\circ\text{C} \Rightarrow T_0=308,15^\circ\text{K}$
- Pression ambiante : $P_0=1,033\text{bar}$
- Taux de compression $\tau=7$

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,975\text{bars}$	$T_1=323,15^\circ\text{K}$	$\rho_1=1,051 \text{ kg/m}^3$
$P_2=6,59\text{bars}$	$T_2=592,2^\circ\text{K}$	$\rho_2=3,87 \text{ kg/m}^3$
$P_3=6,52\text{bars}$	$T_3=1219,62^\circ\text{K}$	$\rho_3=1,86 \text{ kg/m}^3$
$P_4=2,22\text{bars}$	$T_4=959,43^\circ\text{K}$	$\rho_4=0,806 \text{ kg/m}^3$
$P_5=1,009\text{bar}$	$T_5=788,38^\circ\text{K}$	$\rho_5=0,446 \text{ kg/m}^3$
$W_{TBP}=192,21 \text{ kJ/kg}$		
$\dot{m}_a = 166,76\text{kg/ses}$		
$\dot{m}_c = 2,71\text{kg/sec}$		
$\dot{m}_g=171,95\text{kg/sec}$		
$P_u = 32,39 \text{ Mw}$		
$\eta_{th} = 27,45 \%$		

Tableau II.2 :Résultats de calcul d'après les données réels

II.7 Tableau comparatif des résultats obtenus :

Paramètres	Données Réelles	Données Constructeur	Différence	Commentaire
Travail du Compresseur (MW)	46,83	51,29	4,46	La différence peut être due à l'usure ou à un rendement inférieur du compresseur réel.
Travail de la Turbine (MW)	79,22	87,144	7,924	Les pertes non modélisées ou les conditions opérationnelles pourraient expliquer l'écart.
Puissance Utile (MW)	32,39	35,854	3,464	La puissance utile inférieure dans les données réelles suggère des pertes supplémentaires dans le système.
Rendement Thermique (%)	27,45	26,57	-0,88	Un rendement thermique légèrement supérieur pourrait indiquer une meilleure gestion de l'énergie dans le système réel.
Travail de la Turbine BP (Kj/Kg)	192,21	208,10	15,89	Cela peut refléter des différences dans les conditions de fonctionnement ou l'efficacité de la turbine.
Débit Massique des Gaz (Kg/s)	171,95	175,81	3,86	Des variations dans le processus de combustion ou la qualité du combustible pourraient être en cause.
Débit Massique de l'Air (Kg/s)	166,76	190,4	23,64	Un débit d'air plus faible peut indiquer un filtre à air encrassé ou des fuites dans le système d'admission.
Débit Massique du Combustible (Kg/s)	2,71	3,1	0,39	Une consommation de combustible réduite peut être le résultat d'une combustion plus efficace ou d'un mélange différent.
Taux de Compression	7	7,5	0,5	Un taux de compression plus faible peut influencer l'efficacité globale du cycle thermodynamique.

Table II.3 : Comparaison des résultats (constructeur-réel)

❖ Justification et Commentaires :

- Les différences dans les travaux du compresseur et de la turbine ainsi que dans la puissance utile peuvent être attribuées à des facteurs tels que l'usure des équipements, des conditions de maintenance différentes, ou des erreurs dans les mesures de performance.
- Le rendement thermique plus élevé dans les données réelles est intéressant et pourrait indiquer que le système fonctionne de manière plus optimisée que prévu, ou que les données du constructeur sont conservatrices.
- Les écarts dans les débits massiques des gaz, de l'air et du combustible nécessitent une analyse plus approfondie des conditions opérationnelles et de la qualité des intrants.
- Le taux de compression inférieur dans les données réelles pourrait être dû à des réglages différents sur le compresseur ou à des variations de température qui affectent la densité de l'air.

En conclusion, bien que les données réelles montrent certaines différences par rapport aux spécifications du constructeur, ces écarts sont compréhensibles et peuvent être justifiés par des facteurs pratiques et opérationnels. Il est important de continuer à surveiller et à optimiser les performances pour se rapprocher des conditions idéales fournies par le constructeur

II.8 Etapes de simulation par ASPEN HYSYS :**II.8 .1 Démarrage de HYSYS**

Tout d'abord on ouvre le logiciel Hysys :

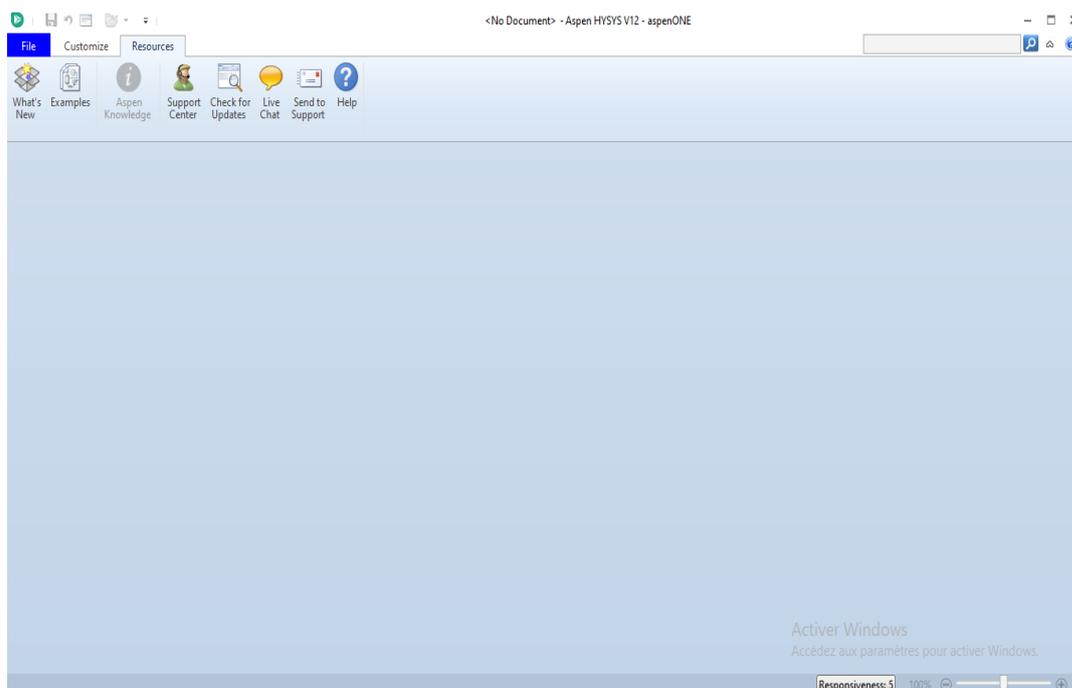


FIGURE II. 3 : DEMARRAGE DE HYSYS

Ensuite on clique sur "File" puis "Create Case New" pour ouvrir le "Gestionnaire de simulation de base", qui est l'endroit où on peut spécifier tous les composants et leurs propriétés.

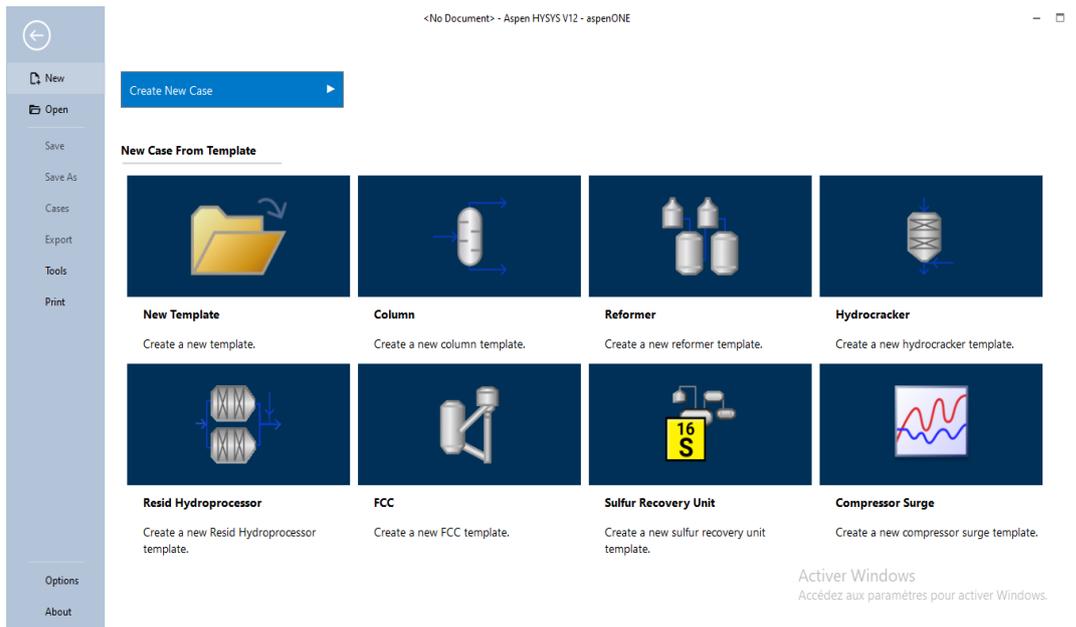


FIGURE II. 4: DEMARRAGE DE HYSYS

II.8 2 Choix de la liste de composantes

Pour le choix des composants, on clique sur "component lists" puis sur l'icône "Add" pour afficher la liste des composants disponibles.

Dans notre situation, il est nécessaire de spécifier les éléments chimiques de l'air et du gaz naturel suivants: Méthane, Ethane, Propane, n-Butane, n-Pentane, Oxygène, Nitrogène, H2O et CO2.

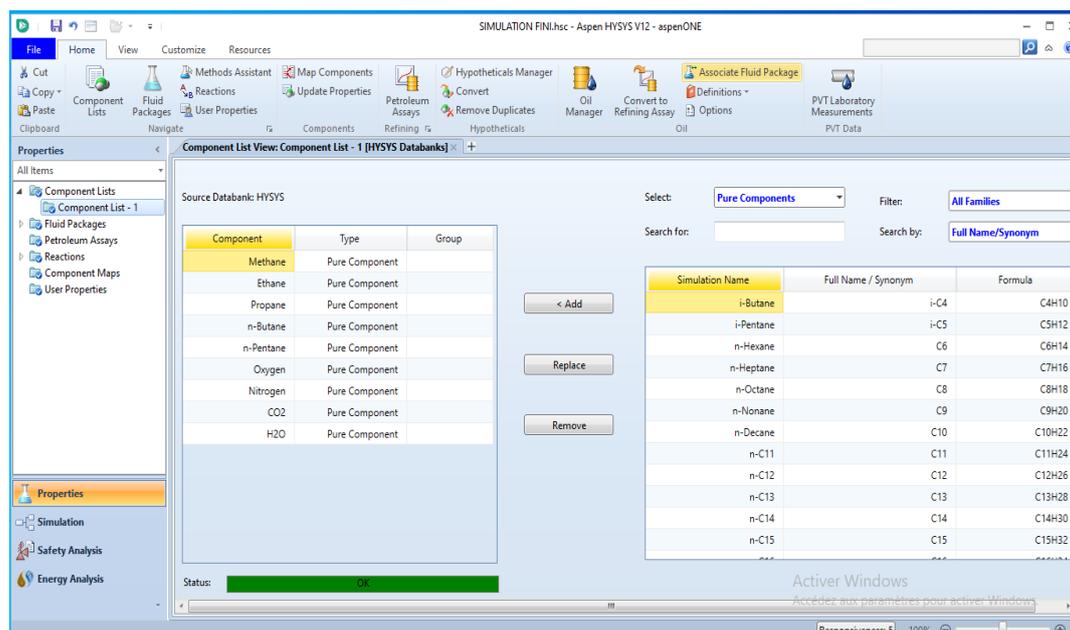


FIGURE II. 5 :LA LISTE DES COMPOSANTS

Quand on termine la sélection des composants on ferme la vue Component List.

- **Sélection d'un modèle thermodynamique**

Il y a plusieurs équations d'état qui connectent les paramètres d'équilibre du système, dans notre étude celle qui nous convient est PR (Peng Robinson) Il est conseillé d'utiliser un mélange d'hydrocarbures. Cela offre la possibilité de déterminer l'ensemble des caractéristiques thermo-physiques des fluides utilisés, donc on iradans la liste de "Fluide packages «, puis on clique sur le bouton "Add ", ensuite on finira par choisir notre modèle " Peng Robinson "

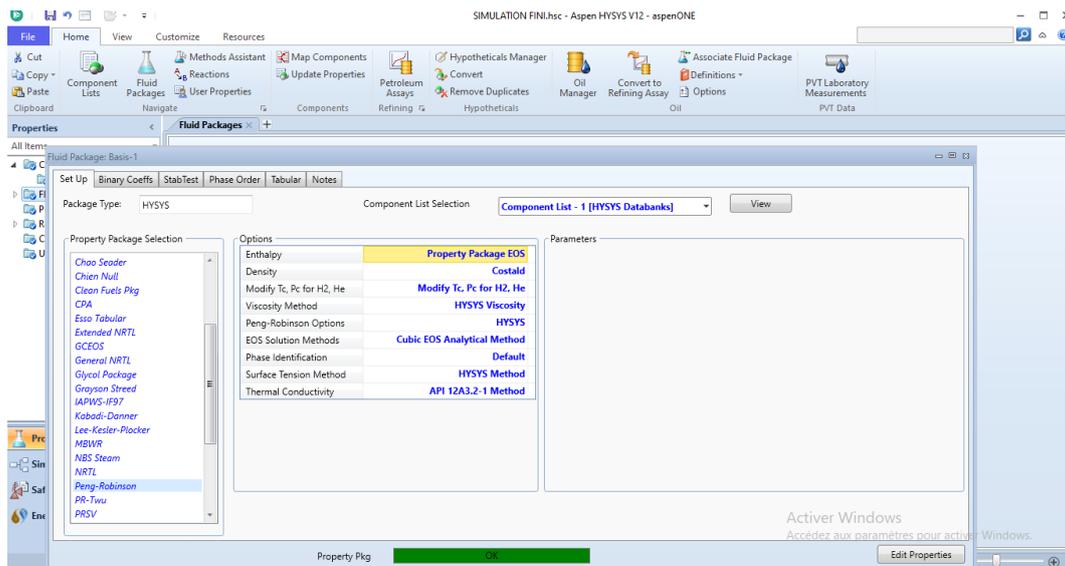


FIGURE II. 6 : FLUIDE PACKAGE

- **Création des réactions chimiques :**

La précision des quatre réactions chimiques du gaz - naturel :

- Pour intégrer des réactions, sélectionnez l'option 'réaction' qui se trouve dans la barre des propriétés puis cliquez sur le bouton " Add".

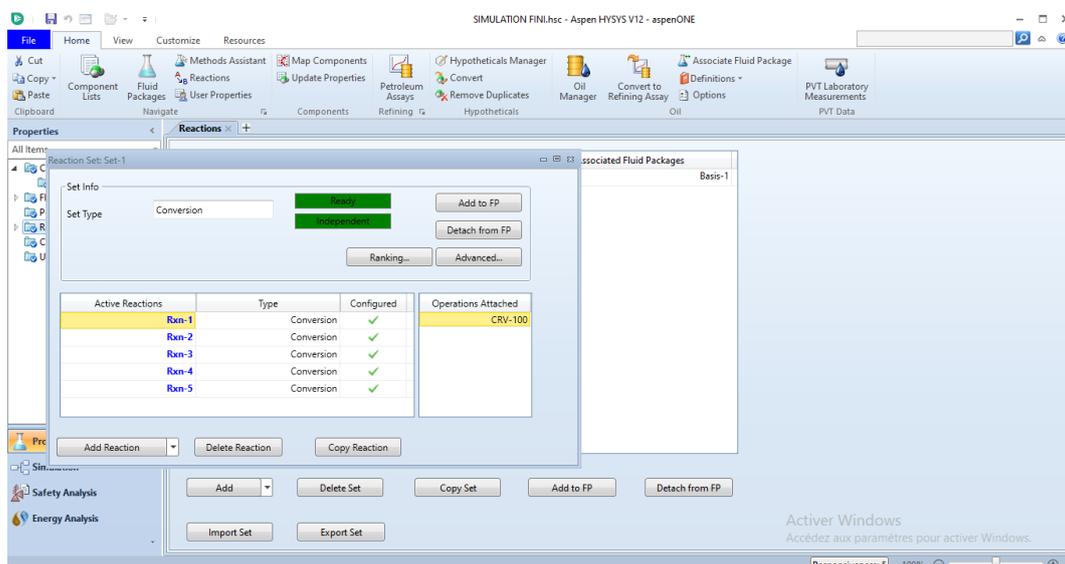


FIGURE II.7 :LISTE DES REACTIONS

Dans notre cas on a les réactions suivantes :

- Rxn-1 : $CH_4 + 2 O_2 \rightarrow CO_2 + 2 H_2O$
- Rxn-2 : $2C_2H_6 + 7 O_2 \rightarrow 4 CO_2 + 6 H_2O$
- Rxn-3 : $C_3H_8 + 5 O_2 \rightarrow 3 CO_2 + 4 H_2O$
- Rxn-4 : $2C_4H_{10} + 13 O_2 \rightarrow 8 CO_2 + 10 H_2O$
- Rxn-5 : $C_5H_{12} + 8 O_2 \rightarrow 5 CO_2 + 6 H_2O$

- La réaction 1 de méthane :

Conversion Reaction: Rxn-1

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
Methane	16,043	-1,000
Oxygen	32,000	-2,000
CO2	44,010	1,000
H2O	18,015	2,000
Add Comp		

Balance Error: 0,00000
Reaction Heat (25 C): -8,0e+05 kJ/kgmole

Basis

Base Component	Methane
Rxn Phase	Overall
Co	100,0
C1	<empty>
C2	<empty>

Conversion (%) = $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$
(T in Kelvin)

Ready

FIGURE II. 8 : LA REACTION DU METHANE

- La réaction 2 de l'éthane :

Conversion Reaction: Rxn-2

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
Ethane	30,070	-2,000
Oxygen	32,000	-7,000
CO2	44,010	4,000
H2O	18,015	6,000
Add Comp		

Balance Error: 0,00000
Reaction Heat (25 C): -1,4e+06 kJ/kgmole

Basis

Base Component	Ethane
Rxn Phase	Overall
Co	100,0
C1	<empty>
C2	<empty>

Conversion (%) = $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$
(T in Kelvin)

Ready

FIGURE II. 9 : LA REACTION D'ETHANE

- La réaction 3 de propane :

Conversion Reaction: Rxn-3

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
Propane	44,097	-1,000
Oxygen	32,000	-5,000
CO2	44,010	3,000
H2O	18,015	4,000
Add Comp		

Balance Error: 0,00000
Reaction Heat (25 C): -2,0e+06 kJ/kgmole

Base Component	
Propane	
Rxn Phase	Overall
Co	100,0
C1	<empty>
C2	<empty>

Conversion (%) = $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$
(T in Kelvin)

Ready

FIGURE II. 10: LA REACTION DE PROPANE

- La réaction 4 de n-Butane :

Conversion Reaction: Rxn-4

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
n-Butane	58,124	-2,000
Oxygen	32,000	-13,000
CO2	44,010	8,000
H2O	18,015	10,000
Add Comp		

Balance Error: 0,00000
Reaction Heat (25 C): -2,7e+06 kJ/kgmole

Base Component	
n-Butane	
Rxn Phase	Overall
Co	100,0
C1	<empty>
C2	<empty>

Conversion (%) = $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$
(T in Kelvin)

Ready

FIGURE II. 11: LA REACTION DE N-BUTANE

- La réaction 4 de n-Pentane :

Conversion Reaction: Rxn-5

Component	Mole Weight	Stoich Coeff
n-Pentane	72,151	-1,000
Oxygen	32,000	-8,000
CO2	44,010	5,000
H2O	18,015	6,000
Add Comp		

Balance Error: 0,00000
Reaction Heat (25 C): -3,3e+06 kJ/kgmole

Base Component	
n-Pentane	
Rxn Phase	Overall
Co	100,0
C1	<empty>
C2	<empty>

Conversion (%) = $Co + C1 \cdot T + C2 \cdot T^2$
(T in Kelvin)

Ready

FIGURE II.12 : LA REACTION DE N-PENTANE

Une fois le modèle thermodynamique et les compositions sont choisies, cliquer sur le bouton simulation.

- **L'entrée de l'air :**

La définition de la composition de l'air : en ajouter les fractions molaires du mélange gazeux constituant l'air

The screenshot shows a software window titled 'Material Stream: Entrée d'air'. It features a 'Worksheet' tab and a table with two columns: 'Mole Fractions' and 'Vapour Phase'. The table lists several gases with their respective mole fractions. The 'Total' value is displayed as 1,00000. Below the table are buttons for 'Edit...', 'View Properties...', and 'Basis...'. A green bar at the bottom contains an 'OK' button and the text 'Active Window'.

	Mole Fractions	Vapour Phase
Methane	0,0000	0,0000
Ethane	0,0000	0,0000
Propane	0,0000	0,0000
n-Butane	0,0000	0,0000
n-Pentane	0,0000	0,0000
Oxygen	0,2100	0,2100
Nitrogen	0,7900	0,7900
CO2	0,0000	0,0000
H2O	0,0000	0,0000

Total: 1,00000

FIGURE II. 13 : LA COMPOSITION DE L' AIR

On définit les caractéristiques de l'air (la température, la pression et le débit massique):

- La température : $T_{air} = 50^{\circ}C$
- La pression : $P_{air} = 0.975 \text{ bar}$
- Le débit massique : $\dot{m}_{air} = 166.76 \text{ Kg/s}$

Worksheet	Attachments	Dynamics
Conditions	Stream Name	Entrée d'air
Properties	Vapour / Phase Fraction	1,0000
Composition	Temperature [C]	50,00
Oil & Gas Feed	Pressure [kPa]	97,50
Petroleum Assay	Molar Flow [kgmole/h]	2,081e+004
K Value	Mass Flow [kg/h]	6,005e+005
User Variables	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	694,2
Notes	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	723,9
Cost Parameters	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	154,4
Normalized Yields	Heat Flow [kJ/h]	1,507e+007
Emissions	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	4,918e+005
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	

FIGURE II. 14 : LES CONDITION D'ENTREE D'AIR

- **Compresseur**

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

- L'entrée : Entrée d'air
- La sortie : Vers la combustion
- L'énergie : Q Compresseur (travail du compresseur)

Puis on sélectionne le fluide package qu'on a déjà spécifié dans les étapes précédentes qui s'appelle "Basis-1".

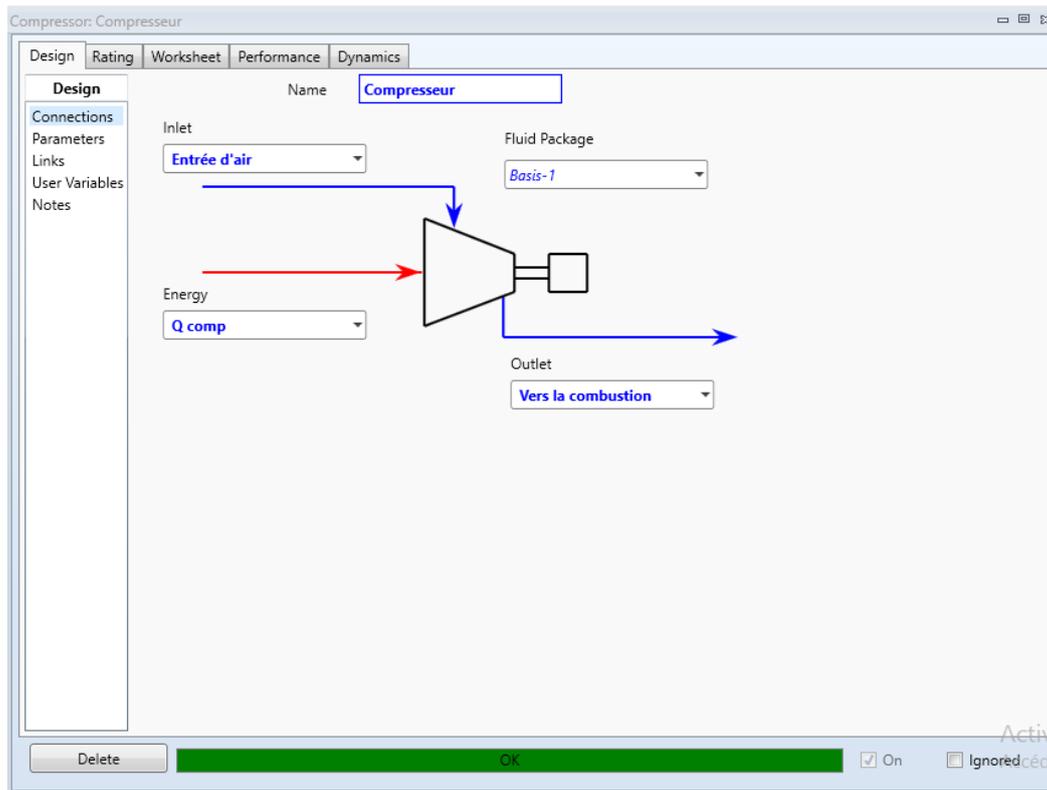


FIGURE II.15 :LES CONNEXIONS DU COMPRESSEUR

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

- Rendement isentropique : $\eta_{isc} = 0,87$
- Le rapport de pression : $\tau_c = 7$

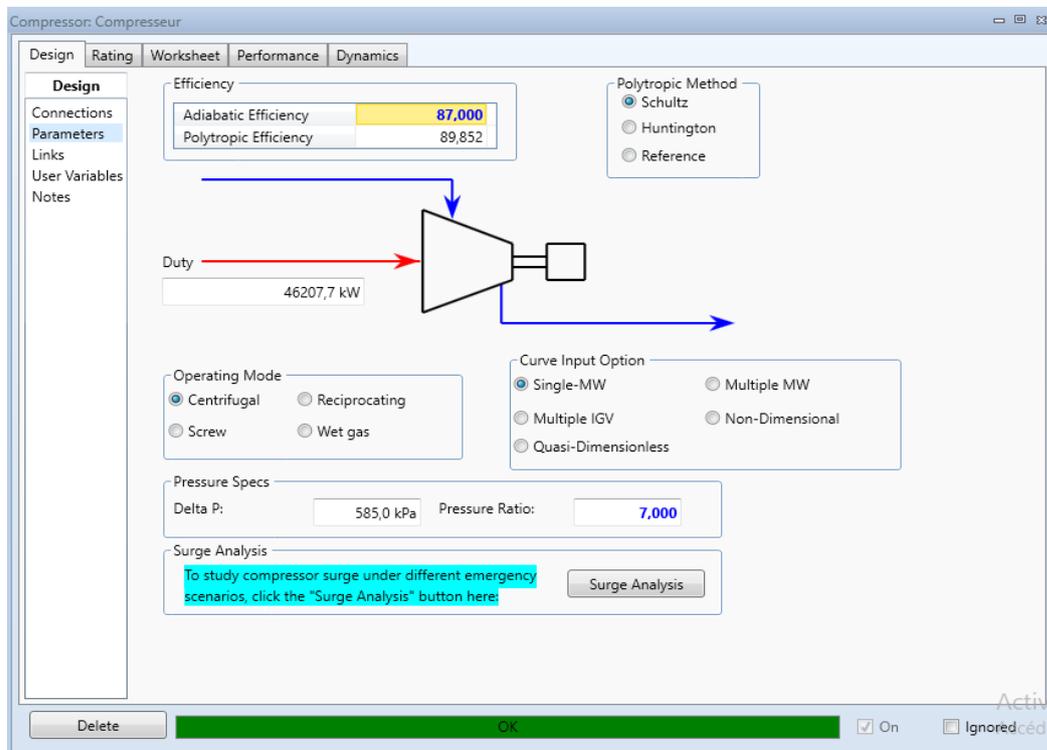


FIGURE II. 16 :LES PARAMETRES DU COMPRESSEUR

• L'entrée du gaz naturel

On définit la composition du gaz naturel :

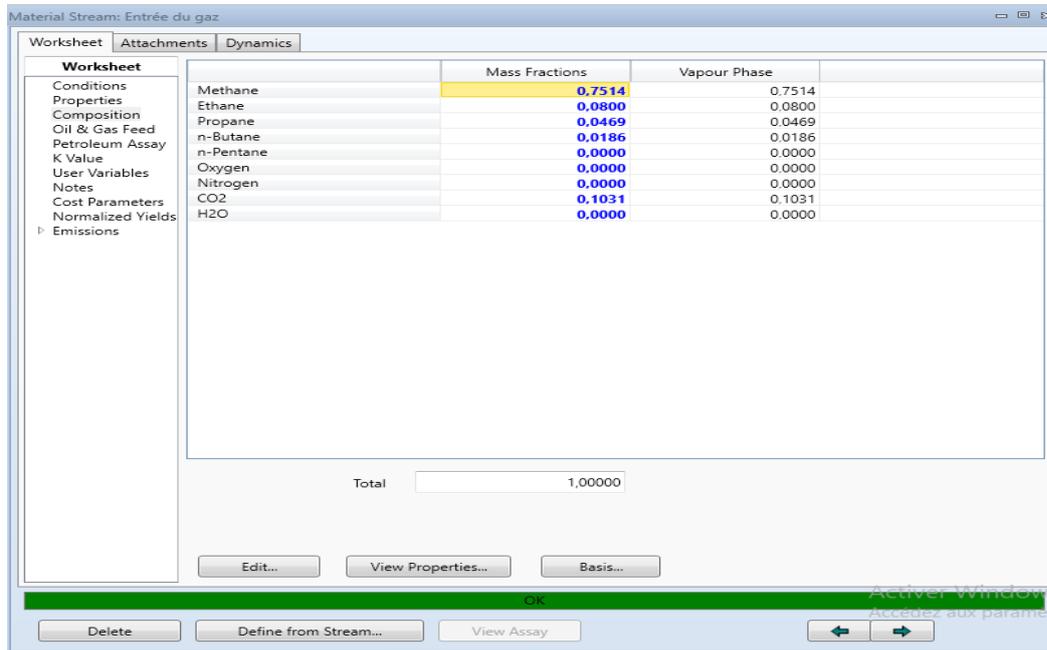


FIGURE II.17 :LA COMPOSITION DU GAZ NATUREL

On entre les caractéristiques du gaz naturel (la température, la pression et le débit massique) :

- La température : $T_c = 50^\circ C$
- La pression : $P_c = 10 \text{ bar}$
- Débit massique : $\dot{m}_c = 2,71 \text{ Kg/s}$

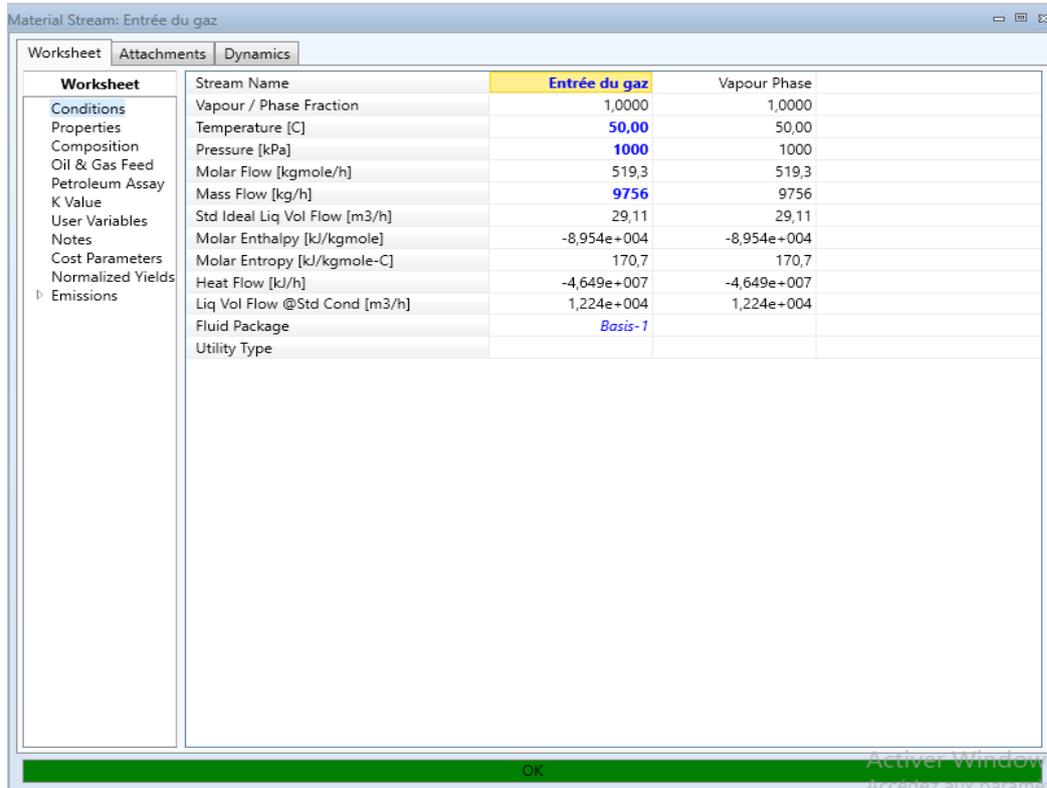


FIGURE II. 18 :LES CONDITIONS D'ENTREE DU GAZ NATUREL

• **Chambre de combustion**

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

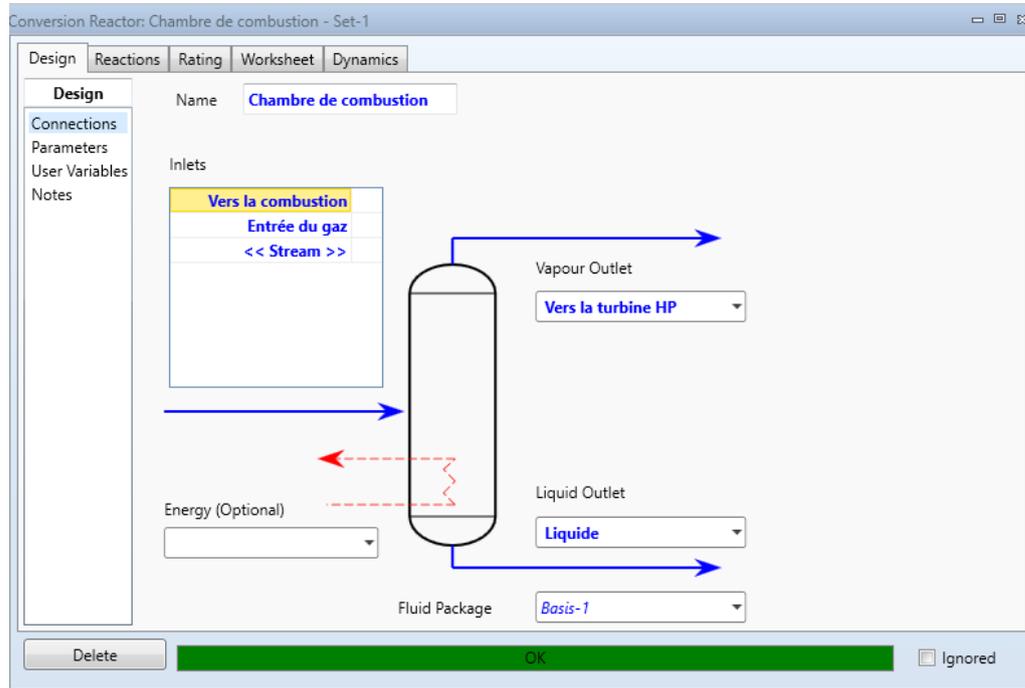


FIGURE II.19 :LES CONNECTIONS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

On introduit les quatre réactions dans la chambre à combustion qu'on a défini auparavant.

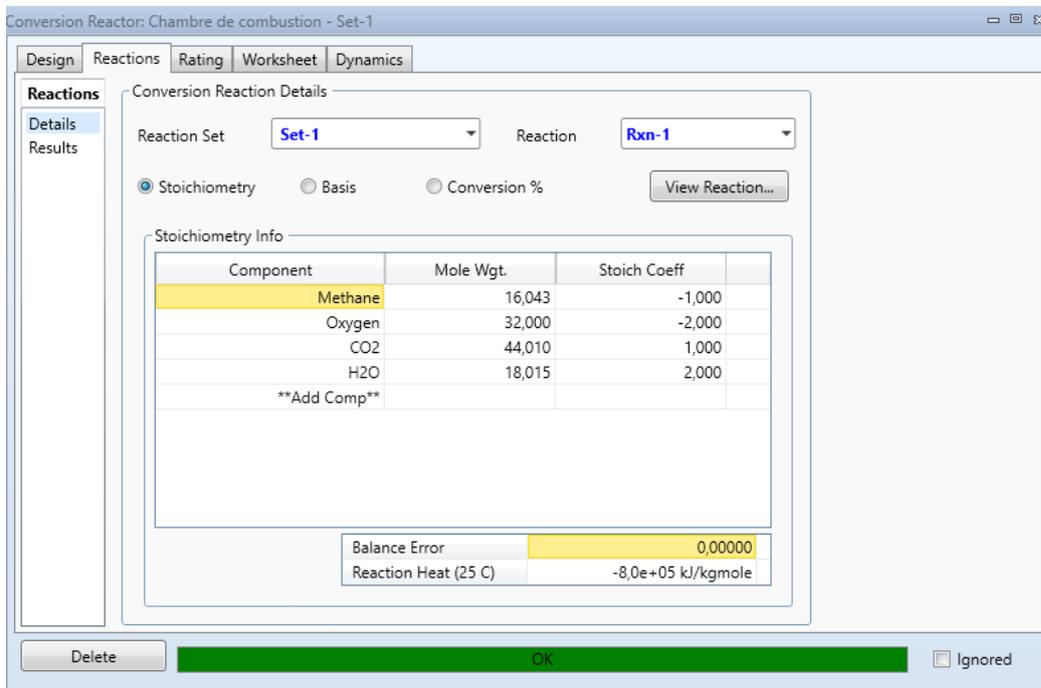


FIGURE II. 20:LES REACTIONS DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION

• Turbine à haute pression :

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

- L'entrée : c'est la sortie de la chambre de combustion (Vers la turbine HP)
- La sortie : Vers la turbine BP
- L'énergie : Travail de la turbine HP

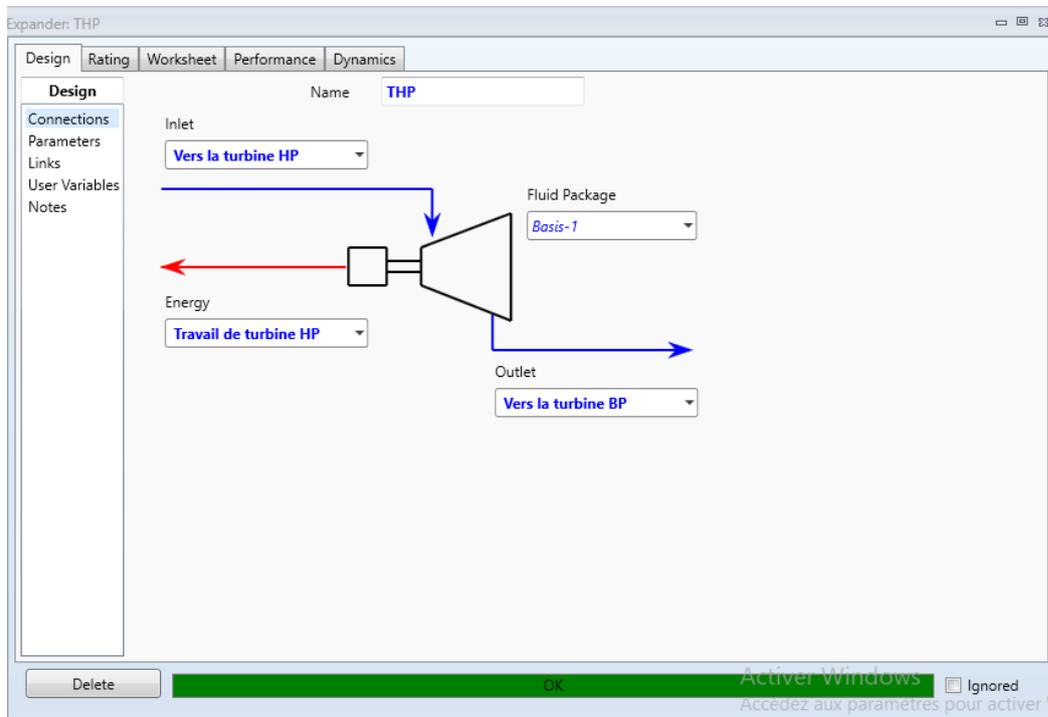


FIGURE II. 21 : LES CONNECTIONS DE LA TURBINE A HAUTE PRESSION

Dans les paramètres de la turbine, on définit la valeur du rendement isentropique: $\eta_{THP} = 0.88$

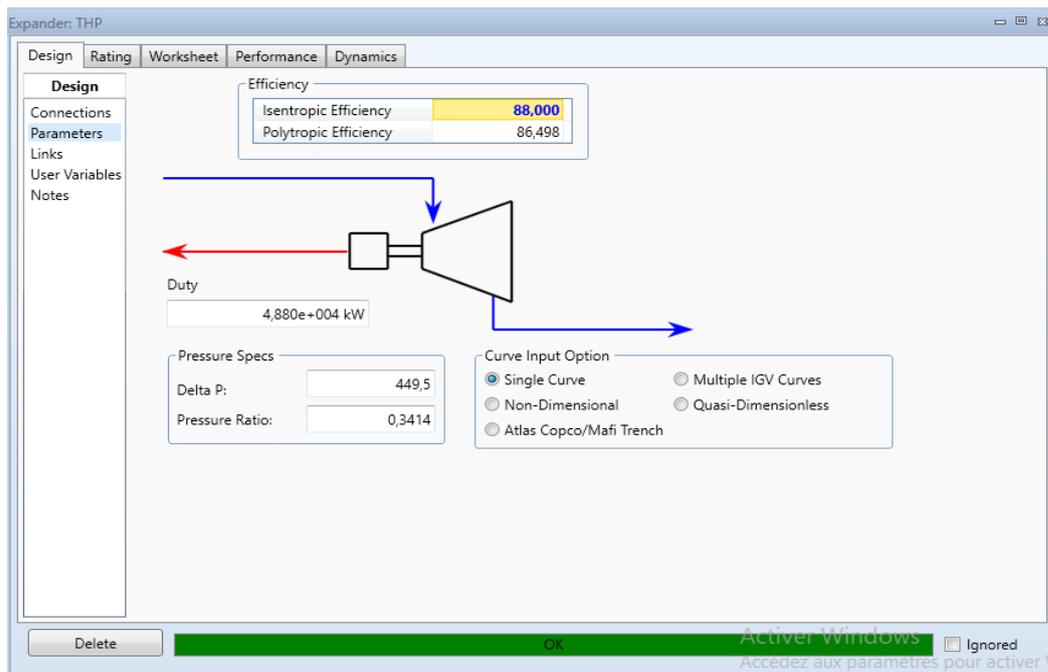


FIGURE II. 22 : LES PARAMETRES DE LA TURBINE A HAUTE PRESSION

• Turbine à basse pression:

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

- L'entrée : c'est la sortie de la chambre de combustion (Vers la turbine BP)
- La sortie : Echappement
- L'énergie : Travail de Turbine BP

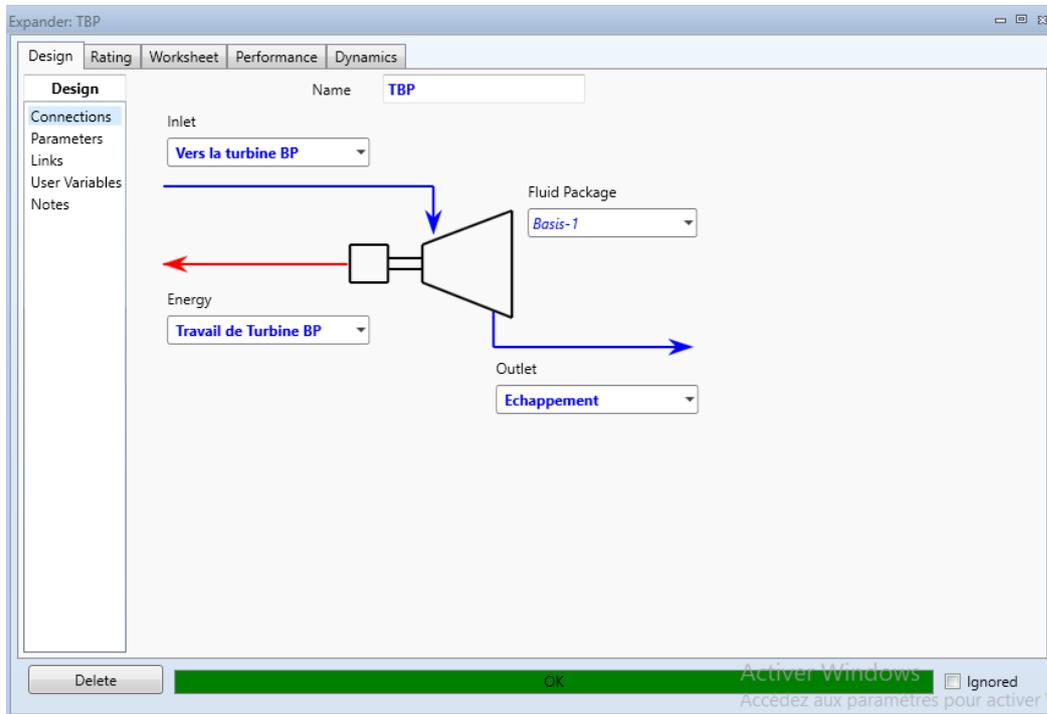


FIGURE II. 23 : LES CONNECTIONS DE LA TURBINE A BASSE PRESSION

Dans les paramètres de la turbine, on définit la valeur du rendement isentropique: $\eta_{TBP} = 0.88$

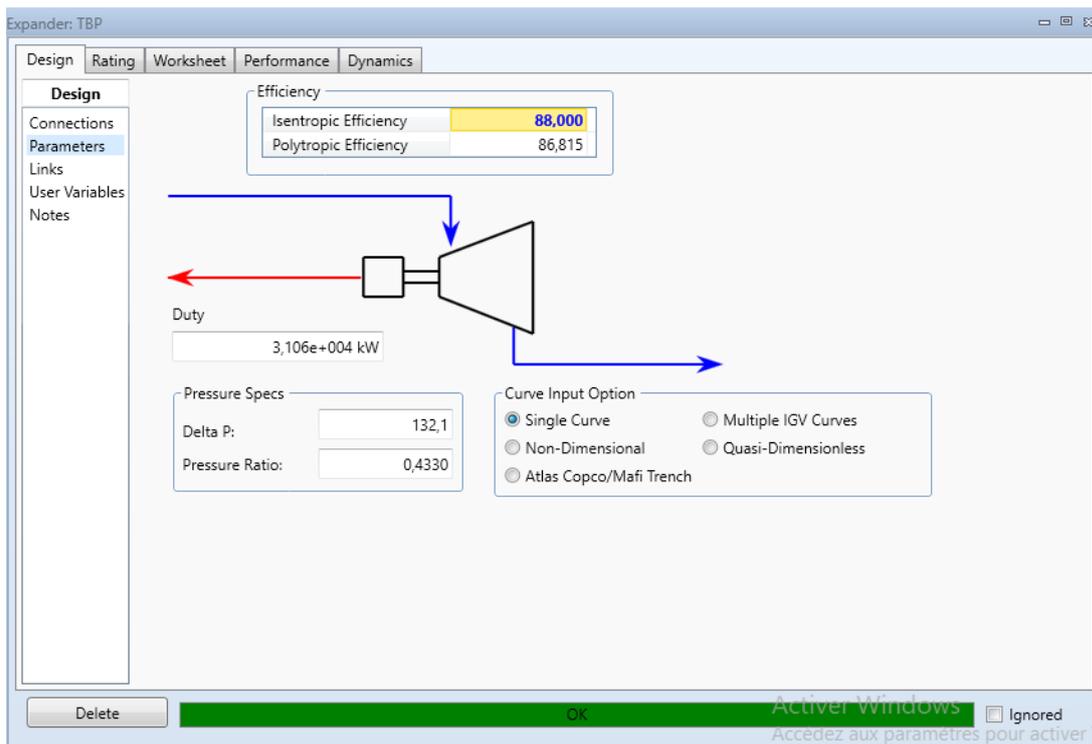


FIGURE II. 24 : LES PARAMETRES DE LA TURBINE A BASSE PRESSION

Après avoir fini la simulation nous obtenons le schéma suivant :

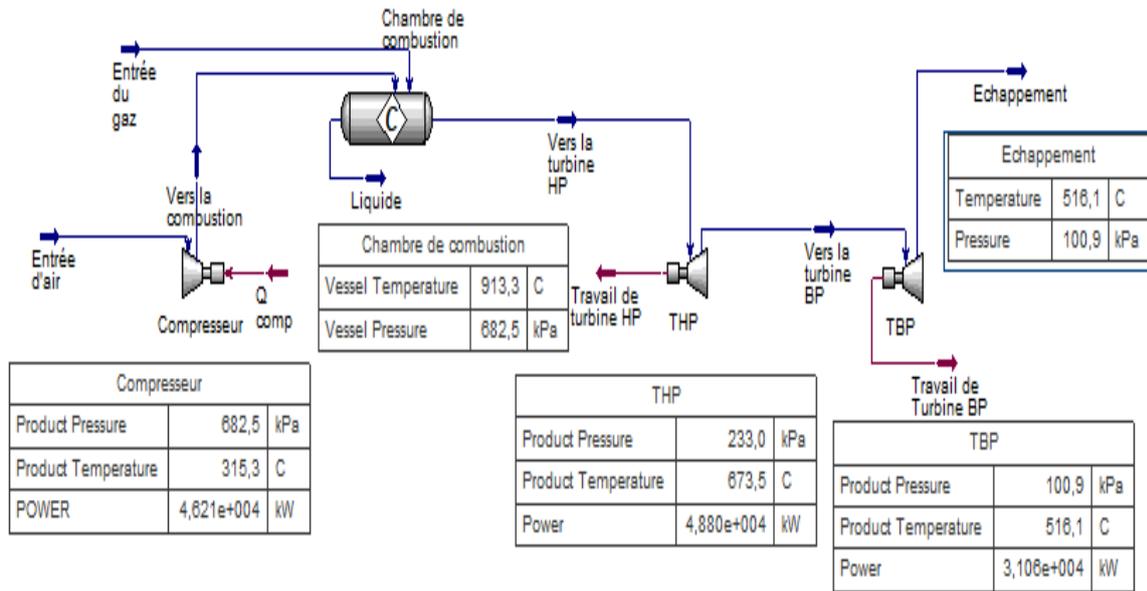


FIGURE II. 25: LES PARAMETRES DE LA TURBINE A BASSE PRESSION

Enfin on calcule le rendement thermique de l'installation en tenant compte des puissances calculées par le logiciel, on a :

$$\eta_{th} = \frac{(P_{THP} + P_{TBP}) - P_C}{PCI \cdot \dot{m}_c} = 0,2795 = 27,95\%$$

II.8. Résultats de la simulation :

P1=0,975	T1=323,15
P2=6,825	T2=588,45
P3=6,825	T3=1186,45
P4=2,33	T4=946,65
P5=1,009	T5=789,25
W _C = 46,21 MW	
P _T = 79,86 MW	
η _{th} = 27,95 %	

TABLE II.4 : LES RESULTATS DE LA SIMULATION

❖ Comparaison entre les résultats de simulation numérique et le calcul d'après les données réelles

Description	Résultats Réels	Résultats Simulation	Différence	Commentaire
Travail du Compresseur (MW)	46,83	46,21	+0,62	Légère sur-estimation dans la simulation.
Travail de la Turbine (MW)	79,22	79,86	-0,64	Légère sous-estimation dans la simulation.
Puissance Utile (MW)	32,39	33,65	-1,26	La simulation montre une puissance utile supérieure.
Rendement Thermique (%)	27,45	27,95	-0,5	Le rendement thermique est légèrement supérieur dans la simulation.

TABLE II.5 : TABLEAU DE COMPARAISON DES RESULTATS(SIMULATION-REELS)

❖ Justification des Résultats :

- Travail du Compresseur : La différence de 0,62 MW peut être due à des approximations dans le modèle de simulation ou à des variations dans les conditions opérationnelles réelles.
- Travail de la Turbine : La sous-estimation de -0,64 MW pour le travail de la turbine pourrait indiquer que la simulation prévoit une conversion d'énergie légèrement plus efficace que dans la réalité.
- Puissance Utile : La puissance utile plus élevée dans la simulation (+1,26 MW) suggère que le modèle pourrait ne pas prendre en compte certaines pertes mécaniques ou thermiques présentes dans le système réel.
- Rendement Thermique : Une augmentation de 0,50% dans le rendement thermique simulé peut être attribuée

À une modélisation optimiste des processus thermodynamiques ou à une meilleure isolation thermique dans le modèle simulé.

❖ Commentaires :

Les résultats de la simulation sont assez proches des données réelles, ce qui indique que le modèle de simulation est relativement précis. Cependant, les petites différences observées peuvent être importantes dans une application industrielle où l'efficacité et la précision sont cruciales.

En conclusion, bien que les résultats de la simulation soient encourageants, il est important de

continuer à affiner le modèle pour qu'il reflète plus fidèlement les performances du système réel.

II.9. Conclusion :

En conclusion de ce chapitre sur l'analyse des performances d'une turbine à gaz, nous avons exploré et comparé les données réelles de fonctionnement avec les spécifications du constructeur. Les résultats ont révélé des écarts qui ont été soigneusement examinés et justifiés. L'augmentation du rendement thermique dans les données réelles est particulièrement notable et suggère une efficacité opérationnelle qui dépasse les attentes initiales.

Cette analyse détaillée a permis de mettre en lumière l'importance d'une maintenance rigoureuse, d'une sélection judicieuse du combustible, et d'une gestion optimisée des conditions opérationnelles pour améliorer les performances d'un système énergétique. Elle a également souligné la nécessité d'une instrumentation précise et d'une méthodologie de calcul fiable pour évaluer correctement les performances.

Les leçons tirées de ce chapitre sont essentielles pour la conception, l'exploitation et l'optimisation des turbines à gaz et peuvent être appliquées pour améliorer la durabilité et l'efficacité énergétique dans diverses applications industrielles. En continuant à affiner les modèles de simulation et en intégrant les retours d'expérience, les ingénieurs peuvent s'attendre à des avancées significatives dans la technologie des turbines à gaz.

Chapitre III

Chapitre III

Etude d'optimisation

Etude d'optimisation

Energétique et

Energétique et

discussion des

discussion des

résultats

résultats

résultats

III.1 Introduction :

Les gaz d'échappement sont les principaux responsables des pertes de chaleur lors de l'installation de turbines à gaz. Dans cette optique, il est possible d'améliorer le rendement des installations de TAG en dirigeant les gaz d'échappement vers un échangeur thermique. Ceci facilite le chauffage de l'air qui émerge du compresseur avant qu'il ne pénètre dans les chambres de combustion, récupérant ainsi une partie de la chaleur sensible de ces gaz qui était perdue dans l'atmosphère.

Cela implique donc l'utilisation d'un échangeur thermique ou d'un récupérateur, ce qui rend l'installation plus complexe, mais nous allons observer une amélioration du rendement. On peut voir le schéma de l'installation ci-dessous.

III.2 Optimisation des performances de la turbine à gaz :

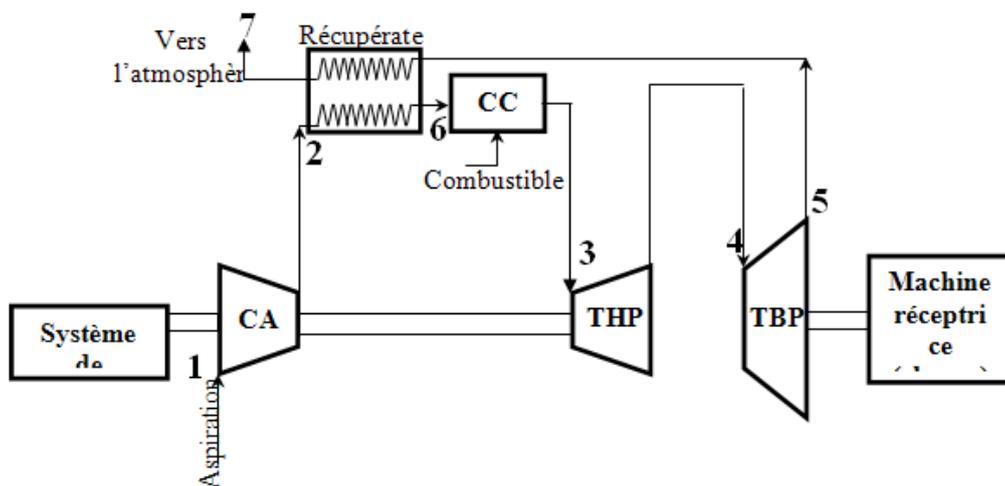


FIGURE III . 1: SCHEMA TECHNOLOGIQUE DE L'ITG AVEC RECUPERATEUR

- 1-2: Compression d'air dans le compresseur axial.
- 2-6: Échauffement de l'air dans le récupérateur.
- 6-3: Échauffement de l'air dans la chambre de combustion.
- 3-4: Détente dans la turbine haut pression.
- 4-5: Détente dans la turbine base pression.
- 5-7: Refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur.
- 7-1: Refroidissement des gaz dans l'atmosphère.

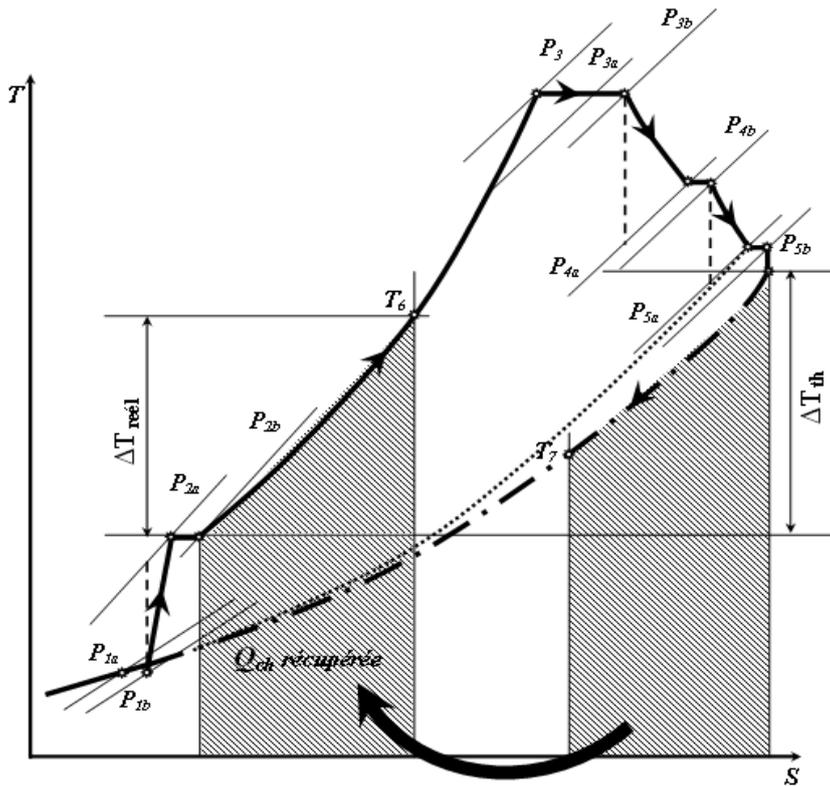


FIGURE III . 45: CYCLE DE L'ITG AVEC RECUPERATEUR

❖ **But de la récupération de chaleur :**

Il a pour but d'augmenter la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion, ce qui diminue la quantité de chaleur dépensée et donc l'efficacité de l'installation.

Il s'agit donc de récupérer la chaleur des gaz émis et de la réintroduire dans le cycle à nouveau.

❖ **Le récupérateur :**

Les récupérateurs sont généralement constitués d'un ensemble de tubes où l'air circule, tandis que les gaz d'échappement se déplacent autour de ces tubes, les courants des deux fluides étant généralement opposés. La fabrication de l'appareil n'est donc pas compliquée.

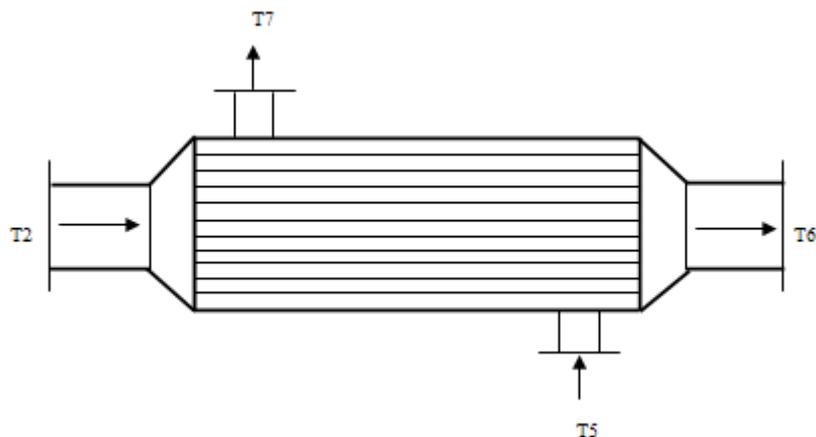


FIGURE III . 3: LE RECUPERATEUR

- T_2 : température de l'air à l'entrée du récupérateur ;
- T_6 : température de l'air à la sortie du récupérateur ;
- T_5 : température des gaz à l'entrée du récupérateur ;
- T_7 : température des gaz à la sortie du récupérateur.

III.3 Etude analytique :

III.3.1. Les résultats de calculs d'après les données réelles (avec optimisation) :

❖ Calcul de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion :

On a :

$$\eta_{reg} = \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_2} \Rightarrow T_6 = \eta_{reg}(T_5 - T_2) + T_2$$

Nous avons : $T_2 = 592,2K$ Et $T_5 = 798,84K$

A.N :

$$T_6 = 0,8 \cdot (798,84 - 592,2) + 592,2 = 749,14K$$

C'est à dire que l'air pénètre dans la chambre de combustion à la température

$$T_6 = 749,14K$$

❖ Calcul de la quantité de chaleur récupérée :

$$Q_r = \dot{m}_a \cdot C_{p_{atm}} \cdot \Delta t$$

Où : \dot{m}_a débit d'air en kg/sec

$C_{p_{am}}$: chaleur spécifique massique moyenne de l'air à pression constante entre les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du récupérateur.

$$T_2 = 592,2K$$

$$T_6 = 749,14K$$

$$C_{p_{am}} = 1,060Kj/Kg \cdot Deg$$

$$\dot{m}_a = 166,76Kg/Sec$$

A .N :

$$Q_r = 166,76(1,060)(749,14 - 592,2) = 27741,59Kw$$

❖ Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur :

$$Q_r = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_5 - T_7)$$

C'est à dire que : $Q_a = Q_g$ (bilan thermique du récupérateur)

Estimant la température $T_7 = 600K$ alors la température moyenne des gaz dans le récupérateur est :

$$T_5 = 788,38K$$

$$T_7 = 600K$$

$$Cp_{gm} = 1,129Kj/Kg.K$$

$$T_7 = T_5 - \frac{Q_r}{\dot{m}_g \cdot Cp_g}$$

A.N :

$$T_7 = 645,99K$$

❖ **Calcul du débit massique du combustible :**

Faisons le bilan thermique de la chambre de combustion :

$$PCI \cdot \eta_{cc} \cdot \dot{m}_c = (\dot{m}_a - G_r - G_f) \cdot Cp_a \cdot (T_3 - T_6) + \dot{m}_c \cdot Cp_c (T_3 - T_c)$$

$$PCI \cdot \eta_{cc} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot Cp_a \cdot (T_3 - T_6) + q_c \cdot Cp_c (T_3 - T_c)$$

$$\text{Ou : } Cp_a \cdot (T_3 - T_6) = 1,174Kj/Kg.K$$

$$\Rightarrow q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot Cp_a \cdot (T_3 - T_6) + q_c}{\eta_{cc} \cdot PCI - Cp_c (T_3 - T_c)}$$

$$\Rightarrow q_c = \frac{1174(1219,62 - 749,14) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,97.44420 \cdot 10^3 - 1012 \cdot (1219,62 - 348,15)} = 0,0123$$

❖ **Le débit massique de combustible sera :**

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a \cdot q_c = 166,76 \cdot 0,0123$$

$$\dot{m}_c = 2,05 \text{ Kg/s}$$

❖ **Le rendement thermique de l'installation de TG est :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP} \cdot \dot{m}_g}{PCI \cdot \dot{m}_c} = \frac{192,21.171,95}{44420 \cdot 2,05} = 0,361$$

$$\eta_{th} = 36,1\%$$

❖ **Le gain de la récupération :**

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{csr} - \dot{m}_{crec} = 2,71 - 2,05$$

$$\dot{m}_r = 0,66Kg/S$$

Le gain de combustible est de 0,94 kg/sec

❖ Résultats de calcul avec l'optimisation :

T_6	749,14 K
T_7	645,99 K
Q_r	27741,59 Kw
\dot{m}_c	2,05 Kg/s
\dot{m}_r	0,66 Kg/s
η_{th}	36,1 %

Table III.1 : Tableau des résultats de calcul avec l'optimisation

III.4 Etude de simulation numérique :

III.4.1. Résultats de simulation numérique :

Pour faire la simulation du cycle de la turbine Ms5002c avec récupération des gaz d'échappement on va prendre la simulation du cycle précédent (cycle avec les données réels sur site), puisque c'est le même cycle et on ajoute un échangeur de chaleur (Heat exchanger), et pour cela on suit les étapes suivantes :

- **Etape 01 : ouverture de la simulation précédente sur Hysys :**

On ouvre hysys puis on clique sur « File » puis « open » et on choisit notre simulation et on l'exécute

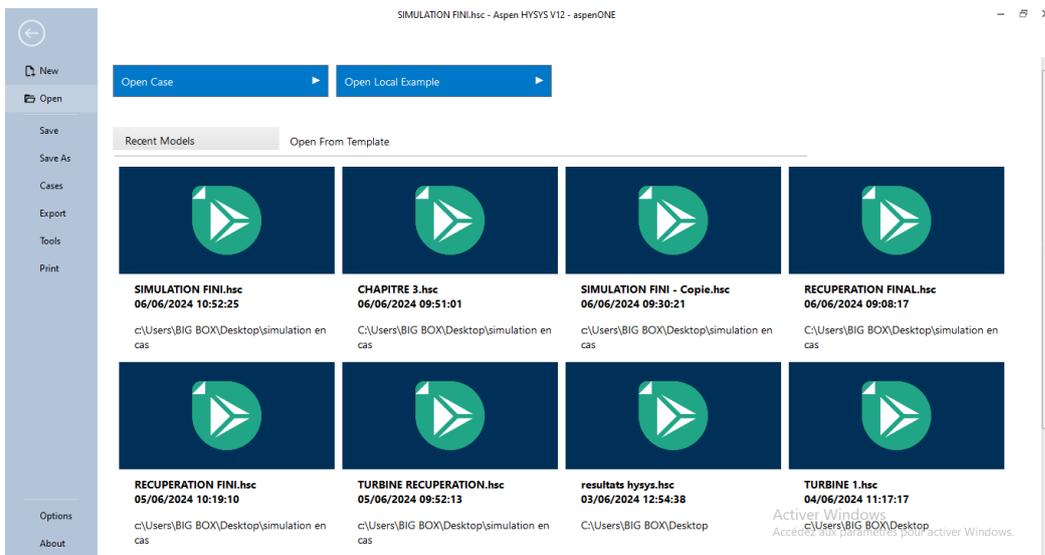


FIGURE III .4: OUVERTURE DE NOTRE SIMULATION PRECEDENTE

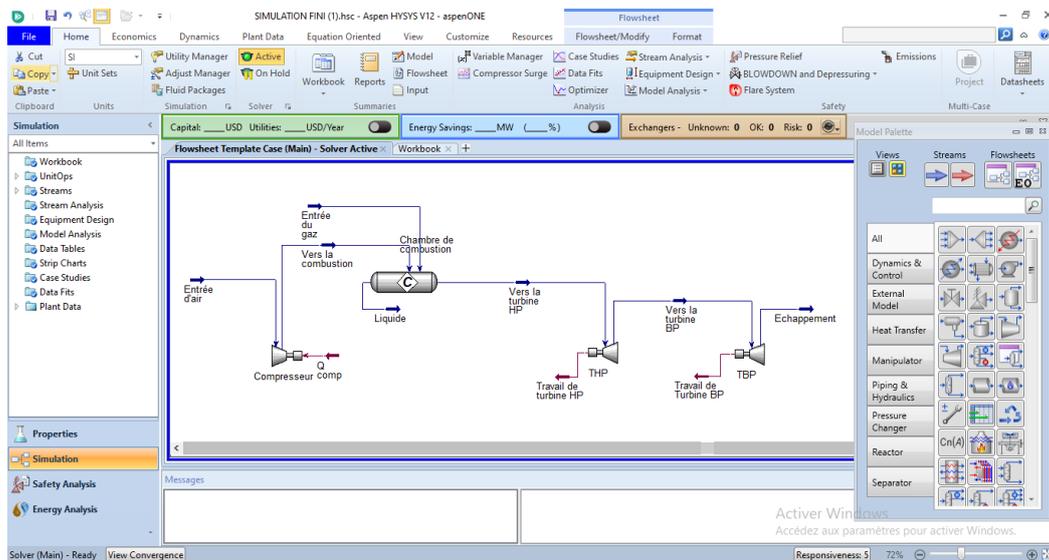


FIGURE III.5: CYCLE SANS REGENERATEUR

• **Etape 02 : l'ajout de régénérateur :**

Tout d'abord on supprime la liaison entre le compresseur et la chambre de combustion, ensuite on va sur la barre « Model Palette » et on choisies « Heat Exchanger »

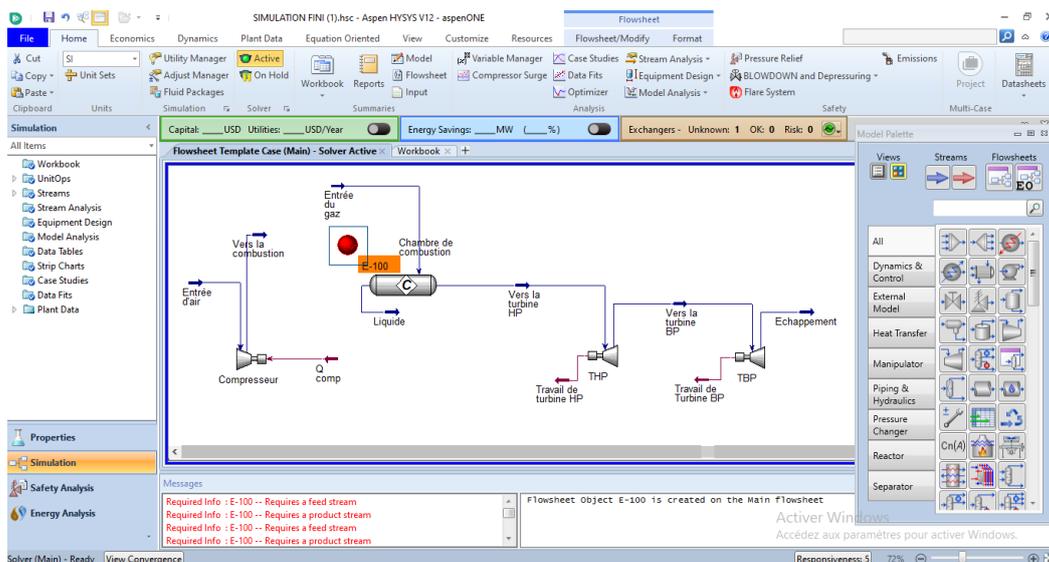


FIGURE III.6: L'AJOUT DU REGENERATEUR

• **Etape 03 : L'ajustement des paramètres de l'échangeur :**

On clique sur l'échangeur et on configure les connexions comme suit :

- Tube side Inlet : « Vers la combustion » c'est-à-dire l'air comprimé qui sort du compresseur qui sera rentrée dans les tubes de l'échangeur.
- Tube side Outlet : « T6 » c'est l'air qui est réchauffée à l'interieur de l'échangeur et qui va vers la chambre de combustion
- Shell side Inlet : « Echappement » c'est-à-dire les gaz d'échappement sorties de la turbine à basse pression qui va circuler autour des tubes de l'échangeur .
- Shell side Outlet : « T7 » ce sont les gaz d'échappement qui vont vers le milieu extérieur

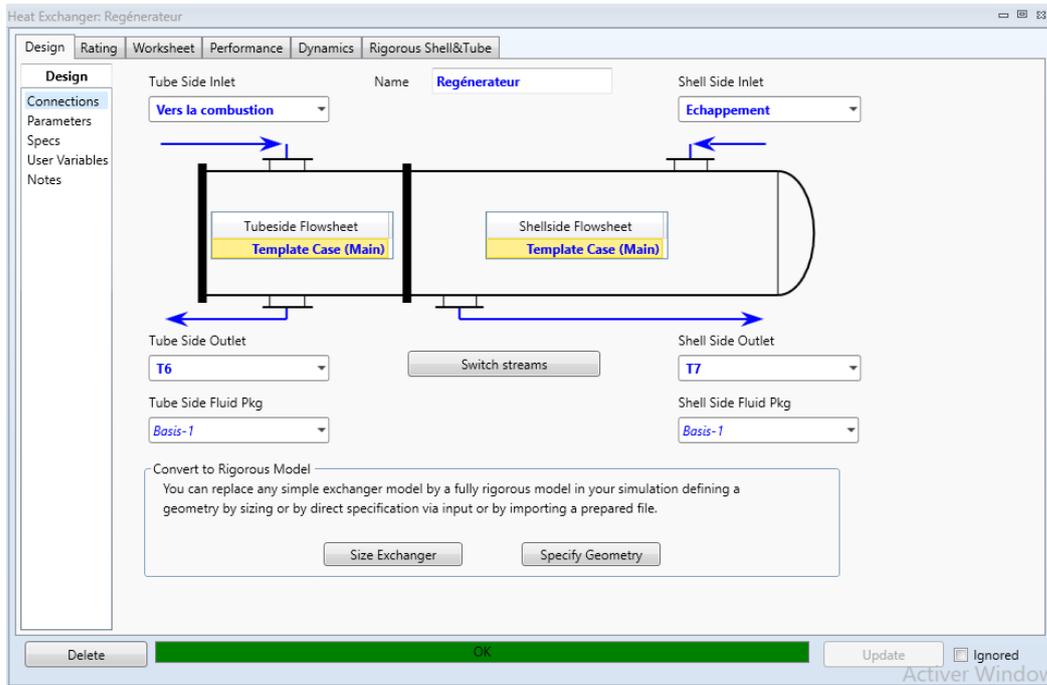


FIGURE III . 46:L' AJOUT DU REGENERATEUR

Ensuite on configure l'échangeur et on choisies « f » dans « Shell Type »,et on met $\Delta P = 0$ pour «Shell-Side » et pour «Tube-Side »

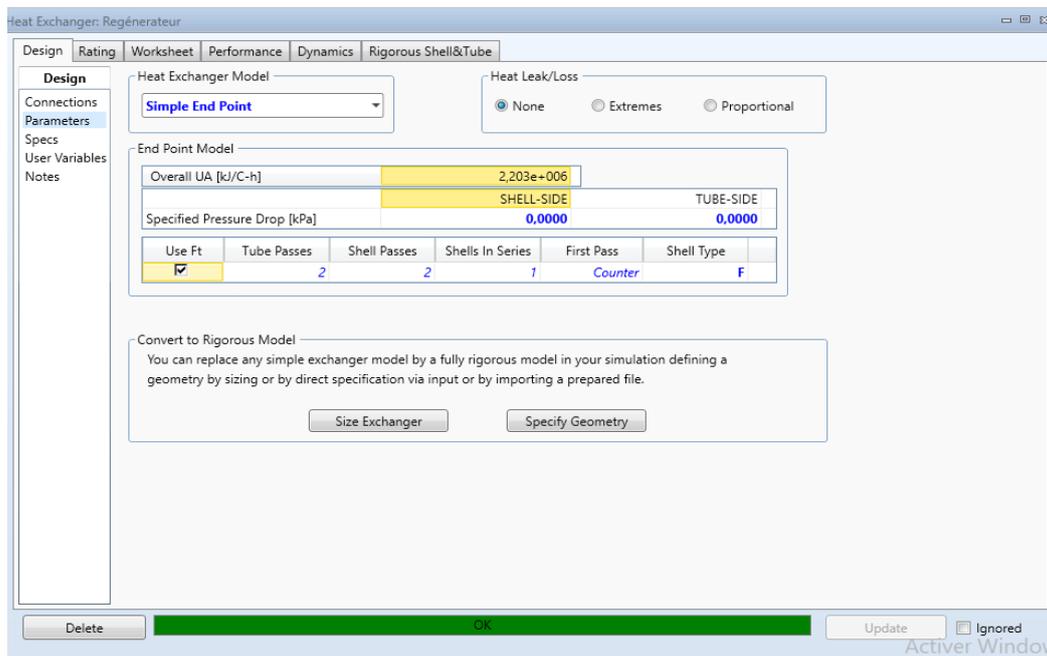


FIGURE III .8:LES PARAMETRES DU REGENERATEUR

Enfin on introduit dans le « Worksheet » la température T6 et on change le débit de combustible qui sont dans notre cas :

$$T6 = 749,14K$$

$$\dot{m}_c = 2,05 Kg/s$$

Heat Exchanger: Régénérateur

Worksheet	Name	Vers la combustio	T6	Echappement	T7
Conditions	Vapour	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Properties	Temperature [C]	315,3	476,0	520,4	366,5
Composition	Pressure [kPa]	682,5	682,5	100,9	100,9
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	2,081e+004	2,081e+004	2,123e+004	2,123e+004
	Mass Flow [kg/h]	6,005e+005	6,005e+005	6,079e+005	6,079e+005
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	694,2	694,2	708,8	708,8
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	8716	1,377e+004	-1703	-6656
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	156,2	163,8	185,1	178,1
	Heat Flow [kJ/h]	1,814e+008	2,865e+008	-3,616e+007	-1,413e+008

FIGURE III .9:LES CONDITIONS D'ENTREE ET DU SORTIE DU REGENERATEUR

Après avoir fini toutes les étapes de la simulation on aura le schéma final suivant :

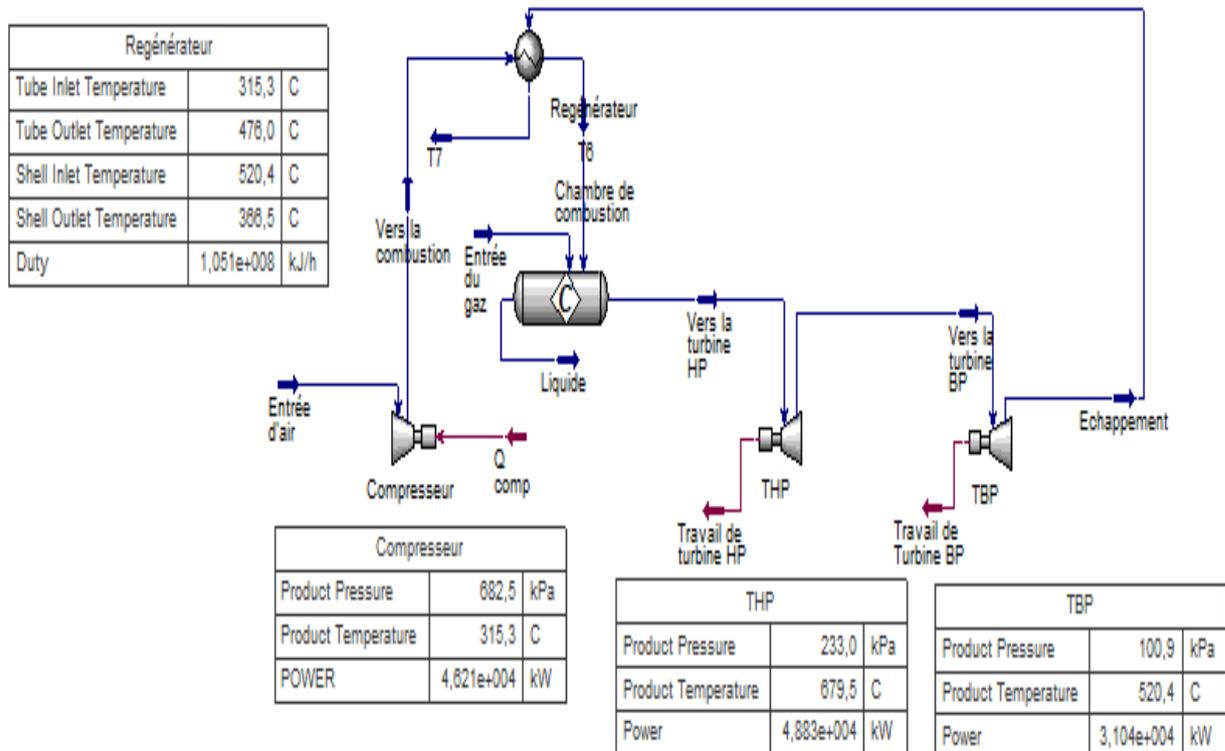


FIGURE III .47:LE SCHEMA FINAL DU CYCLE AVEC REGENERATEUR

Enfin on calcule le rendement thermique de l'installation en tenant compte des puissances calculées par le logiciel ,on a :

$$\eta_{th} = \frac{(P_{THP} + P_{TBP}) - P_C}{PCI \cdot \dot{m}_c}$$

$$\eta_{th} = \frac{(48830 + 31040) - 46210}{44420 \cdot 2,05} = 0,3697 = 36,97\%$$

$$Q_{rec} = 1,051 \cdot 10^8 \text{ Kj/h} = 29194,44 \text{ KW}$$

III.4.2. Comparaison des résultats :

Description	Résultats réels	Résultats de simulation	Différence	Commentaire
Le rendement thermique (%)	36,1	36 ,97	+0,87	Une légère augmentation du rendement dans la simulation peut indiquer une modélisation optimiste.
La quantité de chaleur récupérée (KW)	27741,59	29194,44	+1452,85	La simulation suggère une récupération de chaleur plus efficace que dans la réalité

TABLE III.2 : TABLEAU DE COMPARAISON DES RESULTATS(SIMULATION-REELS)

• **Justification des Résultats :**

- Rendement Thermique : L'augmentation de 0,87% du rendement thermique dans la simulation pourrait être due à des hypothèses idéalisées, comme une récupération de chaleur parfaite ou des pertes minimisées.
- Quantité de Chaleur Récupérée : La différence de 1452,85 KW entre les résultats réels et la simulation peut résulter de plusieurs facteurs, tels que des différences dans les propriétés thermiques des matériaux utilisés, la précision des capteurs de température, ou des conditions opérationnelles non prises en compte dans la simulation.

• **Commentaires sur les Résultats :**

Les résultats de la simulation sont encourageants et montrent le potentiel d'amélioration des performances grâce à l'utilisation d'un récupérateur de chaleur. Cependant, il est important de noter que les simulations tendent souvent à être plus optimistes, car elles peuvent ne pas capturer toutes les complexités et variations du monde réel. Les différences observées soulignent l'importance d'une calibration précise des modèles de simulation et d'une validation rigoureuse avec des données

expérimentales pour garantir la fiabilité des prédictions.

Enfin, l'ajout d'un récupérateur de chaleur semble être une stratégie viable pour améliorer le rendement thermique du cycle. Les efforts futurs devraient se concentrer sur l'alignement des résultats de simulation avec les performances réelles, en affinant les hypothèses et en intégrant des données opérationnelles détaillées

III.4.3 La discussion des résultats pour les deux cas (réel sans récupération-avec récupération) :

Description	Résultats Réels sans récupération	Résultats réels avec récupération	Différence	Commentaire
Température a l'entrée de la chambre de combustion	592,2K	749,14K		Cela indique que la chaleur des gaz d'échappement est efficacement utilisée pour préchauffer l'air entrant dans la chambre de combustion ce qui réduit la quantité de combustible nécessaire
Température d'échappement	788,38K	645,99K		Cela suggère que les gaz d'échappement sont suffisamment refroidie, ce qui montre une bonne efficacité de transfert de chaleur dans l'échangeur
Débit de combustible	2,71Kg/sec	2,05Kg/sec		Le débit du combustible est baissé ce qui veut signifier l'efficacité de l'échangeur dans l'élévation de température de l'entrée de la chambre de combustion
Le rendement thermique	27,45%	36,1%		L'augmentation signifiante dans le rendement thermique signal la réussite du processus de récupération

TABLE III.3 : TABLEAU DES RESULTATS POUR LES DEUX CAS (REEL SANS RECUPERATION-AVEC RECUPERATION)

La discussion des résultats pour les deux cas, c'est-à-dire le cas réel sans récupérateur de gaz d'échappement et le cas réel avec récupération des gaz d'échappement, met en lumière l'impact significatif de la récupération de chaleur sur l'efficacité énergétique d'un système de turbine à gaz.

• Cas Réel sans Récupérateur de Gaz d'Échappement :

Dans ce scénario, le système fonctionne sans récupération de chaleur des gaz d'échappement, ce qui est typique des cycles de turbine à gaz plus traditionnels. Les résultats ont montré un rendement thermique de 27,45%, ce qui est conforme aux attentes pour un cycle sans récupération de chaleur. Cela reflète les limites inhérentes à la conversion d'énergie dans un cycle thermodynamique standard, où une partie significative de l'énergie est perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

• Cas réel avec récupération de gaz d'échappement :

L'introduction d'un récupérateur de chaleur représente une amélioration technologique visant à capter une partie de l'énergie thermique perdue dans les gaz d'échappement. Les résultats indiquent un rendement thermique amélioré à 36,1% et une quantité de chaleur récupérée de 27741,59 KW, cette chaleur aurait été perdue avec les gaz d'échappement, le gain de la récupération (0,66Kg/sec) peut être interprété comme la quantité de combustible économisé grâce à cette récupération. Cette augmentation notable du rendement thermique illustre l'efficacité de la récupération de chaleur pour améliorer l'efficacité globale du système.

La comparaison des deux cas révèle que l'utilisation d'un récupérateur de chaleur peut conduire à une augmentation significative du rendement thermique, ce qui se traduit par une meilleure utilisation de l'énergie primaire et une réduction des coûts opérationnels. Cela démontre également l'importance de l'innovation dans la conception des systèmes énergétiques pour répondre aux exigences croissantes en matière d'efficacité et de durabilité environnementale.

III.5 Interprétation des résultats obtenus :

L'analyse comparative entre les données du constructeur, les données réelles sans récupération des gaz d'échappement, les simulations des données réelles sans récupération des gaz d'échappement, les données réelles avec récupération des gaz d'échappement et les simulations des données réelles avec récupération des gaz d'échappement offre une perspective complète sur l'impact de la récupération de chaleur sur les performances du système.

Les données du constructeur fournissent une base théorique pour les performances attendues, tandis que les données réelles offrent une mesure concrète de la performance dans des conditions opérationnelles réelles.

Les écarts observés entre ces deux ensembles de données peuvent être attribués à divers facteurs tels que l'usure des équipements, la qualité du combustible et les conditions environnementales.

La simulation joue un rôle crucial dans la prévision et l'optimisation des performances. Elle permet de tester différentes configurations et conditions sans avoir besoin d'investir dans des modifications physiques coûteuses. Cependant, il est important de noter que les simulations sont basées sur des modèles qui peuvent ne pas capturer toutes les complexités du monde réel, ce qui peut entraîner des écarts par rapport aux résultats expérimentaux.

L'introduction d'un récupérateur de chaleur dans le cycle a démontré une augmentation significative du rendement thermique et de la quantité de chaleur récupérée. Cela souligne l'importance de l'innovation technologique dans la conception des systèmes énergétiques pour améliorer leur efficacité et leur durabilité.

III.6 Conclusion :

D'après ce calcul, la quantité de chaleur fournie au gaz, dans la chambre de combustion est diminuée ce qui entraîne une diminution du débit de combustible d'où l'objet de la récupération. Par contre la récupération n'influe pas sur le travail utile du cycle.

Donc l'ajout d'un récupérateur de chaleur est une stratégie efficace pour augmenter le rendement thermique d'une turbine à gaz. Bien que les simulations puissent fournir des estimations optimistes, elles sont essentielles pour prédire les avantages potentiels et guider les améliorations techniques. Les résultats réels confirment l'efficacité de cette technologie et encouragent son adoption plus large dans l'industrie pour optimiser les performances énergétiques et réduire l'impact environnemental.

Conclusion

Conclusion

Générale

Générale

Conclusion générale :

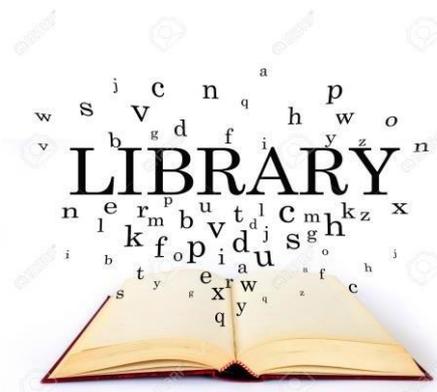
En conclusion de ce mémoire intitulé "Etude thermodynamique et d'optimisation énergétique d'une turbine à gaz ", nous avons mené une analyse approfondie des performances d'une turbine à gaz, en intégrant les données du constructeur, les mesures réelles et les simulations numériques. L'objectif était de déterminer l'efficacité énergétique du système et d'évaluer l'impact de la récupération de chaleur des gaz d'échappement sur le rendement thermique global.

Les résultats ont révélé que la récupération de chaleur est une stratégie efficace pour augmenter le rendement thermique et réduire les pertes d'énergie. Les données réelles ont confirmé l'efficacité théorique prédite par les simulations, bien que des écarts restent possibles en raison des complexités du monde réel. Cela souligne la nécessité d'une calibration précise des modèles de simulation et d'une validation rigoureuse avec des données expérimentales pour garantir la fiabilité des prédictions.

L'innovation technologique dans la conception des systèmes énergétiques est essentielle pour répondre aux exigences croissantes en matière d'efficacité et de durabilité environnementale. La récupération de chaleur représente une stratégie efficace pour augmenter le rendement thermique d'un cycle de turbine à gaz et pour réduire les pertes d'énergie.

Il est recommandé de poursuivre la recherche pour affiner les modèles de simulation et pour intégrer davantage de données expérimentales afin de garantir que les prédictions restent alignées avec les performances réelles.

Cette étude contribue à la littérature existante sur les cycles de turbine à gaz et fournit des informations précieuses pour les ingénieurs et les chercheurs travaillant sur l'amélioration des systèmes énergétiques.



Références Bibliographique :

- [1] **Site Internet** : <https://www.techno-science.net/definition/262.html>
- [2] M. Reggio et J-Y. Trépanier, « *Théorie des turbomachines. RTF* ». Version PDF en français.
- [3] "Turbine à gaz," WIKIPEDIA, l'encyclopédie libre, 18 Juillet 2017. [Online]. Available
- [4] **Site Internet** : <https://www.universalis.fr/encyclopedie/turbines-a-gaz/>
- [5] **Site Internet** : <https://dicens.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/turbines-gaz.html>
- [6] S.Nedjmi, « étude et analyse technologique, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002B », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).
- [7] H.Mosli, et D.Benseddik, S.Brahimi, «Etude de turbine à gaz MS5002b », PFE master professionnel, Université Kasdi Merbah – Ouargla (2012/2013).
- [8] Technique de l'ingénieur (B4425), « Mise en oeuvre des turbines à gaz dans l'industrie ». Version PDF en français.
- [9] Zaiet Chafik : Commande non linéaire d'une turbine a gaz, mémoire présenté à l'école supérieure, université de QUEBEC, 2005.
- [10] Bouam Abdelallah: thèse de doctorat : amélioration des performances des turbines à gaz utilisé dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau a l'amont de la chambre de combustion ,université de boumerdes.
- [11] **Site Internet** : <https://dicens.minesparistech.fr/Sites/Thopt/DiapJS/doc/S20/TechnoTAG>
- [12] **Site Internet** : https://www.cder.dz/download/Art11-2_13.pdf
- [13] **Site Internet** : https://www.gunt.de/images/download/Connaissance-de-base-en-turbines-gaz_french.pdf
- [14] **Site Internet** : https://www.techniques-ingenieur.fr/base_documentaire/energies-th4/generalites-sur-les-reseaux-electriques-42261210/production-d-electricite-par-turbine-a-gaz-d4001/
- [15] **Site Internet** : <https://www.rapport-gratuit.com/avantages-et-inconvenients-des-turbines-a-gaz/>
- [16] Energie Information Administration. <http://www.fondssouverains.com/article-31442172.html>
- [17] A.Beggat, A.Necera, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C », PFE de master, Université Kasdi Merbah –Ouargla, (2010/2011).
- [18] NOUV0 PIGNIONE: Manuel d'instructions, opérations et d'entretien pour turbine à gaz MS5002C, Florence, ITALY, 2001

- [19] **Site internet** : <https://www.thermal-engineering.org/fr/quest-ce-que-brayton-cycle-moteur-a-turbine-a-gaz-definition/>
- [20] GEPS Oil & Gaz Nuovo Pignone, manuele volume II "description de la turbine MS5002c"2002
- [21] GEPS Oil&Gaz Nuovo Pignone, manuele volume I "description de la turbine MS5002c"2001.
- [22] A. Bouam, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion,» thèse de doctorat, Université Mohammed bouguerra boumerdes, 2009.
- [23] A. Bouam et R. Kadi, «Analyze of gas turbine performances with the presence of the steam water in the combustion chamber,» Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen, n° % 1327 – 335, 2007.
- [24] M. Mlellouche , « Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel par intégration d'un système d'injection d'air », mémoire de master génie mécanique, université de boumerdes, 2017
- [25] M. Aoudache, «Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation des turbine à gaz», mémoire de magister, UMBB université, 2009.
- [26] NUOVO PIGNONE, Guide pratique des turbines à gaz Italie MS5002C(document de constructeur)1999
- [27] L. Powerphse, « Projet Summary Report Turbophase Installation », 2016.
- [28] **Site internet** : https://www.ansys.com/fr-fr/applications/gas_turbines
- [29] **Site internet** : <https://www.aspentech.com/en/products/engineering/aspem-hysys>
- [30] **Site internet** : <http://eprints.univ-batna2.dz/913/1/ing%20Eftikhar%20Klaa.pdf>
- [31] **Site internet** : <https://www.vitamedz.com/articles/2878/2878463.jpg>
- [32] **Siteinternet** :<https://www.researchgate.net/profile/AminHouari/publication/353670580/figure/fig4/AS:1052854462717953@1628031473568/Diagramme-fonctionnel-dune-turbine-a-un-arbre-a-cycle-simple.png>
- [33] DOSSIER DE PRESSE JANVIER 2010 La centrale thermique à flamme de Porcheville
- [34] **Site internet** : <https://blogs.letemps.ch/pierre-brisson/wp-content/uploads/sites/31/2021/12/Capture-decran-2021-12-14-211244.jpg>
- [35] **Site internet** : <https://www.lavionnaire.fr/SiteImgMotorTurbo/ReactDoublefluxSouf>
- [36] **Site internet** : https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/3/3f/Turboshaft_operation_fr.svg/640px-Turboshaft_operation-fr.svg.png
- [37] **Site internet** <https://www.lavionnaire.fr/SiteImgMotorTurbo/ChambreCoupe.png>
- [38] **Site** **Internet** : https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a8/Ts_Real_Brayton_Cycle_2.png?20070917121408

- [39] **Site internet** https://www.mc2energy.com/wpcontent/uploads/2018/12/20181015_150545.jpg
- [40] LOUNES Nabila, "amélioration des performances de la turbine MS5002c par refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur, mémoire de fin d'étude, U.M.M.Tizi ouzou.
- [41] Mémoire master Présenté Par: MORSLI HASSENE, BEN SEDDIK, DJAMAL EDDINE et BRAHIMI SMAIL (Etude de Turbine à gaz MS5002b)-2013
- [42] <https://media.cheggcdn.com/media/04f/04fdf153-51c2-4070-a2e3-e571da50da45/phpC5REzG>
- [43] F. Wang et J. Chiou, «Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System,» Energy Conversion and Management, n° 45: 15–26, 2004.
- [44] M. Aoudache, «Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation des turbine à gaz», mémoire de magister, UMBB université, 2009.
- [45] M. Mlellouche , « Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel par intégration d'un système d'injection d'air », mémoire de master génie mécanique, université de boumerdes, 2017.