

Université KASDI MERBAH OUARGLA

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

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

Ismail Esselma

Mohamed Tahar Frouhat

Thème

**Amélioration des performances énergétiques de la
turbine à gaz MS- 5002C par injection de la vapeur
d'eau en amont de la chambre de combustion.**

Soutenu publiquement le : 10/06/2026

Devant le jury :

Dr. Daoui Hafsa	MCA	Président	UKMO
Dr. Hadjab Riad	MCA	Examineur	UKMO
Dr. Chaich Zineb	MCA	Encadreur	UKMO
Dr. Bouksani Mohamed	MCB	Co-Encadreur	UKMO

Année Universitaire : 2025/2026

Remerciements

Avant toute chose, je tiens à remercier Allah, le Tout-Puissant, de m'avoir accordé la force, la patience et la volonté nécessaires à la réalisation de ce modeste travail.

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à la Professeure Chaïche Zineb, promotrice de ce mémoire, ainsi qu'au Professeur Bouksani Mohamed, co-encadreur, pour leur encadrement, leur accompagnement constant et leur disponibilité tout au long de l'élaboration de ce travail. Leurs orientations judicieuses, leurs précieux conseils, leur soutien et leurs encouragements permanents ont été d'une aide inestimable et ont grandement contribué à la réussite et à l'aboutissement de ce projet. Je leur suis également reconnaissant pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail ainsi que pour les efforts déployés afin de le mener à bien dans les meilleures conditions.

Mes remerciements s'adressent également à l'ensemble des enseignants du département de Mécanique des Chantiers Pétroliers et Forage de l'Université Kasdi Merbah Ouargla pour la qualité de la formation qu'ils nous ont dispensée, ainsi que pour leurs efforts et leur accompagnement durant tout notre parcours universitaire.

Je n'oublie pas de remercier tous les membres de ma famille, plus particulièrement mes chers parents. Sans leur amour, leurs sacrifices et leurs encouragements quotidiens, je n'aurais jamais eu l'énergie nécessaire pour mener à bien ce cycle universitaire.

Enfin, que toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la concrétisation de ce travail trouvent ici l'expression de ma reconnaissance la plus sincère.

Dédicace

Au nom d'Allah, le Clément, le Miséricordieux.

*Que la paix et le salut soient sur le Messager d'Allah.
C'est avec une immense gratitude que je dédie ce
modeste fruit de mes efforts :*

*À celle qui est la source de ma force et la lumière de
mes jours, à ma très chère mère. Tes prières ont été
mon bouclier et tes conseils ma boussole. Que ce
travail soit un hommage à ton amour infini.*

*À celui qui m'a appris le sens du sacrifice et de la
persévérance, à mon très cher père. Mon modèle de
toujours, je te remercie pour ton soutien
inconditionnel et pour avoir tout mis en œuvre afin
de faciliter mon parcours académique.*

*À mes chers frères et mes adorables sœurs, pour leur
affection constante, leur soutien et la joie qu'ils
apportent à ma vie.*

*À toute ma famille, proches et alliés, pour leur
présence et leur soutien.*

*À mes fidèles amis, compagnons de route et de défis,
en souvenir des moments partagés et de votre
encouragement sincère.*

Dedicace

Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux, et que la paix et la bénédiction soient sur le plus noble des messagers, notre Prophète Mohammed ﷺ, ainsi que sur sa famille et ses compagnons.

Je dédie le fruit de ce modeste travail à celui qui fut mon soutien et mon modèle dans la vie, à la mémoire de mon cher père Mohamed Frouhat, qu'Allah lui fasse miséricorde, qui m'a transmis les valeurs du courage, de la patience et du travail. Je prie Allah de faire de ce travail une aumône continue pour son âme et une miséricorde pour lui.

À ma très chère mère, source de tendresse et de sacrifices, dont les prières et le soutien ont été la raison de ma réussite. Qu'Allah la protège et lui accorde une longue vie.

À mon épouse bien-aimée, pour son amour, sa patience et son soutien indéfectible tout au long de mon parcours universitaire.

À ma famille, à mes proches et à tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin.

À mes amis et à toute personne ayant contribué, même par un simple mot ou une sincère prière, à la réalisation de ce travail.

Mohamed Tahar Frouhat

Table des matières

Introduction générale	1
-----------------------------	---

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz

I.1	Introduction :.....	3
I.2	Définition :.....	3
I.3	Historique de la turbine à gaz :	4
I.4	Composants de la turbine à gaz :	5
I.5	Classification des turbines à gaz :.....	6
I.5.1	D'après le mode de construction :	6
A-	Turbine mono-arbre :.....	6
B-	Turbine bi-arbre :.....	7
I.5.2	Par le mode de travail :	8
A-	Turbine à action :.....	8
B-	Turbine à réaction :.....	8
I.5.3	Par le mode de fonctionnement thermodynamique :.....	8
A-	Turbine à gaz à cycle fermé :	8
B-	Turbine à gaz à cycle ouvert :	8
-	Turbine à cycle simple :	9
-	Turbine à cycle régénéré :	9
I.6	Domaines d'application des turbines à gaz :	9
I.6.1	Domaines fixes (utilisation industrielle) :	9
I.6.2	Domaines mobiles :	9
I.7	Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :.....	9
I.8	Avantages et inconvénients des turbines à gaz :.....	10
I.8.1	Avantages:	10
I.8.2	Inconvénients :.....	10
I.9	Techniques d'amélioration des performances :	11
I.9.1	Refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial :.....	11
I.9.2	Injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion:	11
I.9.3	Régénération :	11
I.10	Conclusion :	12

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS5002C

II.1	Introduction :	13
II.2	Présentation de la turbine à gaz de type MS5002C :	13
I.3	Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C :	14
II.4	Utilisations :	15
II.4.1	Production d'électricité (turbine mono-arbre) :	16
II.4.2	Production combinée chaleur- force :	16
II.4.3	Pompage et compression :	16
II.5	Principe de fonctionnement du MS5002C :	16
II.6	Les éléments principaux de la turbine :	17
II.6.1	Compresseur d'air :	18
II.6.2	La chambre de combustion :	18
II.6.3	La caisse de la turbine :	19
II.7	Cycle théorique de la turbine :	19
II.8	La partie auxiliaire :	19
II.8.1	Système d'admission :	19
II.8.2	Système de démarrage :	20
II.8.3	Système de l'huile de graissage :	21
II.8.4	Système d'alimentation par le combustible :	21
II.8.5	Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :	22
II.8.6	Dispositif d'anti-pompage :	22
II.8.7	Système d'échappement :	22
II.9	Systèmes de contrôle et de protection :	23
II.9.1	Systèmes de contrôle :	23
II.9.2	Systèmes de protection :	24
II.10	Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la TAG :	25
II.10.1	La température ambiante :	25
II.10.2	La pression atmosphérique :	25
II.10.3	Humidité Relative :	26
II.11	Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :	26
II.1	Conclusion :	27

CHAPITRE III : Calcule thermodynamique de la TAG MS5002C

III.1	Introduction.....	28
III.2	Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :	28
III.2.1	Cycle idéal de Brayton :	28
III.2.2	Cycle réel.	29
III.2.2.A	Section compresseur :	30

III.2.2.B	Section turbine :.....	30
III.3	Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :.....	31
III.3.1	Données de la turbine à gaz MS-5002C :	31
III.3.2	Calculs des paramètres du compresseur axial:	32
III.3.3	Calculs des paramètres de la chambre de combustion :.....	34
III.3.4	Calculs des paramètres de la turbine :	39
III.4	Rendement global de la turbine à gaz :.....	39
III.5	Conclusion	40

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

IV.1	Introduction sur le programme Aspen HYSYS :.....	41
IV.2	Utilisation de programme hysys :.....	41
IV.2.1	Choix de la liste de composantes.....	42
IV.2.2.	Sélection d'un modèle thermodynamique :.....	43
IV.2.3.	Réaction :.....	44
IV.2.4.	Model palette :	44
IV.2.5.	Compresseur :	45
IV.2.6.	La composition de l'air :.....	46
IV.2.7.	Caractéristiques du l'air :.....	47
IV.2.8.	Le combustible :	47
IV.2.9.	Chambre de combustion :.....	48
IV.2.10.	Turbine :	48
IV.2.11.	Le cycle de turbine à gaz :	49
IV.3.	Résultats.....	49
IV.4	Conclusion	49

Chapitre V : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

V.1-	Introduction :	51
V.2-	Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :	52
V.2.1-	Calcul des paramètres du compresseur :.....	52
V.2.2-	Calculs des paramètres de la chambre de combustion :	52
V.2.3	Calculs des paramètres de la turbine :.....	54
V.2.4	Rendement global :.....	54
V.3	Résultats des calculs issus de la simulation sous HYSYS avec injection de vapeur d'eau :	55
V.3.1	Injection de vapeur avec débits d'air et de combustible constants :.....	55
V.3.2	Injection de vapeur avec réduction du débit de combustible :.....	58
V.4	Comparaison des résultats :	60
V.5	Schéma équivalent de l'amélioration sur la TAG par Aspen Hysys :	61

V.6 Conclusion :	62
Conclusion Générale	64
<i>Bibliographie</i>	64

Liste du figure :

Figure I. 1. Une Turbine à gaz modèle MS5002	3
Figure I. 2. Les composants de la turbine à gaz.....	5
Figure I. 3. Fonctionnement de la TAG.....	6
Figure I. 4. Schéma de la classification des TAG.....	6
Figure I. 5. Plan de turbine mono-arbre.....	7
Figure I. 6. Plan de turbine bi-arbre.....	7
Figure I. 7. Les courbes de la turbine à action et réaction	8
Figure I. 8. Cycles de bryton de la fonctionnement THD.....	9
Figure I. 9. Principe de fonctionnement	10
Figure I.10. Injection de vapeur d'eau	11
Figure I.11. Régénération de la chaleur.....	12
Figure II.1. Une installation de TAG modèle MS5002	13
Figure II.2. TAG MS5002C.....	14
Figure II.3. Schéma de fonctionnement de la TAG MS5002C	17
Figure II.4. Les éléments de TAG MS5002C.....	17
Figure II.5. Compresseur axiale 16 étages.....	18
Figure II.6. Chambre de combustion	14
Figure II.7. cycle de joule de la turbine	19
Figure II.8. Schéma de système d'admission	20
Figure II.9. Système démarrage de la turbine.....	21
Figure II.10. Système d'alimentation	22
Figure II.11. Système d'échappement	23
Figure II.12. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.....	25
Figure II.13. Courbe de correction de pression	26
Figure II.14. effet de l'humidité relative.....	27
Figure III.1. Représentation schématique d'une turbine à gaz deux arbres.	28
Figure III.2. Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.	29
Figure III.3. Cycle réel d'une turbine à gaz.....	29
Figure III.4. Bilan énergétique de la chambre de combustion.....	35
Figure III.5. variation d'excès d'air dans la chambre de combustion.....	37
Figure III.6. variation des paramètres des produits de combustion dans la c. combustion.	38
Figure IV.1. Structure générale du HYSYS.	41
Figure IV.2. Fenêtre du Aspen HYSYS	42
Figure IV.3. Fenêtre du Aspen HYSYS V12.1 dans new case.....	42
Figure IV.4. Les composants de différentes entrées de la centrale.....	43
Figure IV.5. Liste de fluides packages	43
Figure IV.6. Les réaction chimique des réactif.....	44
Figure IV.7. model palette	44
Figure IV.8. Installation de compresseur.....	45
Figure IV.9. Installation de compresseur bien détaillé	45
Figure IV.10. paramètres de compresseur	46

Figure IV.11.Fenêtre de composition du l'air.....	46
Figure IV.12.Caractéristiques du l'air	47
Figure IV.13.Caractéristique de fuel.....	47
Figure IV.14.Chambre de combustion.....	48
Figure IV.15. Présentation de la chambre de combustion	48
Figure IV.16.Présentation de la turbine	48
Figure IV.17.Représenté le schéma de turbine à gaz.....	49
Figure V.1.Schéma Injection de vapeur d'eau.....	51
Figure V.2.Schéma d'un échangeur faisceau calandre	52
Figure V.3.Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.	52
Figure V.4.Variation de la puissance utile en fonction du débit de vapeur	57
Figure V.5.Variation de T-max en fonction de rendement global.....	58
Figure V.6.Variation du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée et du débit de combustible	59
Figure V.7.Variation du débit de combustible en fonction de la puissance utile	59
Figure V.8(a)Variation du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée-(b) température maximale en fonction du débit de vapeur injectée	61
Figure V.9.Schéma équivalent de l'amélioration sur la TAG par Aspen Hysys	61

Liste du tableau :

Tableau I.1 Historique de développement de la turbine à gaz MS5002	4
Tableau II.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C.....	14
Tableau III.1 : paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO	31
Tableau III.2 : Tableau Compositions et caractéristiques du gaz combustible	36
Tableau IV.1 : Résultats et interprétation	49
Tableau V. 1 l'évolution du rendement (η) en fonction du débit de vapeur.....	55

Nomenclature :

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

Abréviation :

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

Introduction générale

Introduction générale

Les turbines à gaz occupent une place stratégique dans l'industrie pétrolière en raison de leur large utilisation dans les installations de production, de traitement et de transport des hydrocarbures. Grâce à leur capacité à fournir une puissance élevée, elles constituent une source d'énergie essentielle pour de nombreuses applications industrielles. Toutefois, malgré leurs avantages techniques et opérationnels, ces équipements restent confrontés à plusieurs contraintes liées principalement à la consommation énergétique et aux émissions polluantes générées lors du processus de combustion.

Dans un contexte marqué par l'augmentation des besoins énergétiques et le renforcement des exigences environnementales, l'amélioration des performances des turbines à gaz représente aujourd'hui un enjeu majeur pour le secteur pétrolier. Les recherches actuelles s'orientent ainsi vers le développement de solutions capables d'augmenter le rendement thermique des turbines tout en réduisant leurs émissions polluantes. Parmi les techniques les plus prometteuses figure l'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion. Cette méthode permet de réduire la température maximale de combustion, limitant ainsi la formation des oxydes d'azote (NO_x), tout en contribuant à l'amélioration des performances thermodynamiques du système.

Le présent travail s'inscrit dans cette perspective et porte sur l'étude de l'effet de l'injection de vapeur sur les performances d'une turbine à gaz de type MS5002C. L'objectif principal est d'évaluer l'influence de cette technique sur le rendement énergétique de la turbine ainsi que sur la réduction des émissions polluantes, notamment les oxydes d'azote. Cette étude vise également à analyser les conditions de fonctionnement permettant d'optimiser les performances de la turbine dans le contexte des applications pétrolières.

Afin d'atteindre ces objectifs, une étude thermodynamique accompagnée d'une simulation numérique a été réalisée à l'aide du logiciel. Cette approche a permis d'étudier le comportement de la turbine à gaz MS5002C sous différentes conditions de fonctionnement et d'évaluer l'impact de l'injection de vapeur sur ses performances énergétiques et environnementales. Le présent travail est structuré en cinq chapitres principaux. Le premier chapitre présente des généralités sur les turbines à gaz ainsi que leurs principes de fonctionnement. Le deuxième chapitre est consacré à la description technique de la turbine à gaz MS5002C. Le troisième chapitre traite de l'étude et du calcul thermodynamique de la turbine. Le quatrième chapitre

Introduction générale

présente une explication simplifiée de l'utilisation du logiciel ainsi que la modélisation et la simulation de la turbine à gaz MS5002C à l'aide de ce logiciel.

CHAPITRE I:

Généralités sur les turbines à gaz

I.1 Introduction :

Les turbines à gaz occupent une place importante dans les systèmes de production d'énergie, notamment dans l'industrie pétrolière. Leur fonctionnement repose sur des principes thermodynamiques qui influencent directement leurs performances et leur rendement. Afin de mieux comprendre ces systèmes, ce chapitre présente les notions fondamentales relatives aux turbines à gaz, en abordant leur principe de fonctionnement et leurs principaux composants.[1]

I.2 Définition :

La turbine à gaz (Fig I.1) est un moteur à combustion interne capable de fonctionner de façon autonome. Elle fonctionne en aspirant l'air ambiant qu'elle comprime à l'aide d'un compresseur intégré. Cet air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion par la combustion d'un carburant approprié, ce qui accroît son énergie. Cette énergie est convertie en énergie mécanique dans la turbine grâce à l'expansion des gaz. L'énergie mécanique obtenue est transmise à une machine réceptrice via un système d'embrayage, fournissant ainsi une énergie exploitable dans un cadre industriel de manière simplifiée, une turbine à gaz se compose d'un compresseur à flux axial, d'une chambre de combustion où le mélange air-carburant est brûlé à pression constante, et d'une turbine où les gaz se détendent jusqu'à revenir à la pression atmosphérique. [1]

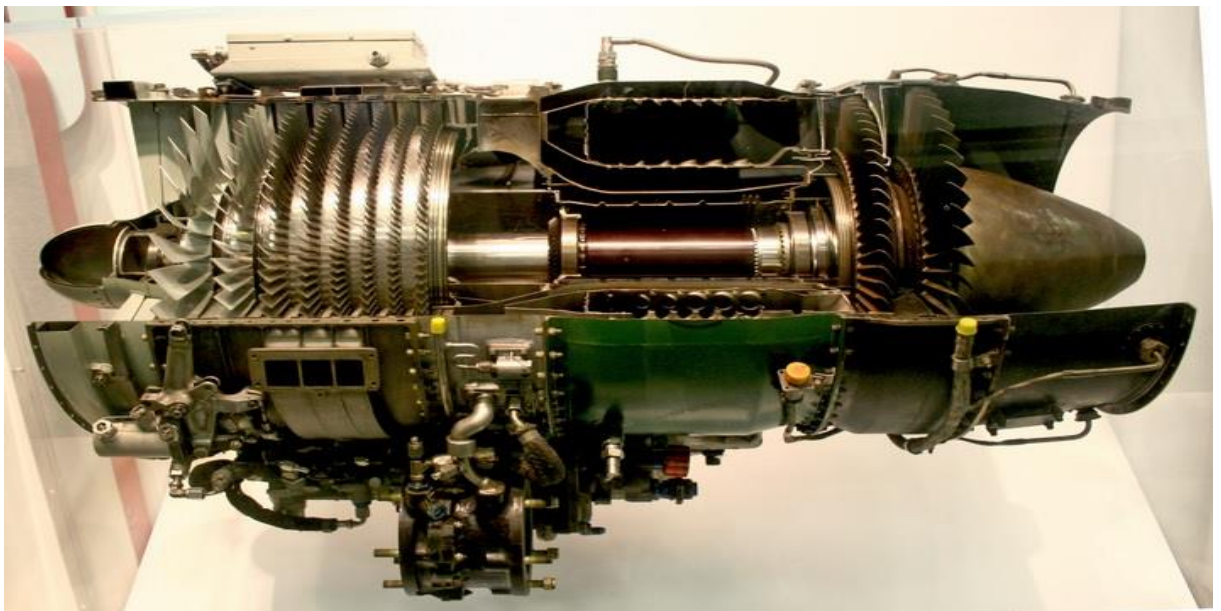


Figure I. 1. Une Turbine à gaz modèle MS5002[19]

I.3 Historique de la turbine à gaz :

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

- 1791 Premier brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- 1900-1904 Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- 1905 Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth
- 1906-1908 Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr.Holzwarth
- 1909-1910 Première turbine à gaz employée industriellement : Allemagne
- 1928 BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- 1933 Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- 1934 Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939.
- 1937 Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry "auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000kW
- 1937 Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple
- 1939 Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel. [3]

Tableau I.1 Historique de développement de la turbine à gaz MS5002[3]

Model	Ship Dates	Output (kW) RC/SC	Heat Rate RC/SC	Firing Temp RC/SC	Air Flow RC/SC	Exhaust Temp RC/SC
MS5002A	1970-Present	25,200 / 26,250 18,792 / 19,575	7,390 / 9,780 10,455 / 13,837	1,705 / 1,690 929 / 921	773 / 773 351 / 351	987/638 / 975 531/337 / 524
MS5002B	1970-1975	31,050 / 32,550 23,154 / 24,273	7,480 / 9,240 10,583 / 13,073	1,710 / 1,700 932 / 927	923 / 923 419 / 419	940/660 / 932 504/349 / 500
MS5002B	1975-1978	32,000 / 33,550 23,862 / 24,981	7,180 / 8,910 10,158 / 12,606	1,710 / 1,700 932 / 927	899 / 925 408 / 420	942/679 / 930 506/359 / 499

MS5002B	1978-Present	32,000 / 35,000 23,862 / 26,100	7,070 / 8,830 10,003 / 12,493	1,710 / 1,700 932 / 927	899 / 966 408 / 438	936/667 / 915 502/353 / 491
MS5002C	Present	35,600 / 38,000 26,547 / 28,337	6,990 / 8,700 9,889 / 12,309	1,770 / 1,770 966 / 966	957 / 982 434 / 445	970/693 / 961 521/367 / 516
MS5002D	July 1997	- / 43,000 - / 32,066	- / 8,650 - / 12,235	- / 1,807 - / 986	- / 1,113 - / 504	- / 950 - / 510

I.4 Composants de la turbine à gaz :

Dans sa forme (Fig I.2 et Fig I.3) la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

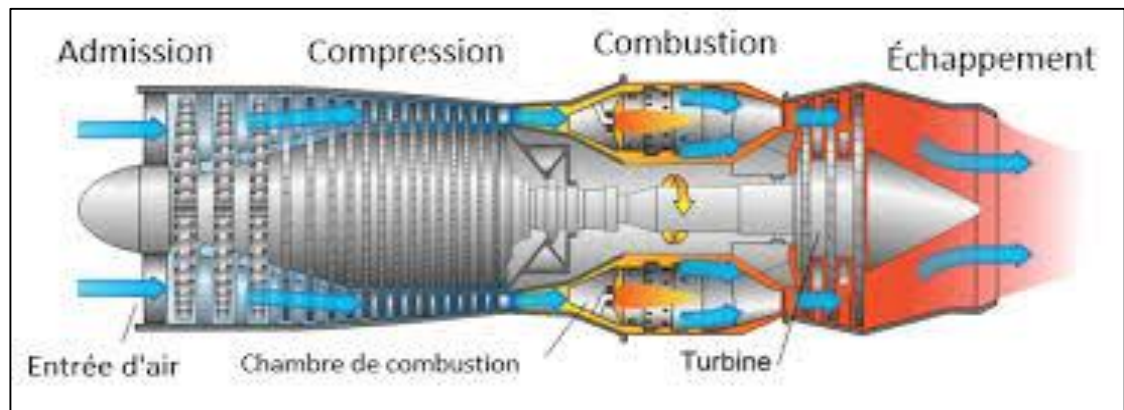


Figure I. 2. Les composants de la turbine à gaz [15]

1. Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
2. Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
3. Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [1]

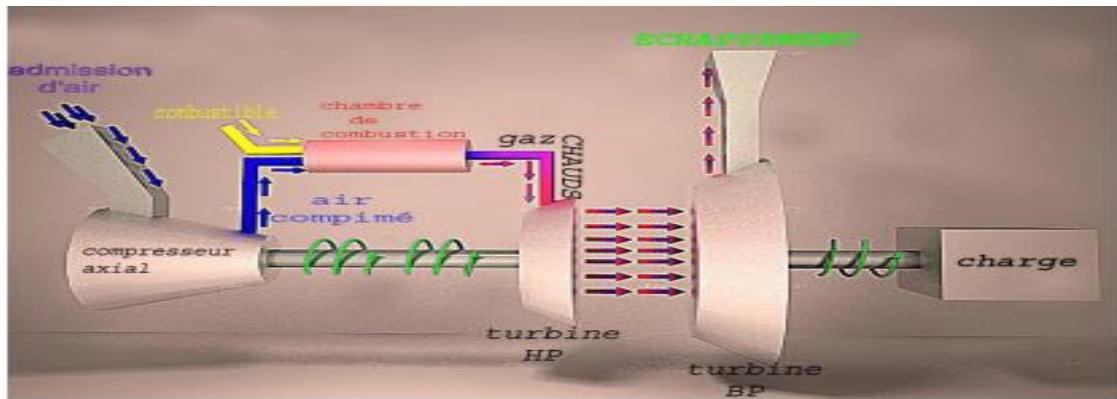


Figure I. 3.Fonctionnement de la TAG [1]

I.5 Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines (Fig I.4) selon différents points :

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

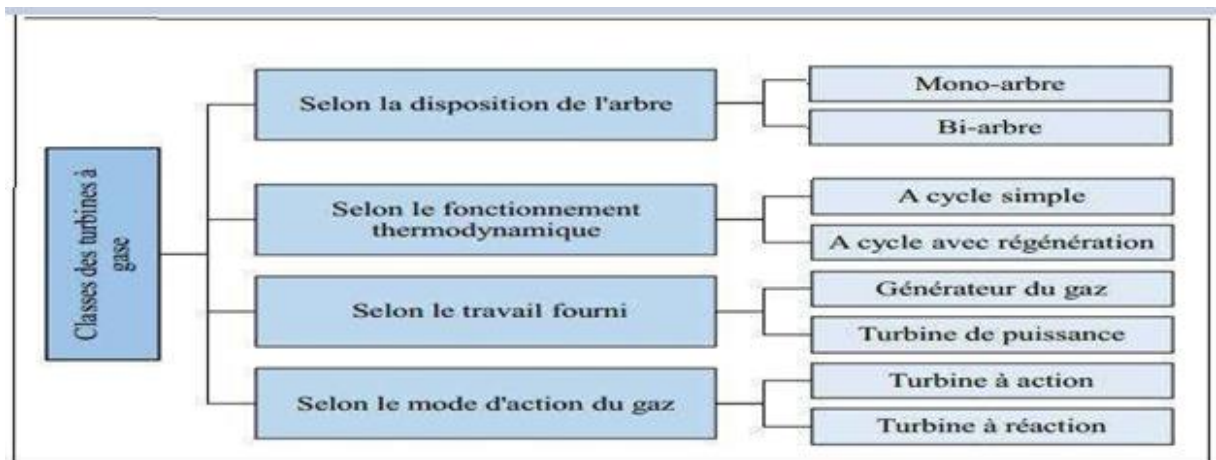


Figure I. 4.Schéma de la classification des TAG [16]

I.5.1 D'après le mode de construction :

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre** mais aussi les turbines à deux arbres dites aussi **bi-arbres**. [4]

A- Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse (Fig I.5), ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas

besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

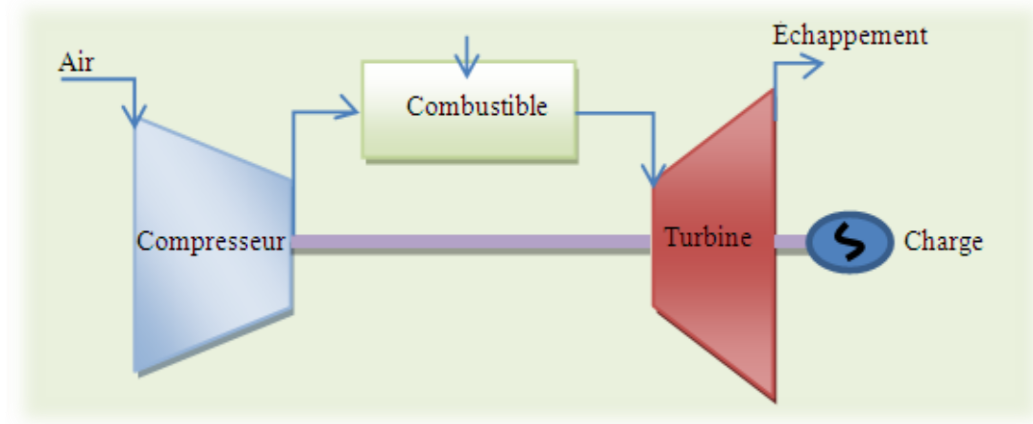


Figure I. 5. Plan de turbine mono-arbre[3]

B- Turbine bi-arbre :

Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel que l'entraînement des compresseurs (Fig I.6) [5], turbine bi-arbre :

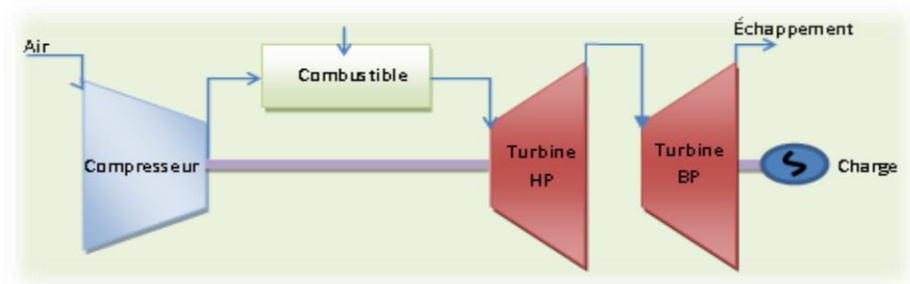


Figure I. 6. Plan de turbine bi-arbre[3]

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

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

La première ligne d'onde produit GG, la deuxième ligne d'onde produit de l'énergie mécanique. Mécaniquement, la turbine à double arbre est plus complexe que la turbine à arbre unique ; mais permet un meilleur rendement à charge partielle, est particulièrement adapté à l'entraînement assisté par accélération du compresseur et permet un fonctionnement sur une

large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du démarreur, qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz.[6]

I.5.2 Par le mode de travail :

On distingue deux types (Fig I.7) de turbine :

A- Turbine à action :

Où l'énergie thermique dans le volant est complètement convertie en énergie cinétique.

L'évolution des gaz dans la roue se produit sans aucun changement de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

B- Turbine à réaction :

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

La vitesse de réaction ε caractérise le pourcentage de l'énergie thermique totale.[4]

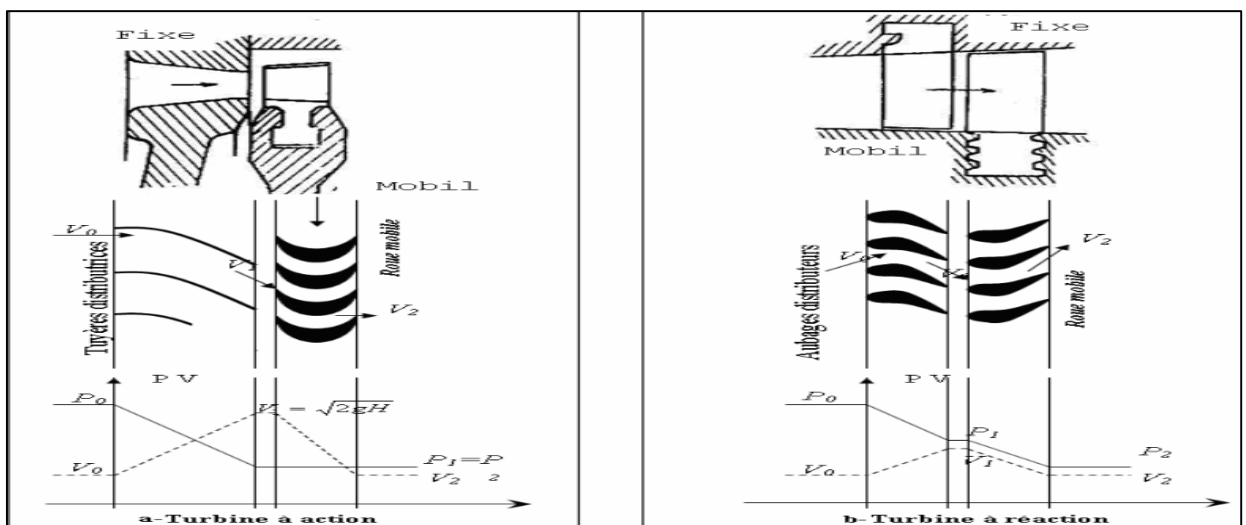


Figure I. 7. Les courbes de la turbine à action et réaction [7]

I.5.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles (Fig I.8) thermodynamiques :

A- Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

B- Turbine à gaz à cycle ouvert :

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

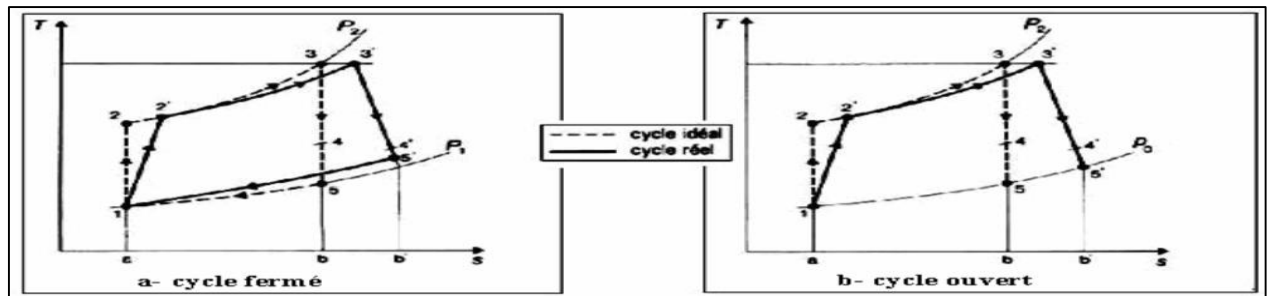


Figure I. 8. Cycles de bryton de la fonctionnement THD

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

- **Turbine à cycle simple :**

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement..[7]

- **Turbine à cycle régénéré :**

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.[7]

I.6 Domaines d'application des turbines à gaz :

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

I.6.1 Domaines fixes (utilisation industrielle) :

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

I.6.2 Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice). [1]

I.7 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant;
- elle le comprime à une pression plus élevée;

- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression. [8]

La figure (I.9) illustre le principe de fonctionnement de la TAG :

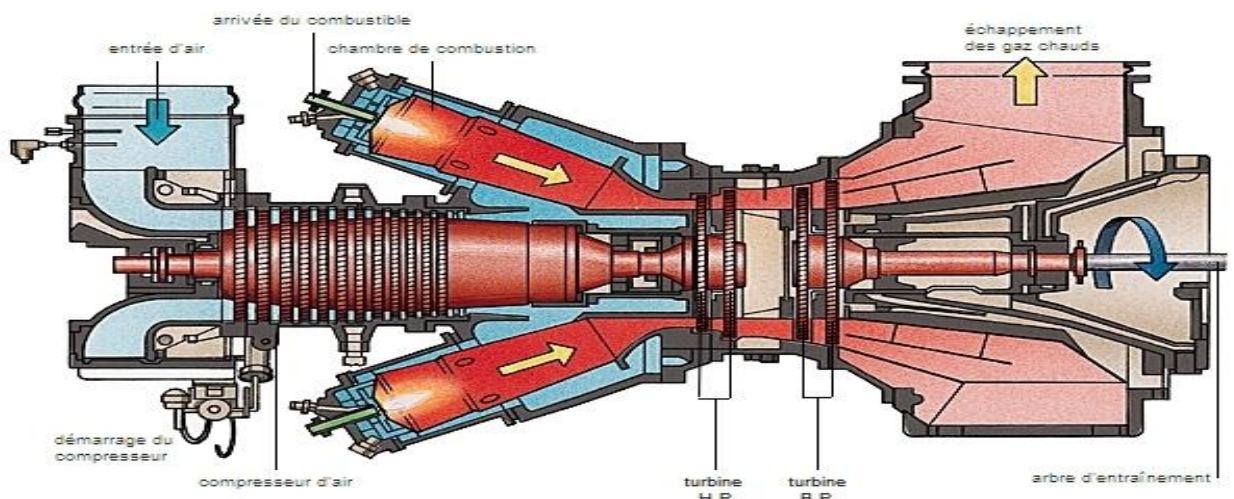


Figure I. 9.Principe de fonctionnement [7]

I.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

I.8.1 Avantages:

- Fournit une production d'énergie continue, sauf lors des phases de démarrage et d'arrêt.
- Assure un démarrage fiable même par des températures extrêmement basses.
- Peut fonctionner avec différents types de carburants.
- Capable de fonctionner efficacement même à faible charge. [7]

I.8.2 Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.

- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [7]

I.9 Techniques d'amélioration des performances :

I.9.1 Refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial :

Une étude a proposé un mécanisme de refroidissement par évaporation de l'air à l'entrée du compresseur axial. Cette méthode vise à augmenter la densité de l'air lorsque la température ambiante est élevée, améliorant ainsi le rendement de la turbine.

I.9.2 Injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion:

Une autre recherche a étudié l'injection de vapeur d'eau (Fig I.10) avant la chambre de combustion. Cette technique permet d'augmenter la masse d'air admise dans le compresseur, réduisant l'intensité de la combustion et améliorant les performances de la turbine. [17]

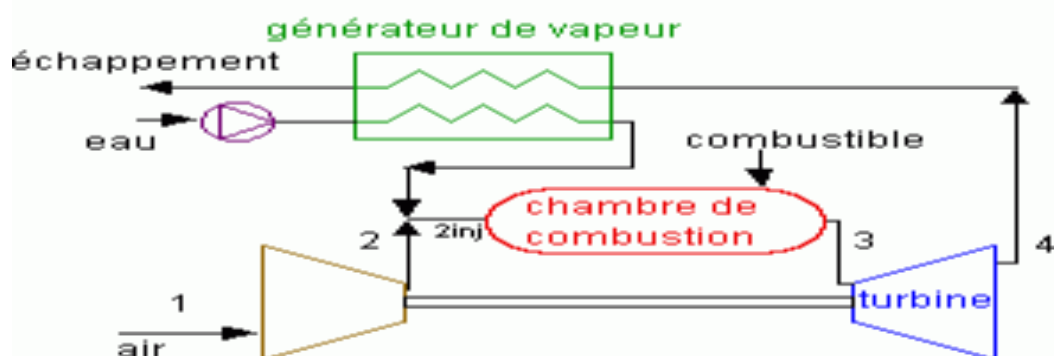


Figure I.10. Injection de vapeur d'eau[17]

I.9.3 Régénération :

Dans ce processus, nous utilisons les gaz d'échappement de la turbine, qui sont encore à haute température au lieu de les rejeter dans l'atmosphère, l'air comprimé est réchauffé avant d'entrer dans la chambre de combustion (Fig I.11) ce qui réduit la consommation de carburant grâce à un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air comprimé. [18]

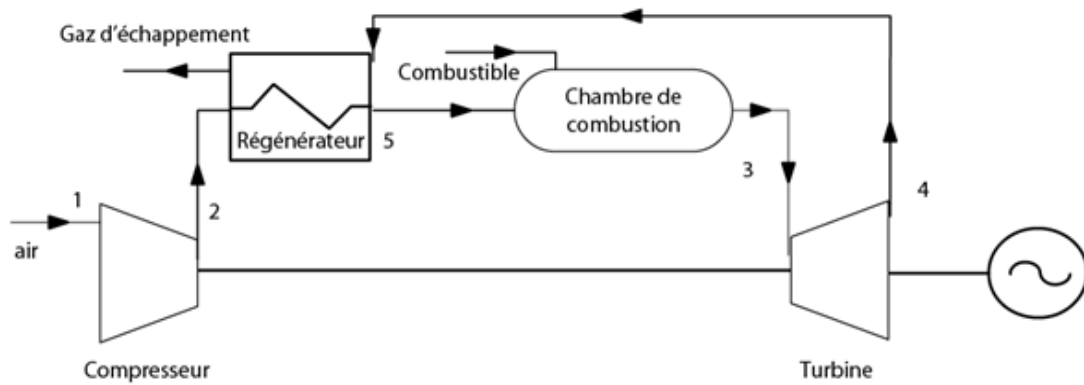


Figure I.11. Régénération de la chaleur[18]

I.10 Conclusion :

Ce chapitre présente une analyse complète du fonctionnement de la turbine à gaz et de ses composants principaux. Il met en évidence sa capacité à convertir l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. Différents critères de classification ont été abordés, notamment le principe de fonctionnement, le cycle thermodynamique et la configuration. Le chapitre examine également les domaines d'application de cette machine, le modèle GE de turbine à gaz, ainsi que ses avantages et ses limites.

Chapitre II :

Description de la turbine à gaz MS5002C

II.1 Introduction :

Ce chapitre vise à présenter une description générale de la turbine à gaz MS5002C, considérée comme l'une des turbines à gaz largement utilisées dans le domaine industriel, notamment dans le secteur de la production d'énergie et l'industrie pétrolière. Cette turbine se distingue par sa capacité à fonctionner en continu dans des conditions d'exploitation sévères tout en assurant un rendement et des performances élevés.

Le chapitre abordera également les caractéristiques techniques et les propriétés de fonctionnement de la turbine MS5002C (Fig II.1), ce qui permettra d'obtenir une vision globale de ce type de turbine à gaz ainsi que de son importance dans les applications industrielles modernes.

II.2 Présentation de la turbine à gaz de type MS5002C :

Turbine MS5002C (Fig II.1 et Fig II.2), fabriquée par la société américaine GENERAL ELECTRIQUE. Il s'agit d'une turbine de puissance à deux arbres qui alimente la en un seul cycle. Il est utilisé pour entraîner un compresseur centrifuge. La section de puissance d'une turbine à gaz est la partie qui utilise du carburant et de l'air pour générer de l'énergie pour l'arbre. Cette turbine possède deux roues de turbine mécaniquement indépendantes la roue de la turbine haute pression du premier étage de l'entraîne la roue du compresseur d'air axial à 16 étages de la et l'arbre qui entraîne les accessoires (pompes de lubrification et pompes hydrauliques de la). Le second étage ou roue de turbine basse pression entraîne la charge (compresseur centrifuge). Les deux roues de la turbine sont séparées pour leur permettre de tourner à des vitesses différentes pour s'adapter à des charges différentes. Ce modèle de turbine du Hassi R'mel fonctionne au gaz naturel. [1]

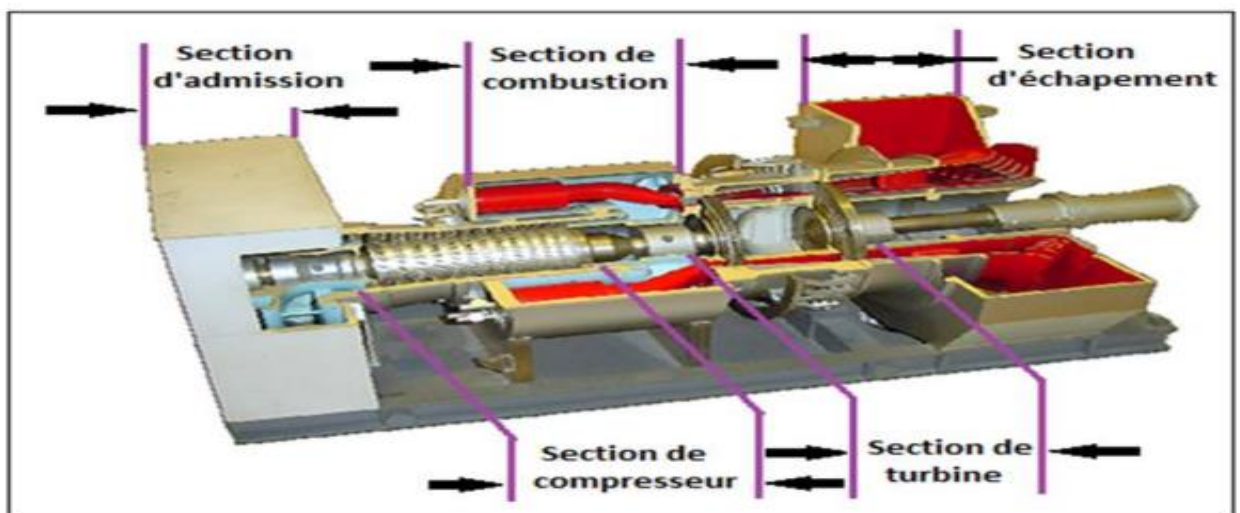


Figure II.1. Une installation de TAG modèle MS5002C [19]



Figure II.2.TAG MS5002C [19]

I.3 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C :

Tableau II. 1Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C [19]

Caractéristique	Valeur
Caractéristique générales	
Turbine à gaz, modèle série	MS-5002C
Application de la turbine à gaz	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre	5100 t/min haute pression et 4900 t/min basse pression
Commande	Système de commande électrostatique SPEEDTRONIC Mark V
Protection	Survitesse, température excessive, vibrations et détection de flamme
Mécanisme de refroidissement	Réducteur avec vireur
Insonorisation	Silencieux d'admission et d'échappement
Valeurs nominales de la turbine à gaz	
Puissance débitée	38.000 HP - condition ISO
Température à l'entrée	59°F
Pression d'échappement	14,7 PSI
Section compresseur	
Nombre d'étages du compresseur	16
Type du compresseur	Flux axial, service sévère
Fente de la caisse	Bride horizontale
Type des aubes de la directrice	Variables
Section turbine	
Nombre d'étages de la turbine	2 (deux arbres)
Fente de la caisse	Horizontale
Directrices - Premier étage	Zone fixe
Directrices - Deuxième étage	Variable
Section Combustion	
Type	12 chambres de combustion multiplex, à débit inversé

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

II.4 Utilisations :

Les turbines à gaz industrielles sont utilisées généralement pour :

- la production d'électricité
- la production combinée chaleur- force
- le pompage et la compression [1]

II.4.1 Production d'électricité (turbine mono-arbre) :

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre petit vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système. Dans les applications modernes, on combine souvent une turbine à vapeur avec une turbine à gaz pour en profiter de l'énergie des gaz chauds à l'échappement de cette dernière. [1]

II.4.2 Production combinée chaleur- force :

Ce type d'application est le plus courant car il permet :

- d'économiser l'énergie fossile, gazeuse ou liquide ;
- d'économiser sur les dépenses d'énergies. [1]

II.4.3 Pompage et compression :

Dans tous les types d'application étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe ou par un compresseur. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du mode d'exploitation envisagé.[1]

II.5 Principe de fonctionnement du MS5002C :

Le Rotor de la turbine du compresseur (HP) atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression.

Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine basse pression qui

entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

Remarque : Le rendement thermique de la turbine :

$\eta = \text{Energie à la sortie arbre de turbine} / \text{Energie du combustible à l'entrée (pouvoir calorifique inférieur)}$. [9]

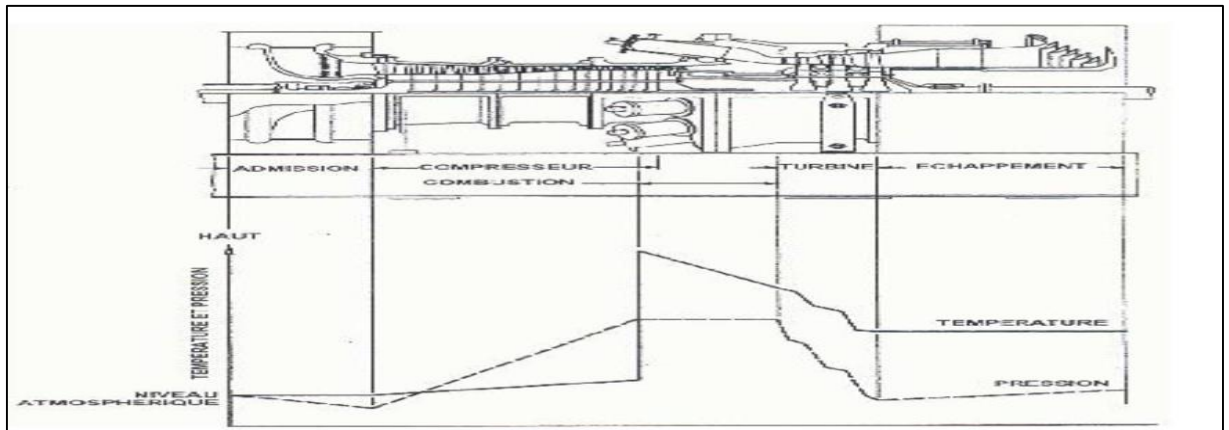


Figure II.3. Schéma de fonctionnement de la TAG MS5002C [20]

II.6 Les éléments principaux de la turbine :

La turbine MS5002C est faite d'un assemblage de plusieurs éléments (Fig II.4) dont les principaux éléments sont :

- Le compresseur axial d'air.
- La chambre de combustion.
- La caisse de turbine (roue de détente HP et de puissance BP).
- Les auxiliaires de la turbine.

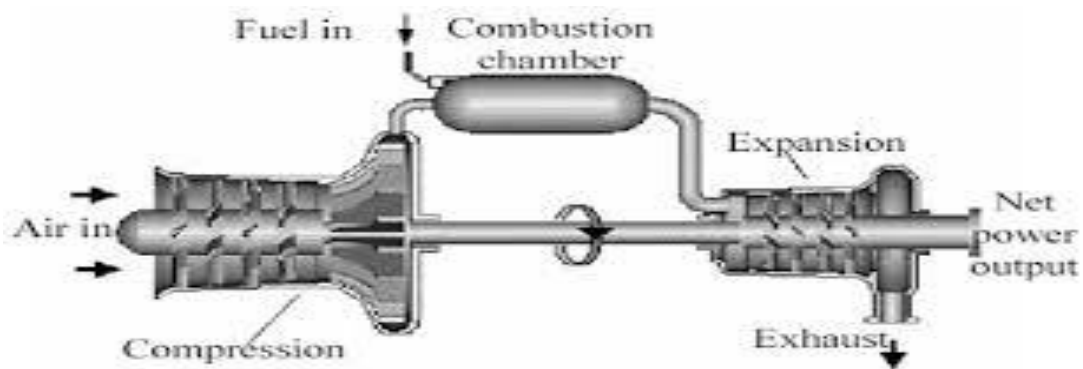


Figure II. 4. Les éléments de TAG MS5002C [19]

II.6.1 Compresseur d'air :

Est un compresseur axial a 16étages (Fig II.5), sa fonction est de fournir la quantité d'air nécessaire pour la combustion des gaz dans la turbine (en fonction de la charge à fournir) et aussi d'alimenter en air divers circuits de refroidissement. [9]



Figure II.5. Compresseur axiale 16 étages [4]

II.6.2 La chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion (Fig II.6) consiste à brûler un mélange de carburant et d'air et à délivrer les gaz issus de la combustion vers la turbine (transformation de l'énergie chimique potentielle contenu dans le carburant en énergie calorifique).

Le rapport carburant/air pour obtenir une bonne combustion est d'environ 1/15 (richesse stœchiométrique). On ne peut cependant admettre ce rapport idéal, car la t° en résultant serait trop élevée pour la turbine. [9]



Figure II.6. Chambre de combustion [20]

II.6.3 La caisse de la turbine :

Le rôle de la caisse turbine est de transformer l'énergie calorifique fournie lors de la combustion en énergie mécanique disponible sur l'arbre au niveau des deux roues de la turbine. L'ensemble de la caisse turbine comprend deux roues constituées des rangées d'aubes mobiles et deux distributeurs (directrices). [9]

II.7 Cycle théorique de la turbine :

Le cycle de joule (Fig II.7) dans une turbine est le suivant

1-2: Compression isentropique dans le compresseur.

2-3: Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4: Détente isentropique dans les roues Hp et Bp

4-1: Echappement

Q1: La quantité de chaleur à combustion

Q2: La quantité de chaleur à l'Echappement

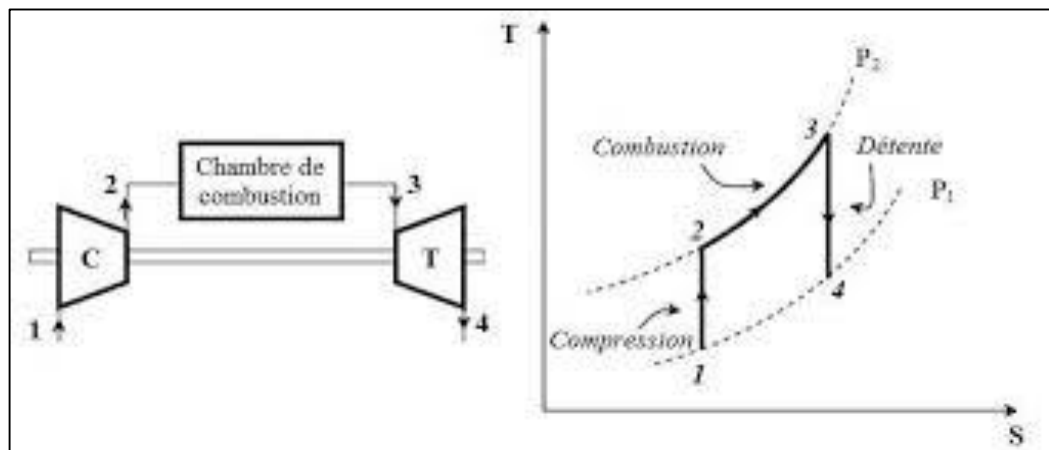


Figure II.7. Cycle de joule de la turbine [19]

II.8 La partie auxiliaire :

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

II.8.1 Système d'admission :

Le système d'admission de la turbine (Fig II.8) à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission axiale du compresseur, il doit fournir : Une bonne filtration de l'air pour un bon fonctionnement de la turbine. Des particules dans l'air d'admission (surtout en atmosphère humide) peuvent, sous l'influence des forces centrifuges, adhérer au sommet des aubes du

compresseur et à la base des aubes du stator, provoquant une perte d'efficacité du compresseur et augmentant l'usure des turbines. Les grains de sable des turbines installées dans la Sahara, qui ne sont pas bloqués par le filtre, provoquent une usure érosive, notamment à haut régime moteur, qui peut modifier le profil aérodynamique des volets et également y conduire ; Rupture des ailettes du compresseur La présence de substances corrosives (chlorure de sodium près de la mer, air de sol acide dans les zones industrielles) peut provoquer des dommages corrosifs sur l'équipement de la machine. Débit d'air d'admission régulier pour produire la puissance souhaitée. Le filtre colmaté limite la quantité d'air aspiré (débit d'air), ce qui entraîne une baisse des performances et une augmentation de la consommation spécifique. Le système d'admission comprend un filtre d'admission, un tuyau, un silencieux, un collecteur, un boîtier d'admission et des accessoires. L'air pénètre dans le filtre, traverse le tuyau, le silencieux, le collecteur et la boîte d'admission pour atteindre le compresseur. Les filtres à air utilisés ont des éléments filtrants de forme conique (deux pièces), sont autonettoyants, très efficaces (par rapport aux filtres conventionnels) et ont une durée de vie allant jusqu'à 3 ans. [9]

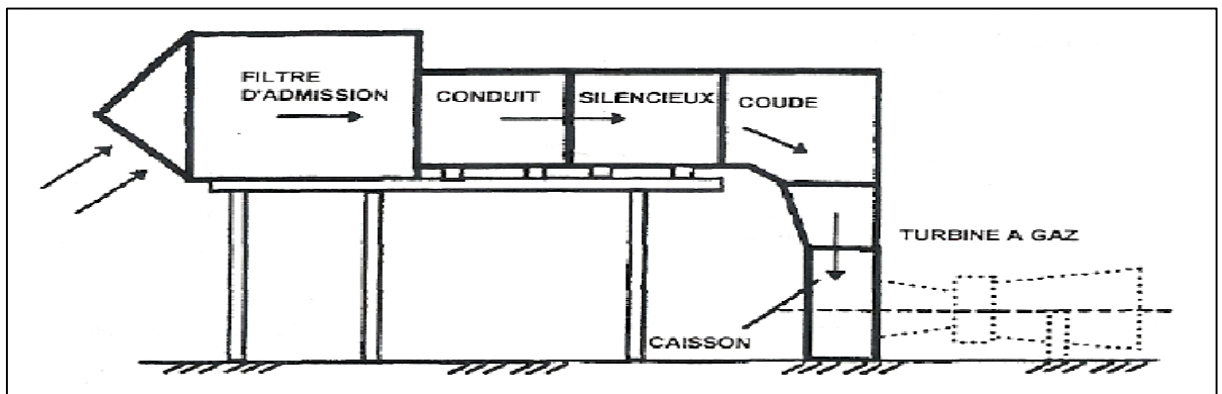


Figure II.8. Schéma de système d'admission.[4]

II.8.2 Système de démarrage :

Avant le démarrage d'une turbine à gaz, un moteur à induction électrique (Fig II.9), couplé à un convertisseur de couple, est utilisé pour faire tourner manuellement la turbine. Ce système fournit le couple et la vitesse nécessaires pour lancer la turbine et permet aussi une rotation lente après l'arrêt pour le refroidissement. Le convertisseur de couple transmet la puissance à la boîte de vitesses auxiliaire via une boîte d'inversion. Une pompe de charge, entraînée par le convertisseur, alimente celui-ci en huile de lubrification, prélevée du réservoir via un filtre. Un clapet anti-retour maintient la pression d'huile durant le fonctionnement, et l'huile retourne ensuite au réservoir par les conduites d'échappement.[9]



II.9 Système démarrage de la turbine .[20]

II.8.3 Système de l'huile de graissage :

La turbine à gaz est lubrifiée par un système de lubrification en boucle fermée sous pression qui comprend le carter d'huile, les pompes, les échangeurs de chaleur (refroidisseurs d'huile), les filtres, les vannes et diverses commandes et protections du .L'huile de lubrification du système circule autour du les paliers principaux de la turbine et les accessoires de la turbine et l'équipement entraîné L'huile pour le système d'entraînement hydraulique, le système d'huile de commande et le système d'entraînement provient également de cette source. Le système de lubrification est conçu pour fournir une alimentation en lubrifiant filtré à une température et pression adaptées au fonctionnement de la turbine et de ses équipements

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

- Réservoir d'huile
- Pompes d'huile de graissage
- Les pompes auxiliaires
- Les pompes mécaniques
- Pompe de secours
- Pompe de Vireur (ou de virage). [9]

II.8.4 Système d'alimentation par le combustible :

Le travail de ce système est de s'assurer que les chambres de combustion sont alimentées en combustible (gaz naturel dans notre cas) à la bonne pression et au bon débit tout au long du cycle de fonctionnement de la turbine. Le cœur de ce système (Fig II.10) est l'unité de commande de gaz et la vanne d'arrêt/vidange située dans la zone des accessoires. A côté de cette vanne se trouvent également les vannes de régulation, le manomètre et les conduites d'alimentation des vannes d'injection. [9]

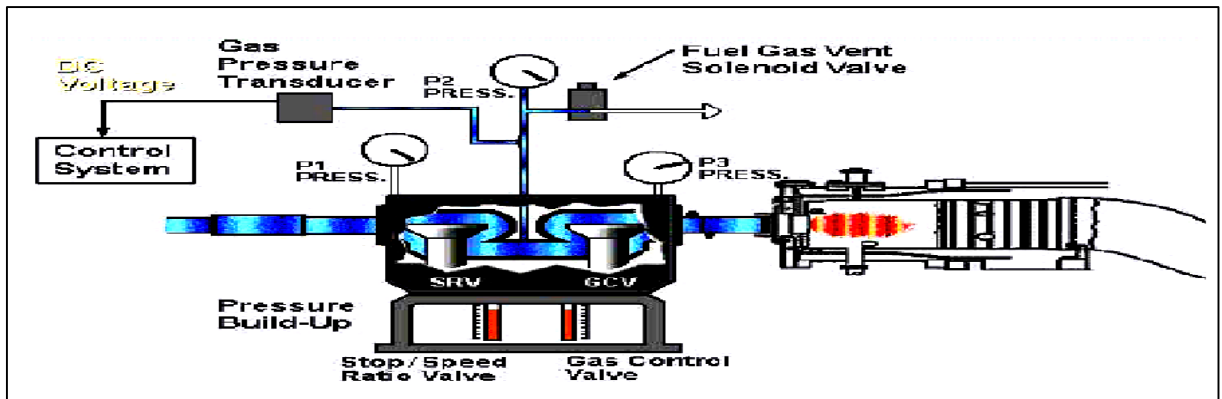


Figure II.10. Système d'alimentation .[19]

II.8.5 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont présentées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers). Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage.
- La directrice du premier étage.
- Le carter du rotor de la turbine.

Il faut ajouter, que l'optimisation des débits d'air refoulés à chaque partie est l'un des problèmes critiques à affronter pendant les phases de conception et d'expérimentation d'un prototype. En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu. [9]

II.8.6 Dispositif d'anti-pompage :

Le fonctionnement à bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage. C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes de débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées, ...etc. [9]

II.8.7 Système d'échappement :

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

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortants.
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).[9]

La figure(II.11) illustre ce système :

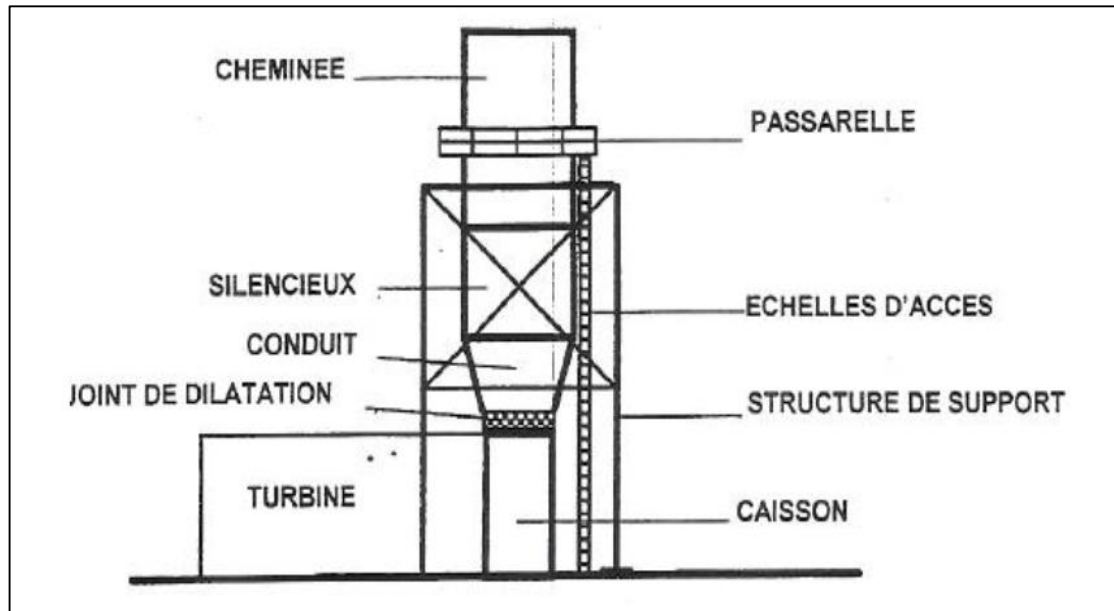


Figure II.11.Système d'échappement[11]

II.9 Systèmes de contrôle et de protection :

II.9.1 Systèmes de contrôle :

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz sont constitués de composants ou dispositifs montés sur la turbine à gaz, l'armoire de commande électrique et les câbles reliant l'armoire de commande à la turbine à gaz, ces dispositifs réalisent le contrôle de divers paramètres (température, vitesse, pression, etc.) assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz. [10]

-Système de contrôle du fuel :

La fonction primaire du système de contrôle du fuel est de contrôler la vitesse de la turbine en charge, il comprend également :

- ✓ La fonction d'allumage.
- ✓ La fonction d'accélération.
- ✓ La fonction de contrôle limite du combustible
- ✓ La fonction de contrôle de la température d'échappement.[10]

-Système de contrôle de la directrice du premier étage :

Pour maintenir la température des gaz d'échappement relativement constante sous différentes charges et en fonction de la température ambiante, l'angle des aubes orientables du guide de

premier étage est automatiquement ajusté pour contrôler la vitesse de la charge selon les besoins.[10]

-Système de contrôle de la température :

Pour une meilleure efficacité de la turbine à gaz, il est souhaitable de fonctionner avec les températures de gaz les plus élevées possibles à l'entrée de la section de turbine, cependant, afin de fonctionner dans les limites de résistance des pièces, il n'est pas nécessaire de dépasser l'entrée maximale admissible et températures de sortie. Par conséquent, un système de contrôle de la température est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'entrée ou de sortie du dépasse les limites spécifiées.[10]

II.9.2 Systèmes de protection :

Le système de protection se compose de nombreux systèmes secondaires et primaires, dont certains s'exécutent à chaque démarrage ou arrêt. D'autres systèmes et composants sont réservés aux conditions de fonctionnement anormales ou aux urgences nécessitant l'arrêt de la turbine à gaz. [10]

-Système de protection de survitesse :

Le système de protection contre la survitesse se compose d'un système primaire et d'un système secondaire. Le système primaire est un système de sécurité électronique et le système de sécurité secondaire est mécanique, incluant des masses HP et BP à rotation excessive. La masse tournante HP est montée sur l'arbre de la boîte de vitesses auxiliaire. La masse sur-rotative LP est située sur l'arbre de la turbine du deuxième étage. [10]

-Système de protection de dépassement de température :

La protection contre la surchauffe est l'une des protections de base du moteur à turbine à gaz. Le système déclenchera une alarme lorsque la température dépasse la limite définie.[10]

-Système de protection et de détection des vibrations :

Le système se compose de plusieurs détecteurs de vibrations. Cela placera la turbine en condition d'alarme ou d'arrêt. Des capteurs ou détecteurs de vibrations sont stratégiquement placés à divers endroits sur la turbine. [10]

-Système de protection et de détection de flamme :

-Le système de détection de flamme permet de détecter la flamme dans les chambres de combustion et d'intervenir en cas de combustion anormale pendant la phase de démarrage et pendant le fonctionnement.

-Lors du démarrage, le carburant est enflammé par les bougies d'allumage, lorsque le RPM atteint 20% à la vitesse nominale, ces bougies d'allumage sont alimentées pendant environ une minute. À la fin de la période d'allumage, le capteur de flamme doit signaler la présence de

flammes dans les chambres de combustion à moins que la tentative d'allumage ne soit annulée en fermant la vanne d'arrêt de carburant et en retirant le carburant du circuit d'allumage.

-Au cours de la marche normale, la turbine est protégée aussi contre les pertes de flamme (extinction). Si une extinction de flamme est détectée la turbine est mise à l'arrêt.[11]

II.10 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la TAG :

Une turbine à gaz utilise de l'air atmosphérique, son fonctionnement est donc fortement influencé par tous les calculs affectant le débit massique de l'air évacué vers le compresseur.

Ces facteurs sont [10]:

II.10.1 La température ambiante :

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

Tout ceci est illustré dans la figure (II.12) suivant :

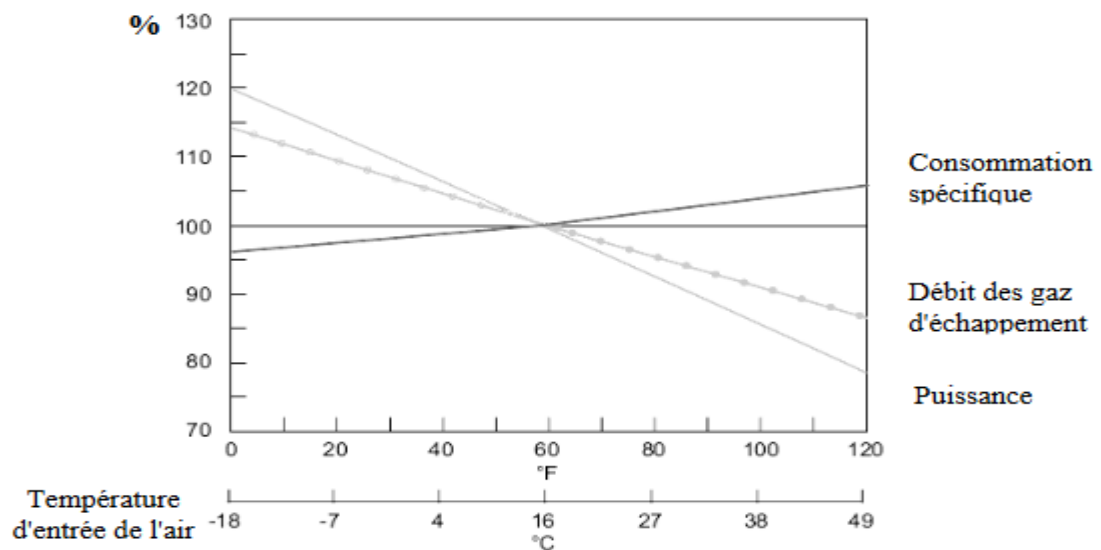


Figure II.6. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine[10]

II.10.2 La pression atmosphérique :

La pression atmosphérique est l'un des facteurs qui affectent le fonctionnement des moteurs à combustion interne, y compris les turbines à gaz. Lorsqu'elle diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique d'air diminue et la puissance produite diminue proportionnellement, puisqu'elle est proportionnelle au débit massique de gaz. Tout ceci est illustré dans la figure (II.13) suivant :

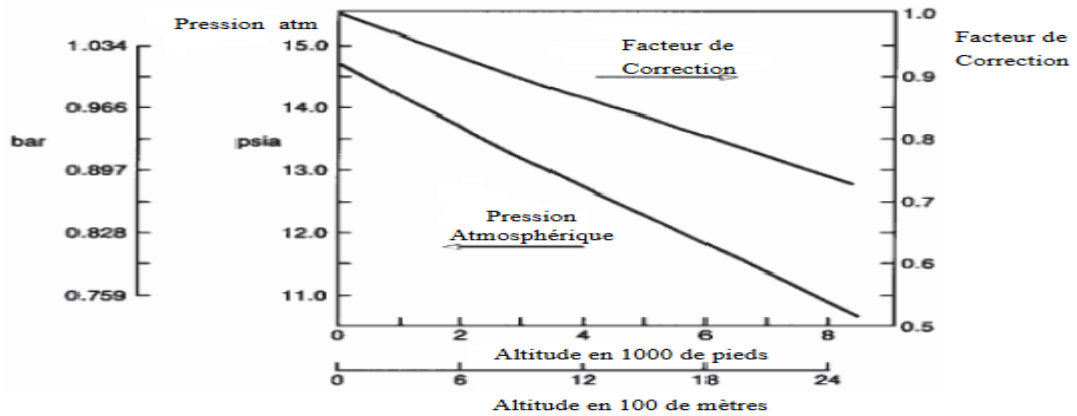


Figure II.7.Courbe de correction de pression [10]

II.10.3 Humidité Relative :

L'humidité a un impact sur les performances des turbines à gaz : plus elle augmente, plus le rendement énergétique diminue et plus la consommation augmente (Fig II.14). Par conséquent, à mesure que la production de turbines à gaz augmente et que des améliorations sont apportées, on ajoute de l'humidité sous forme de vapeur d'eau afin de réduire les oxydes d'azote (NO_x) il convient d'en tenir compte.

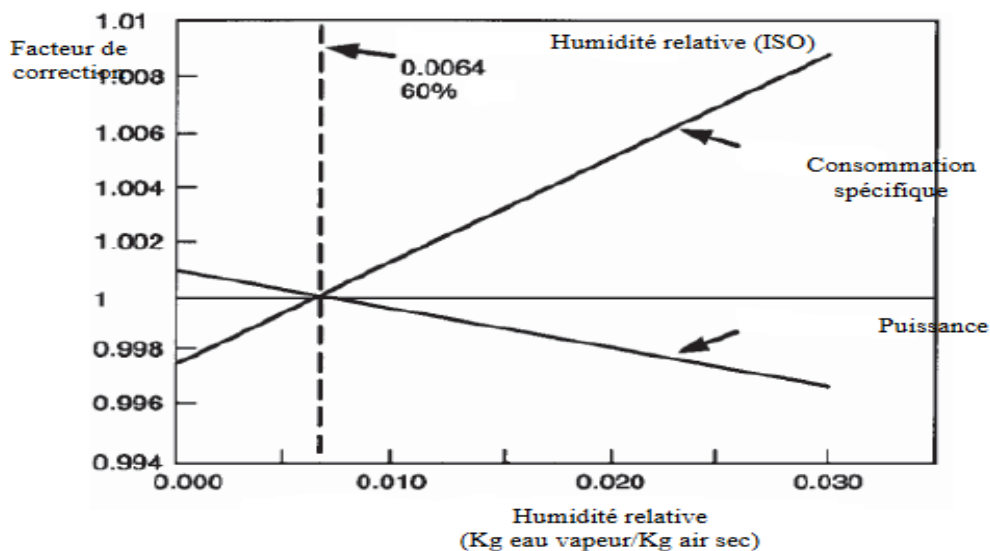


Figure II.8.effet de l'humidité relative[10]

II.11 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :

En plus des trois facteurs "externes" décrits dans le paragraphe précédent, il existe d'autres facteurs qui affectent sérieusement les performances d'une turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être appelés facteurs "internes" car ils se trouvent dans les systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils y a quatre facteurs :

- Chutes de pression dans la section d'admission
- Chutes de pression dans la section d'échappement
- Types de combustible
- Extraction d'air à partir du compresseur axial [10]

II.1 Conclusion :

En conclusion, la turbine à gaz MS5002C représente un équipement essentiel dans la production d'énergie grâce à sa fiabilité et ses performances. L'étude théorique a permis de comprendre son principe de fonctionnement, ses principaux composants ainsi que les paramètres influençant son rendement et son efficacité.

CHAPITRE III :

*Calcule thermodynamique de
la TAG MS5002C*

III.1 Introduction

Ce chapitre a pour objectif de réaliser une étude et des calculs thermodynamiques de la turbine à gaz MS5002C, afin de mieux comprendre les performances du cycle thermique sur lequel repose cette machine. La turbine à gaz fonctionne selon le cycle de Brayton, qui comprend la compression de l'air, la combustion du carburant, puis la détente des gaz pour produire de l'énergie mécanique. À travers ce chapitre, différentes transformations thermodynamiques se produisant dans la turbine seront analysées, avec le calcul des principaux paramètres tels que les températures, les pressions et le rendement du cycle. Cette étude vise également à évaluer les performances de la turbine et à déterminer son efficacité dans différentes conditions de fonctionnement.

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

Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement comme dans la Figure (III.1). Un moteur à turbine se compose de trois parties principales : le compresseur, qui augmente la pression de l'air, la chambre de combustion, où le carburant est brûlé pour produire des gaz chauds, et la turbine, qui convertit l'énergie des gaz en travail mécanique pour entraîner le compresseur et la charge.

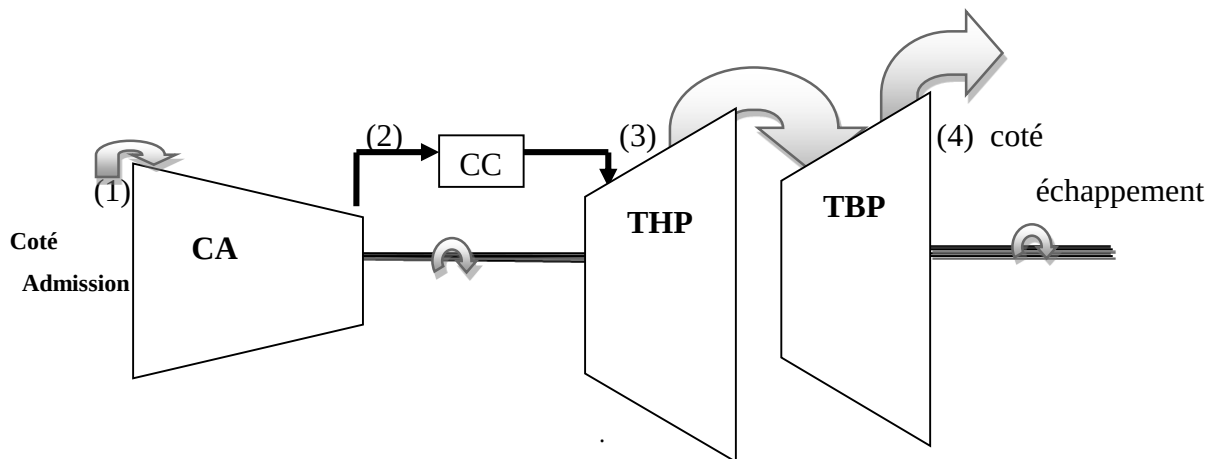


Figure III.1.Représentation schématique d'une turbine à gaz deux arbres.

III.2.1 Cycle idéal de Brayton :

Le cycle thermodynamique avec le quel fonctionne une turbine à gaz sans récupération est dit : "cycle de Brayton"(Fig III.2). C'est un cycle ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués à l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné.).

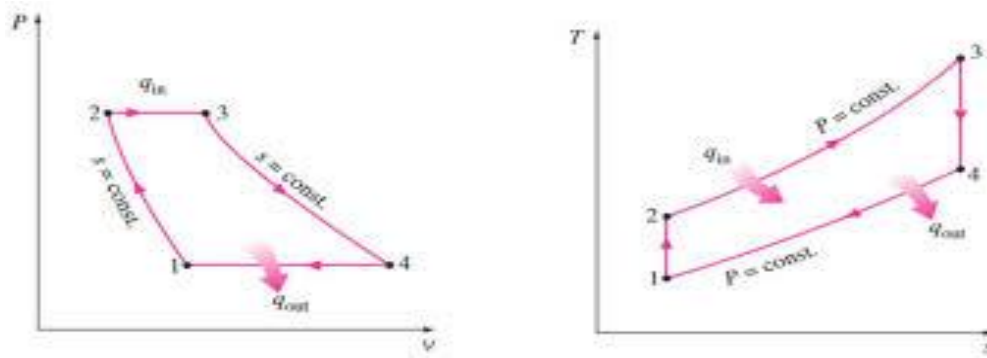


Figure III.2.Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

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

Si le cycle est théorique, la compression est donc isentropique :

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

Travail de compression (évolution 1 à 2) est :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{III.2})$$

Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est :

$$Q = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad (\text{III.3})$$

Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est :

$$W_t = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad (\text{III.4})$$

Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est :

$$W_u = W_t - W_c \quad (\text{III.5})$$

Rendement théorique du cycle est :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} \quad (\text{III.6})$$

III.2.2 Cycle réel.

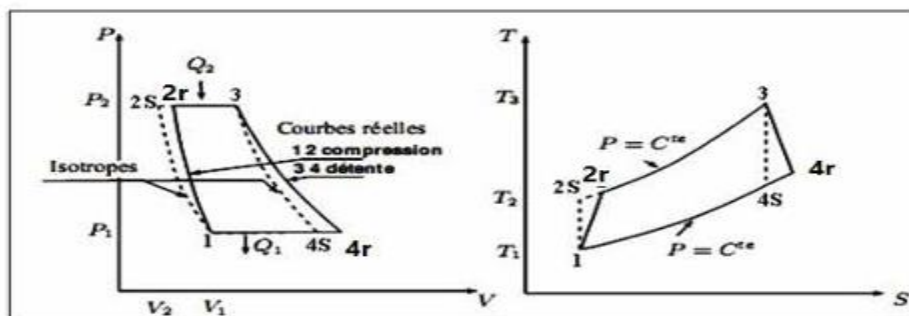


Figure III.3.Cycle réel d'une turbine à gaz.

- En réalité, les processus 1–2 et 3–4 ne sont pas isentropiques (adiabatiques et réversibles) à 100 %.
- Ils ne sont pas parfaitement adiabatiques, puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur.
- Ils ne sont pas réversibles, car la compression ainsi que la détente se font de manière brusque.
- La correction à apporter est que, durant ces deux processus — et plus généralement dans tout processus thermodynamique réel — l'entropie augmente.
- Par conséquent, un décalage vers des entropies croissantes transforme l'état 2s en 2r et l'état 4s en 4r.
- La compression réelle et la détente réelle se déroulent de façon irréversible.
- La combustion se réalise de manière quasi-isobare.
- Le rejet des gaz brûlés reste isobare à la pression atmosphérique.
- Nous allons maintenant recalculer le rendement réel de la machine de Brayton.
- L'indice « s » désigne le processus isentropique (théorique).
- L'indice « r » désigne le processus irréversible (réel)

III.2.2.A Section compresseur :

η_c = ce qui est fourni par le gaz / ce qui est donné pour le gaz

η_c = Travail isentropique / Travail réel

$$\frac{-C_p(T_{2s}-T_1)}{-C_p(T_{2r}-T_1)} = \frac{(T_{2s}-T_1)}{(T_{2r}-T_1)} \quad (\text{III.7})$$

Donc

$$\eta_c = \frac{(T_{2s}-T_1)}{(T_{2r}-T_1)} \quad (\text{III.8})$$

$$-C_p(T_{2r} - T_1) \quad (\text{III.9})$$

C'est le travail réellement reçu par le système (gaz), donc négatif. Ce travail comporte les pertes et le travail utile:

$$-C_p(T_{2s} - T_1) \quad (\text{III.10})$$

III.2.2.B Section turbine :

η_t = ce qui est fourni par la turbine / ce qui est donné à la turbine

η_t = Travail réel / Travail isentropique

$$= \frac{+C_p(T_{4r}-T_3)}{+C_p(T_{4s}-T_3)} \quad (\text{III.11})$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4r} - T_3)}{(T_{4s} - T_3)} \quad (\text{III.12})$$

$$+ C_p (T_{4r} - T_3) \quad (\text{III.13})$$

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

$$C_p (T_{4s} - T_3) \quad (\text{III.14})$$

Donc:

$$\eta_c = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)} \quad (\text{III.15})$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4s} - T_3)}{(T_{4r} - T_3)} \quad (\text{III.16})$$

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

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

Le tableau (III.1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO.

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

Température ambiante	$T_a = T_1 = 15^\circ\text{C}$
Pression ambiante	$P_1 = 1.013 \text{ bar}$
$T_{3\text{max}}$	966°C
Excès d'air E (%)	300-500
Taux de compression	$\tau = 6.5 \text{ (6-8)}$
Puissance utile (kW)	28337
Débit d'air total (kg/h)	$m_{\text{air}} = 443613$
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	$m_{\text{air-ref}} = 12153.78$
Débit de combustible (kg/h)	$m_c = 7200$
Pouvoir calorifique inférieur (kcal/Kg)	$p_{ci} = 10835$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 98\%$
Rendement de compresseur axial	$\eta_c = 88\%$
Rendement de la détente de la turbine	$n_{d-t} = 90\%$
Masse volumique du fuel gaz (kg/m^3)	$PM = 18.911 \text{ kg / kmol}$ $\rho = 0.84$

Masse volumique du fuel gaz (kg/m^3)	PM = 20 kg / kmol : $\rho = 0.89$
Vitesse de rotation de la turbine HP	NTHP = 5100 rpm
Vitesse de rotation de la turbine BP	NTBP = 4670 rpm
γ de l'air	1.4
γ des gaz	1.35
Rendement global	28.8%

III.3.2 Calculs des paramètres du compresseur axial:

➤ **La température d'admission T_1 :**

La température T_1 étant considérée comme la température de l'air ambiant.

$$T_1 = T_a = 15^\circ\text{C} = 288.15^\circ\text{K}$$

➤ **La pression d'admission du compresseur P_1 :**

$$P_1 = P_a$$

Avec

P_a : est la pression ambiante.

D'où $P_1 = 1.013 \text{ bar}$

➤ **La pression P_2 et la température de la fin de compression isentropique à la sortie du compresseur :**

$$P_2 = P_1 * \tau \quad (\text{III.17})$$

Avec τ est le taux de compression.

$$P_1 = 6.585 \text{ bar}$$

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

$$P * T^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{cste} \quad (\text{III.18})$$

D'après la relation (III.4) on déduit que :

$$T_{2s} = T_1 * \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.19})$$

$$\text{D'où : } T_{2s} = 491.903\text{K}$$

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

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

➤ **Calcul de la température T_2 , du compresseur axial:**

$$\text{On a: } \eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (\text{III.20})$$

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \quad (\text{III.21})$$

D'où : $T_{2r} = 519.688 \text{ K}$

➤ **Pression P_s et la température T_s de soutirage :**

On a : $\frac{P_n}{P_{n-1}} = \tau^{\frac{1}{n}}$ (III.22)

Tel que n désigne le niveau de l'étage.

Pour n = 16:

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = \tau^{\frac{1}{16}} \longrightarrow P_{15} = P_{16} / \tau^{\frac{1}{16}} \quad (\text{III.23})$$

Pour n = 15

$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = \tau^{\frac{1}{15}} \longrightarrow P_{14} = P_{15} / \tau^{\frac{1}{15}} \quad (\text{III.24})$$

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

$$\frac{P_{11}}{P_{10}} = \tau^{\frac{1}{11}} \longrightarrow P_{10} = P_{11} / \tau^{\frac{1}{11}} \quad (\text{III.25})$$

D'où : $P_{10} = P_s = 2.827 \text{ bar}$

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

$$T_{sth} = 386.337 \text{ K}$$

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

$$T_s = 399.720 \text{ K}$$

➤ **Variation de la chaleur spécifique de l'air :**

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

$$C_{pair} = a * T^4 - b * T^3 + c * T^2 - d * T + e \quad [\text{J/kg.K}] \quad (\text{III.26})$$

Avec:

$$\begin{aligned} a &= 1.9327 * 10^{-10} & b &= 7.9999 * 10^{-10} \\ c &= 1.1407 * 10^{-3} & d &= 4.4890 * 10^{-1} \\ e &= 1.0575 * 10^3 \end{aligned}$$

Donc :

$$c_{pair}(T_1) = 1.0242 \text{ KJ/kg.K}$$

$$c_{pair}(T_s) = 1.0652 \text{ KJ/kg.K}$$

$$c_{pair}(T_{2r}) = 1.1462 \text{ KJ/kg.K}$$

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

$$c_{pair}(t_1, t_s) = \frac{c_{pair}|_0^{t_s} - c_{pair}|_0^{t_1}}{t_s - t_1} \quad (III.26)$$

$$c_{pair}(t_1, t_s) = 1.0780 \quad KJ/kg.k$$

$$c_{pair}(t_1, t_2) = 1.1145 \quad KJ/Kg.k$$

Calcul du travail de la compression W_c :

Tenant compte du soutirage au niveau du dixième étage du compresseur axial, utilisé pour le refroidissement de l'étanchéité et des paliers, on a:

$$W_c = W'_c + W_s. \quad (III.27)$$

w_s : Travail de soutirage au dixième étage.

w'_c : Travail réalisé au seizième étage.

Calcul du travail de soutirage :

On a:

$$w_s = C_{pair}(T_1 - T_s)(T_1 - T_s) \quad (III.28)$$

D'où $W_s = 120.279 \text{ kJ/kg}$

Calcul du travail réalisé au seizième étage :

On a:

$$W'_c = C_{pair}(T_1, T_2)(T_2 - T_1) \quad (III.29)$$

D'où $W'_c = 258.049 \text{ kJ/kg}$

Puissance absorbée par le compresseur axial :

La puissance se détermine par la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * W_c + \dot{m}_{as} * W_s \quad (III.30)$$

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

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

$$\dot{m}_a = 123.23 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{as} = 3.38 \text{ kg/s}$$

D'où :

$$P_c = 31333.716 \text{ KW}$$

III.3.3 Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{p_{GE}}(T_3, T_2)(T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad (III.31)$$

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

Cp_{ge} : Chaleur spécifiques des gaz d'échappements [J/kg.K].

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

η_{cc} : Rendement chambre de combustion.

$$\text{Avec : } CPGE = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (\text{III.32})$$

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

D'après le cycle de BRAYTON on remarque que :

$$P_3 = P_{2s} = P_{2r}$$

$$P_3 = 6.585 \text{ bar}$$

Calcul de la température T3 a la sortie de la chambre de combustion :

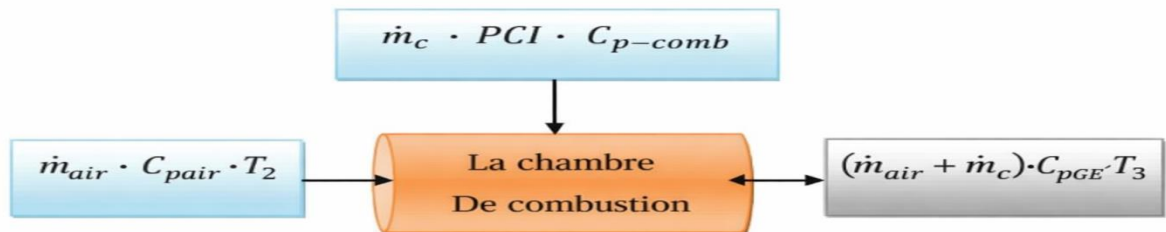


Figure III.4.Bilan énergétique de la chambre de combustion

La température T_3 de fin de combustion est déterminée par la formule suivante :

$$T_3 = T_2 + \frac{P_{ci}\mu_{cc}}{\sum Cp_{GE}V_{GE}} \quad (\text{III.33})$$

V_{GE} : Volume des gaz d'échappement.

Cp_{GE} : Capacité calorifique des composants des gaz d'échappement (CO2, H2O, N2, O2).

Détermination du coefficient d'excès d'air a:

$$\alpha = \frac{q_v}{q_c V_a^t} \quad (\text{III.34})$$

q_v : Débit volumique d'air nécessaire à la combustion.

q_c : Débit volumique du combustible.

V_a^t : Volume d'air théorique nécessaire à la combustion.

On a la composition chimique du gaz naturel utilisé comme carburant:

Tableau III.2 : Tableau Compositions et caractéristiques du gaz combustible

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse Molaire (Kg/Kmole)	Fraction molaire(%)	PCI (Kcal/m ³)
Azote	N ₂	N ₂	28.013	0.0569	-
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	44.01	0.003	-
Méthane	C ₁	CH ₄	16.043	0.8264	8590
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	30.07	0.0850	15408
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	44.097	0.0196	22284
I-butane	I-C ₄	I-C ₄ H ₁₀	58.124	0.0028	29511
N-butane	N-C ₄	N-C ₄ H ₁₀	58.124	0.0041	29643
I-pentane	I-C ₅	I-C ₅ H ₁₂	72.151	0.0008	37917
N – pentane	N-C ₅	N-C ₅ H ₁₂	72.151	0.0008	38049
Hexane	N-C ₆	C ₆ H ₁₄	86.178	0.0005	46518
Heptane	N-C ₇	C ₇ H ₁₆	100	0.0001	57896
Total	-	-	-	100	-

Calcul du débit volumique d'air q_v , nécessaire à la combustion on utilise la formule suivante :

$$q_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho} \quad (\text{III.35})$$

$$\text{Tel que: } p(T (^{\circ}\text{C})) = p(T = 0^{\circ}\text{C}) \cdot \frac{273}{273+T} \quad (\text{III.36})$$

Calcul du débit volumique q_c du combustible :

$$q_v = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \quad (\text{III.37})$$

Tel que :

$$\rho_c = \frac{1}{V_m} \sum_{i=1}^{i=8} h_i M_i \quad (\text{III.38})$$

h_i : Concentration molaire de chaque composant constitue le gaz naturel.

M_i : Masse molaire de chaque composant du gaz naturel.

V_m : Volume molaire d'un gaz parfait.

ρ_c : Masse volumique du combustible.

Calcul du volume d'air théorique v_a^t nécessaire à la combustion :

$$V_a^t = \frac{1}{0.21} \sum_{i=1}^{i=8} (\beta_i h_i) \quad (\text{III.39})$$

β_i : Le coefficient stœchiométrique d'oxygène O₂ dans les réactions chimiques précédentes.

h_i : La concentration molaire de chaque composant dans le gaz naturel.

D'où : $V_a^t = 11.293 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ mélange}$

D'après l'équation (III.14) on détermine :

$$\alpha = 3.85$$

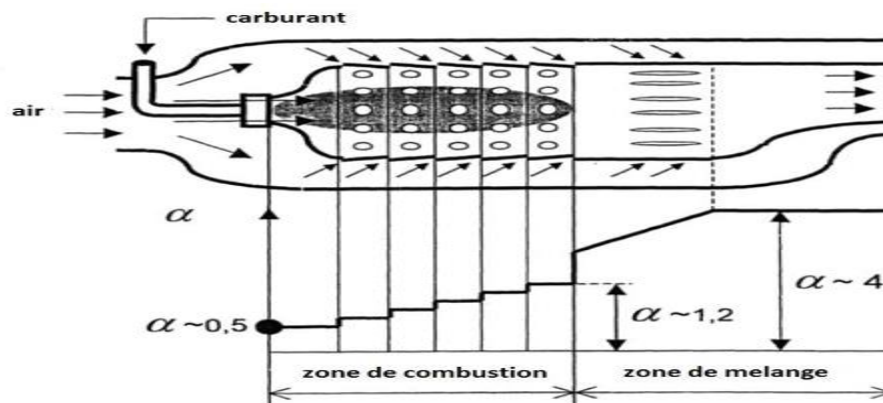
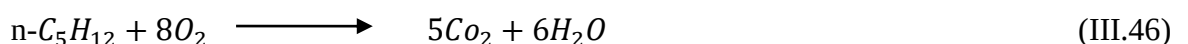
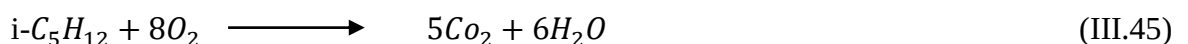
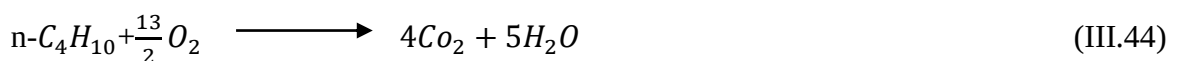
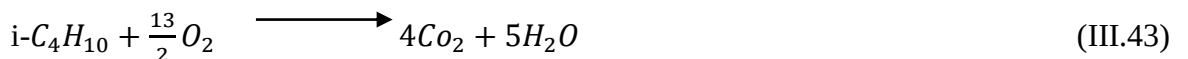
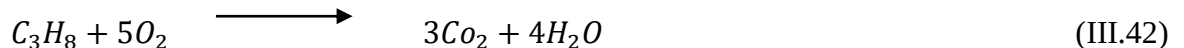
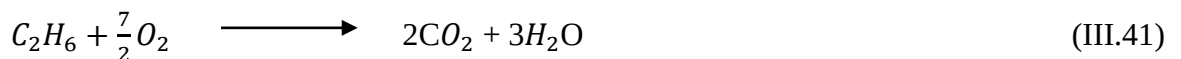
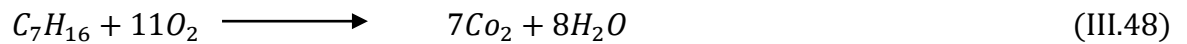
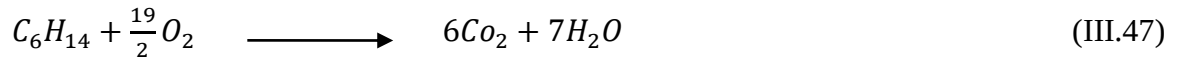


Figure III.5.variation d'excès d'air dans la chambre de combustion. [7]

Les réactions chimiques de combustion :





Calcul du volume des gaz d'échappements dégagé par m³ du combustible:

Volume du CO₂:

$$V(CO_2) = \sum_{i=1}^{i=8} \delta_i h_i \quad (III.49)$$

δ_i : le coefficient stœchiométrique du CO₂ dans les réactions chimiques précédentes.

Volume du H₂O :

$$V(H_2O) = \sum_{i=1}^{i=8} \delta_i h_i \quad (III.50)$$

δ_i : le coefficient stœchiométrique du H₂O dans les réactions chimiques précédentes.

Volume du N₂:

$$V_{n2} = 0.79V_a^r + V'_{n2} \quad (III.51)$$

V'_{n2} : Volume d'azote contenu dans le combustible.

V_a^r : Volume d'air réel nécessaire pour la combustion de 1 m³ du gaz naturel.

Pour calculer le volume d'azote N₂ nous allons calculer tout d'abord le volume d'air réel V_a^r nécessaire pour la combustion de 1 m³ du gaz naturel.

$$\text{On a: } V_a^r = \alpha V_a^t$$

Volume du O₂:

$$V_{O_2} = 0.21(V_a^r - V_a^t) \quad (III.52)$$

β_i : Le coefficient stœchiométrique de l'O₂ dans les réactions chimiques précédentes.

h_i : La concentration molaire de chaque composant dans le gaz naturel.

D'après le constructeur : $T_3 = 966^\circ\text{C} = 1239.15\text{ K}$

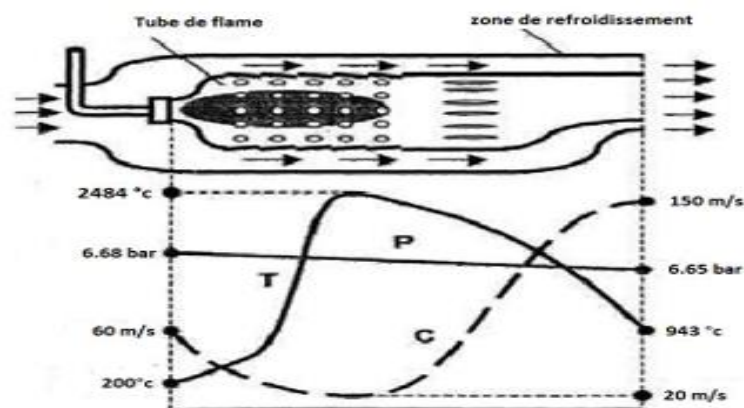


Figure III.6.variation des paramètres des produits de combustion dans la c.combustion. [9]

Capacité calorifique $Cp_{GE(T_3)}$ des gaz d'échappement :

$$C_{pGE(T_3)} = 1.1153 \text{ kJ/kg.K}$$

$$Gp_{GE(T_3, T_{2r})} = 1.0639 \text{ KJ/kg.K}$$

D'après l'équation (III.31):

$$Q_{cc} = 97808.48 \text{ KW}$$

III.3.4 Calculs des paramètres de la turbine :

Calcul de pression P_4 et P_{4s} de fin de détente isentropique et réelle :

Dans le cycle de BRAYTON on remarque que P_{4s} et P_4 , sont situées sur la ligne de pression (isobare), ce qui montre que $P_4 = P_{4s} = 1.013 \text{ bar}$

$$P_4 = P_1 = 1.013 \text{ bar.}$$

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

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

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.53})$$

On a: $\gamma = 1.35$

Alors $T_{4s} = 762.711 \text{ K}$

$$\eta_{\text{det}} = \frac{(T_3 - T_{4s})}{(T_3 - T_{4r})} \longrightarrow T_{4r} = T_3 - [\eta_{\text{det}}(T_3 - T_{4s})] \quad (\text{III.54})$$

Avec la valeur de T_{4r} , on cherche la valeur de $Cp_{T_{4r}}$ on utilisons l'équation (III.11):

$$T_{4r} = 810.355 \text{ K}$$

$$Cp_{T_{4r}} = 1.0410 \text{ KJ/kg.K}$$

$$Cp_{GE(T_{4r}, T_3)} = 1.1072 \text{ KJ/kg.K}$$

Calcul de travail massique de la turbine :

$$W_T = Cp_{GE(T_3, T_{4r})}(T_3 - T_{4r}) \quad (\text{III.55})$$

$$W_T = 514.554 \text{ KJ/Kg}$$

Puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c) Cp_{GE(T_3, T_{4r})}(T_3 - T_{4r}) \quad (\text{III.56})$$

$$P_T = 57849.728 \text{ KW}$$

III.4 Rendement global de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{P_u}{Q_{cc}} = \frac{P_t - P_c}{P_{cc}} \quad (\text{III.57})$$

$$\eta_g = 27.11\%$$

III.5 Conculsion

Dans ce chapitre, une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée, en analysant les différentes étapes du cycle thermique ainsi que les principaux paramètres influençant les performances de la turbine.

Cette étude a mis en évidence l'importance de la compréhension des transformations thermiques au sein de la turbine afin d'évaluer et d'améliorer son efficacité. Les résultats obtenus permettent également de donner une vision claire du rendement de la turbine dans différentes conditions de fonctionnement.

Chapitre IV :

*La simulation à l'aide de
logiciel Aspen HYSYS*

IV.1 Introduction sur le programme Aspen HYSYS :

Aspen HYSYS est l'un des logiciels d'ingénierie les plus importants spécialisés dans la modélisation et la simulation des procédés chimiques et industriels, notamment dans les domaines du pétrole, du gaz, de la pétrochimie et de l'énergie. Développé par la société Aspen Tech, il vise à permettre aux ingénieurs de concevoir et d'analyser les procédés industriels de manière précise et efficace.

Le programme offre un environnement intégré pour simuler le flux de matière et d'énergie à travers différentes unités de procédé, telles que les échangeurs de chaleur, les colonnes de distillation et les réacteurs chimiques, contribuant ainsi à l'amélioration des performances des usines et à la réduction des coûts d'exploitation. Aspen HYSYS se distingue par son interface interactive et sa facilité d'utilisation par rapport aux autres logiciels de simulation, en plus de contenir une vaste bibliothèque d'équations thermodynamiques et de modèles prêts à l'emploi.

Grâce à ses puissantes capacités d'analyse statique et dynamique, le logiciel est largement utilisé pour la conception des procédés, l'optimisation des performances opérationnelles et l'évaluation de la faisabilité des projets industriels. Il constitue également un outil pédagogique précieux pour les étudiants et les chercheurs en génie chimique et en génie des procédés, en facilitant la liaison entre les concepts théoriques et les applications pratiques réelles.

IV.2 Utilisation de programme hysys :

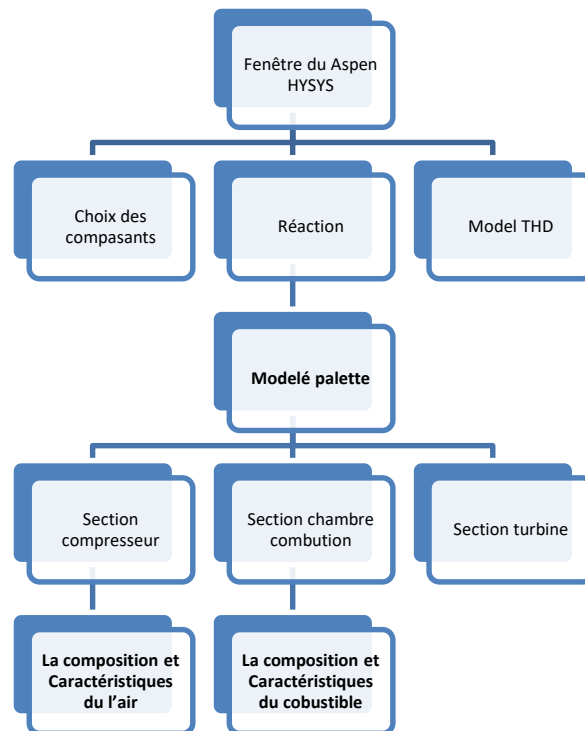


Figure IV.1. Structure générale du HYSYS.

Démarrer une nouvelle simulation sous Aspen HYSYS :

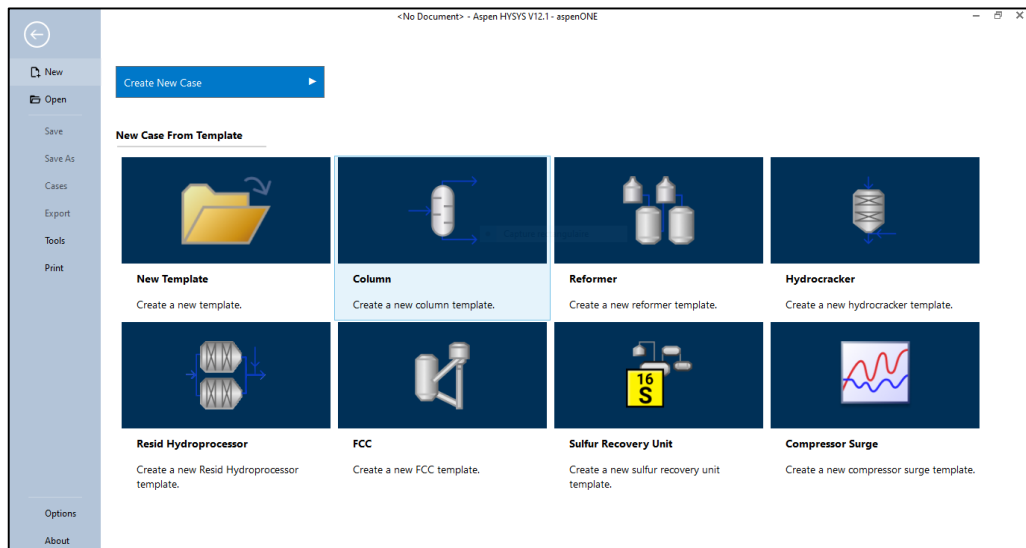


Figure IV.2.Fenêtre du Aspen HYSYS

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

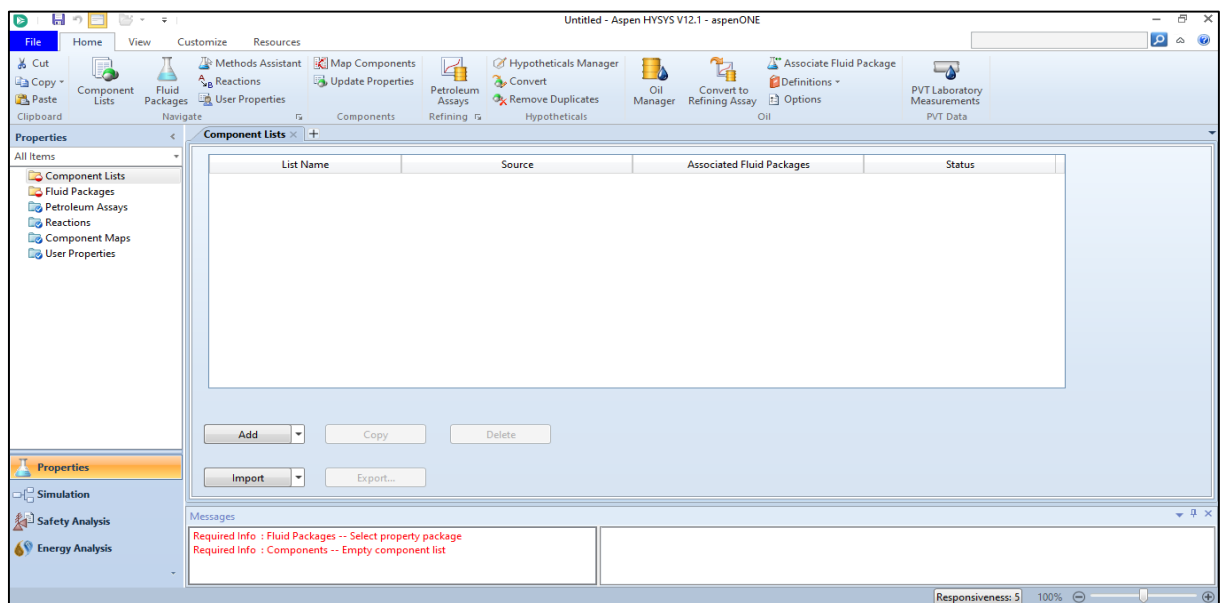


Figure IV.3.Fenêtre du Aspen HYSYS V12.1 dans new case

IV.2.1 Choix de la liste de composantes

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

Dans notre cas il faut définir les composants chimiques de l'air et de gaz naturel suivants :

Méthane, Oxygène, Nitrogène, H₂O, CO et CO₂

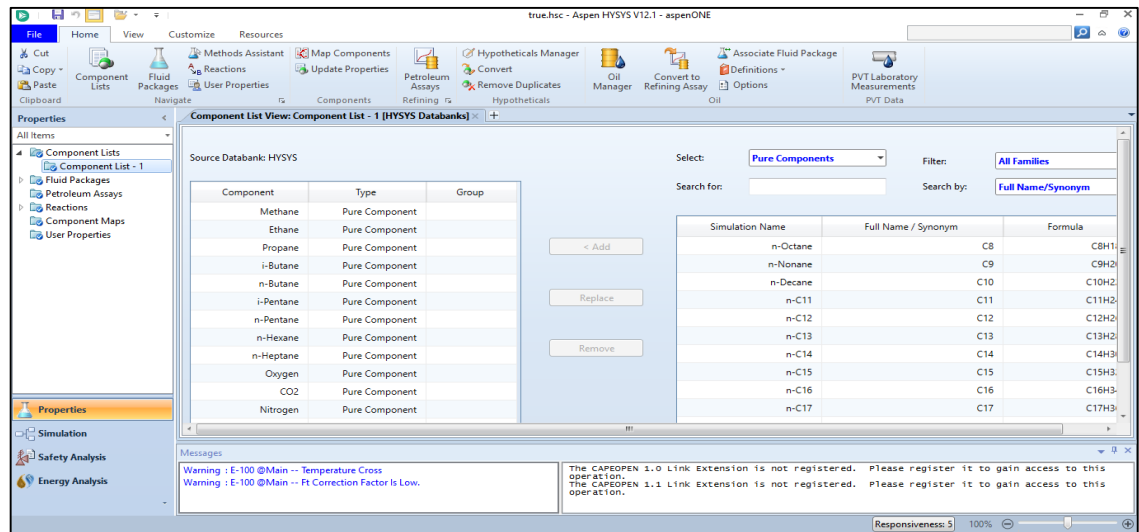


Figure IV.4. Les composants de différentes entrées de la centrale

IV.2.2. Sélection d'un modèle thermodynamique :

Choix du modèle d'équation d'état dans la liste de « Fluid packages », l'étude des propriétés des gaz réels ou des mélanges les plus complexes, il existe des équations d'état qui relie les paramètres d'équilibre du système. Cliquer sur le bouton "Add" pour spécifier un fluide package, Cela vous amènera à une liste de toutes les différentes équations d'états utilisées par ASPEN HYSYS. dans notre étude ont Sélectionné le Peng Robinson (PR) Comme modèle Thermodynamique, qui est recommandé pour un mélange d'hydrocarbures. Cela permet de calculer toutes les propriétés thermos-physiques des fluides de travail.

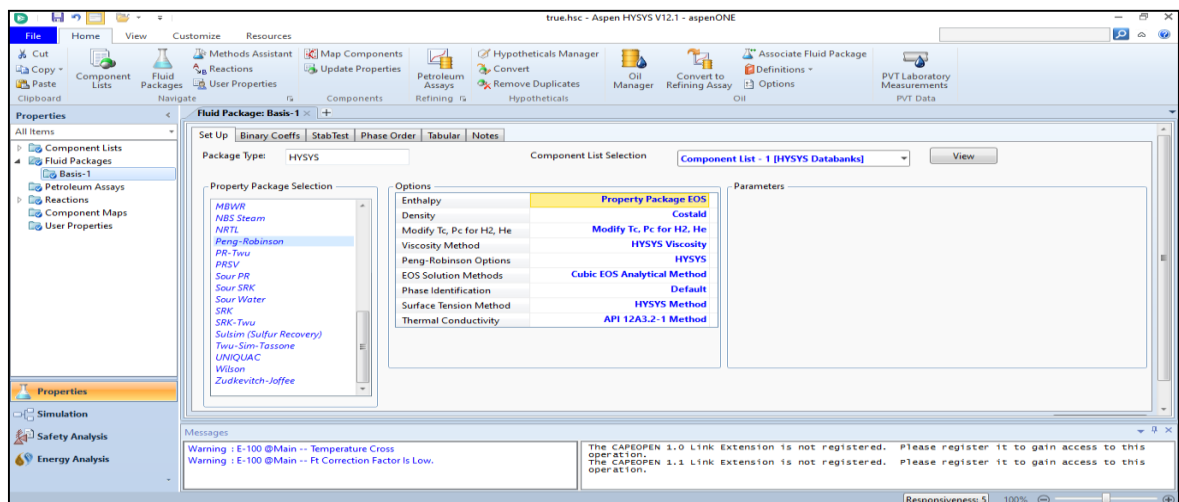


Figure IV.5. Liste de fluides packages

IV.2.3. Réaction :

Accéder à l'onglet des réactions,

Sélectionner "Add reaction",

Définir les réactifs et les produits avec leurs coefficients stœchiométriques,

Sans oublier de s'assurer que la réaction soit complète (Co = 100%)

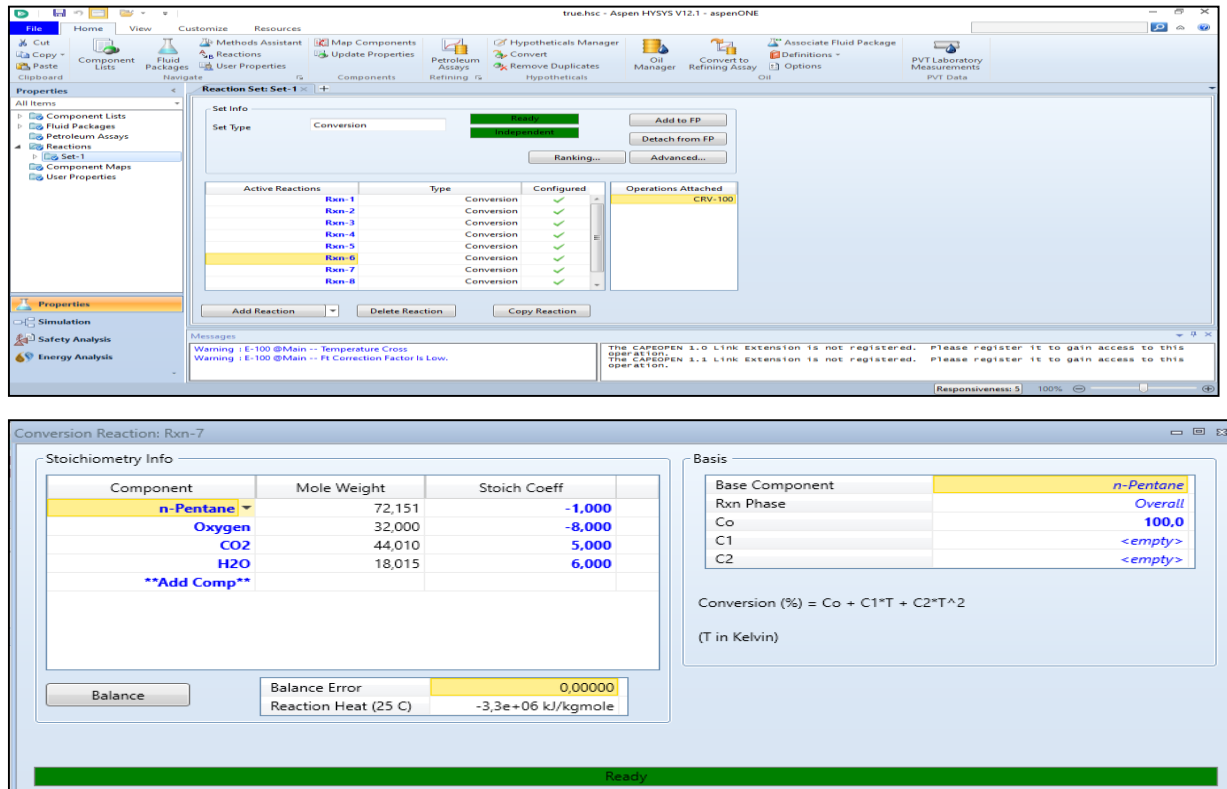


Figure IV.6. Les réaction chimique des réactif

IV.2.4. Model palette :

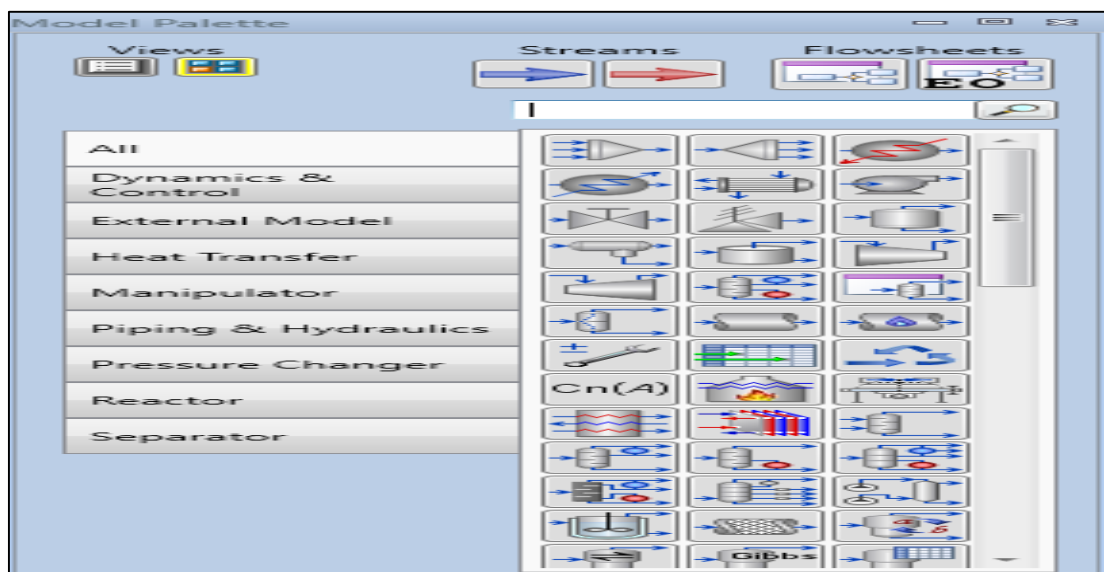


Figure IV.7. model palette

IV.2.5. Compresseur :

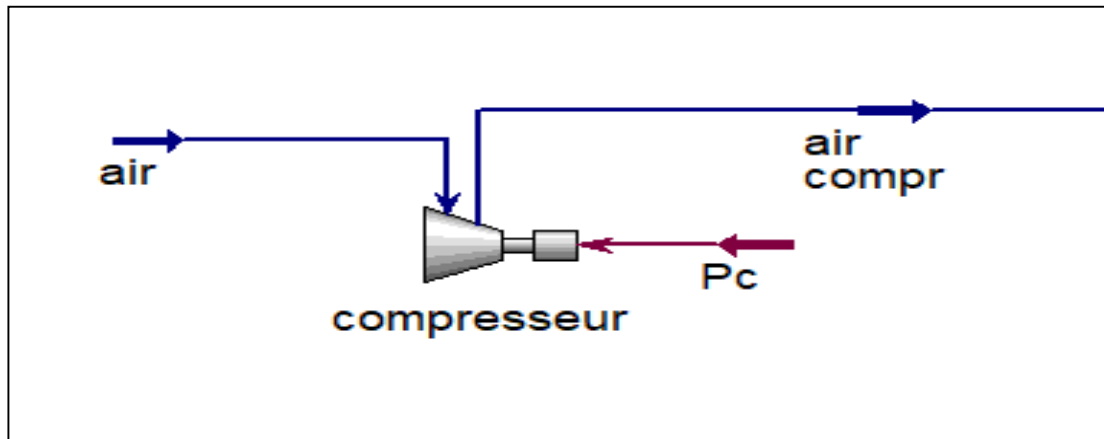


Figure IV.8.Installation de compresseur

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

- L'entrée : Air
- La sortie : Air comprimé
- L'énergie : Pc (puissance du compresseur)

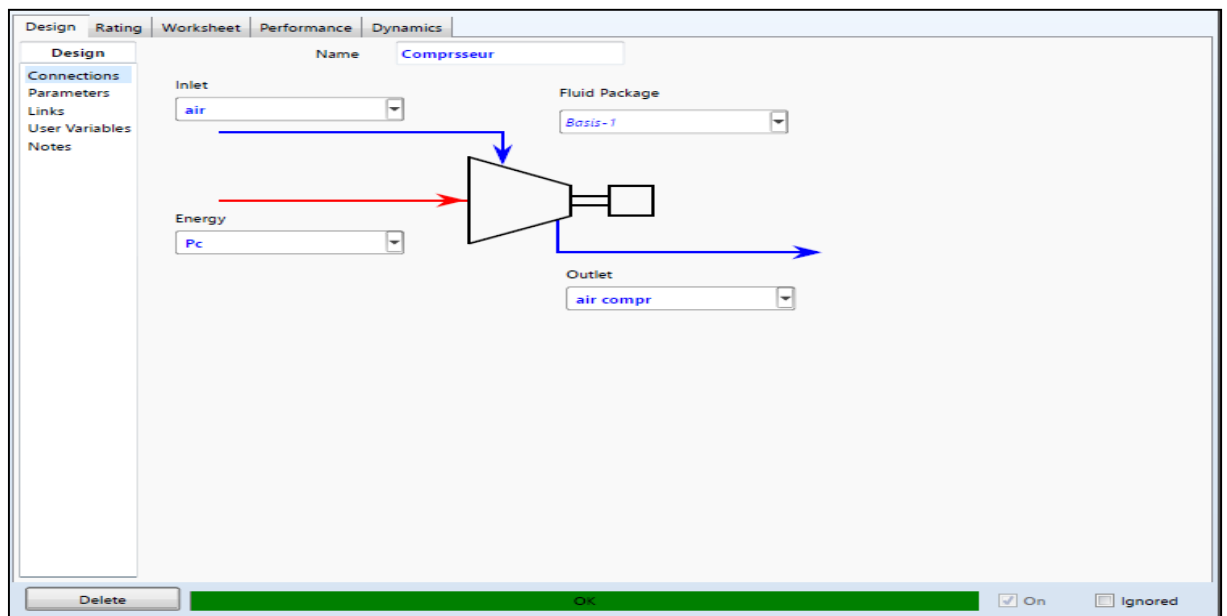


Figure IV.9.Installation de compresseur bien détaillé

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

- Rendement isentropique (adiabatique) : $\eta_{is} = 88\%$
- Le rapport de pression : $\varepsilon = 6.5$

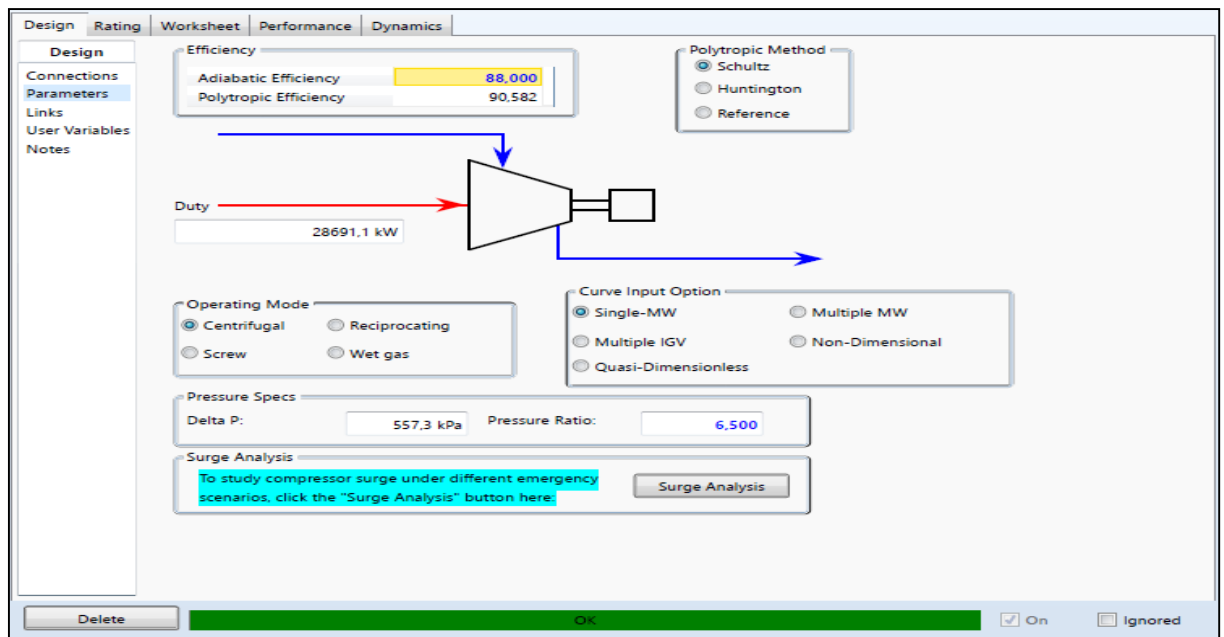


Figure IV.10.paramètres de compresseur

IV.2.6. La composition de l'air :

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

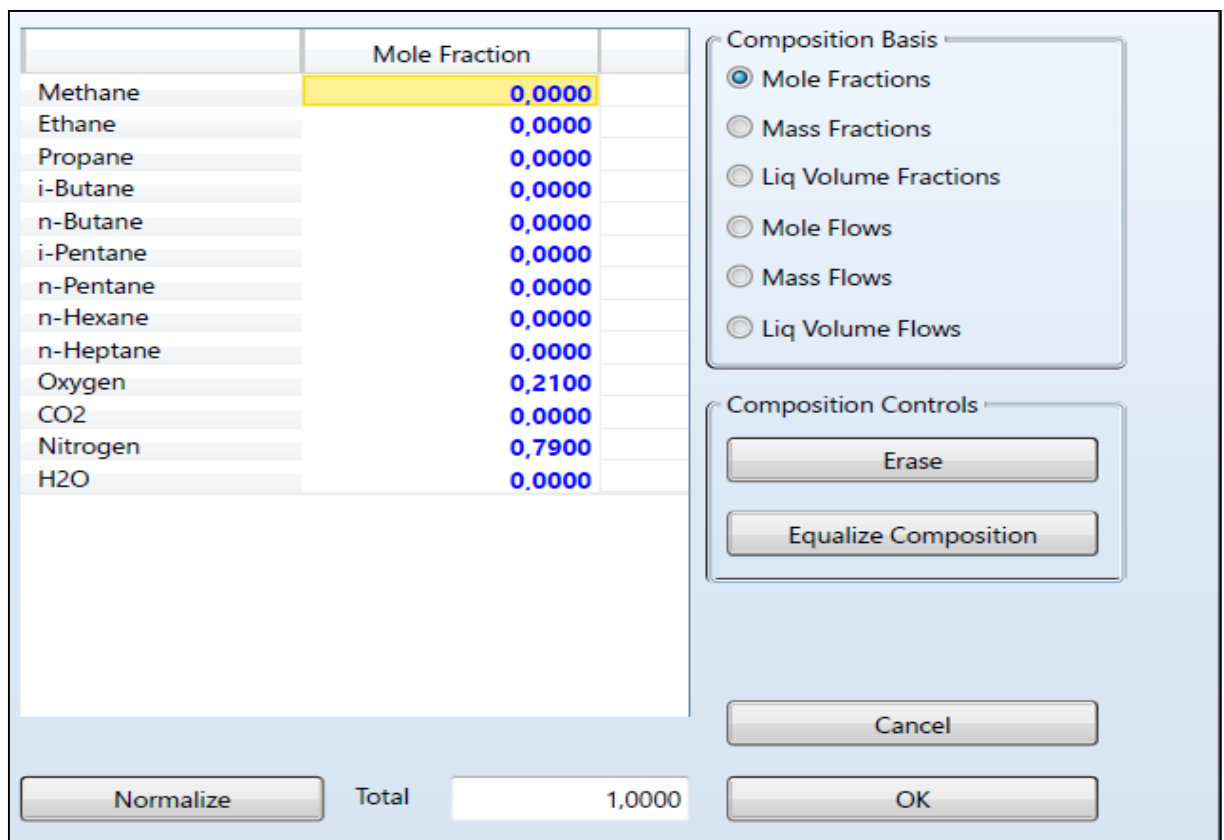


Figure IV.11.Fenêtre de composition du l'air

IV.2.7. Caractéristiques du l'air :

Worksheet	Stream Name	air	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Properties	Temperature [C]	15,00	15,00
Composition	Pressure [kPa]	101,3	101,3
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	1,538e+004	1,538e+004
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	4,436e+005	4,436e+005
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	512,8	512,8
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-299,9	-299,9
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	150,7	150,7
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-4,611e+006	-4,611e+006
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	3,633e+005	3,633e+005
Emissions	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

Figure IV.12.Caractéristiques du l'air

IV.2.8. Le combustible :

Worksheet	Stream Name	Fuel	Vapour Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Properties	Temperature [C]	15,00	15,00
Composition	Pressure [kPa]	1000	1000
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	379,5	379,5
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	7200	7200
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	21,35	21,35
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7,416e+004	-7,416e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	166,4	166,4
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-2,814e+007	-2,814e+007
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	8945	8945
Emissions	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

Figure IV.13.Caractéristique de fuel

IV.2.9. Chambre de combustion :

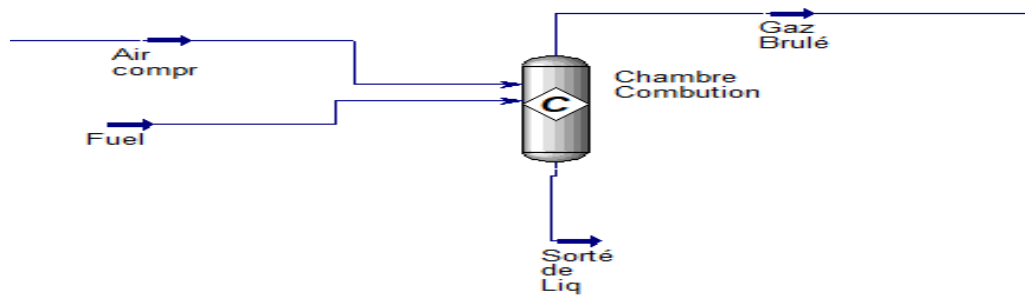


Figure IV.14. Chambre de combustion

Définir à l'entrée l'air comprimé et le combustible, la sortie des gazes brûlé et la sortie de liquide.

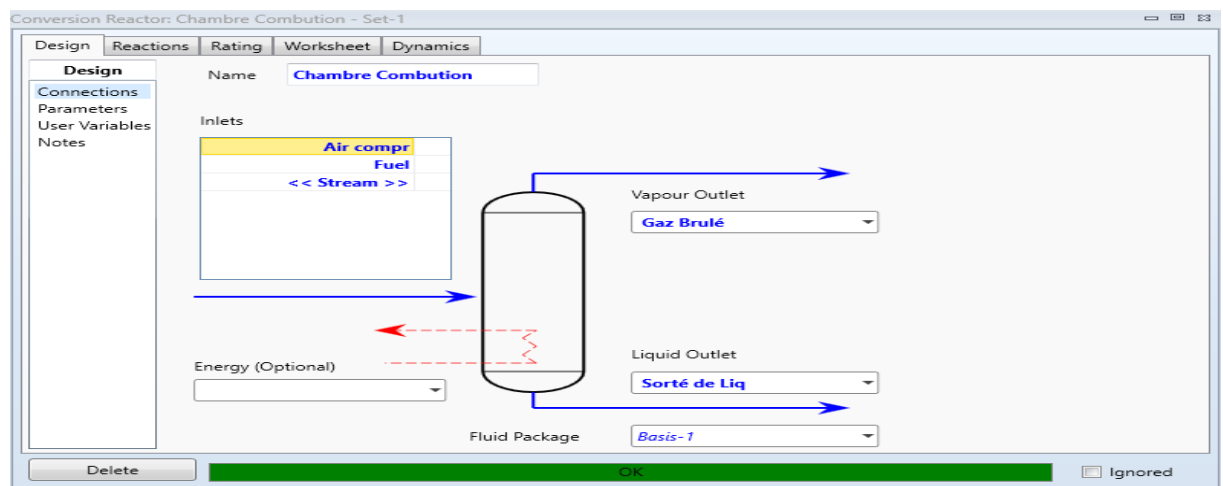


Figure IV.15. Présentation de la chambre de combustion

IV.2.10. Turbine :

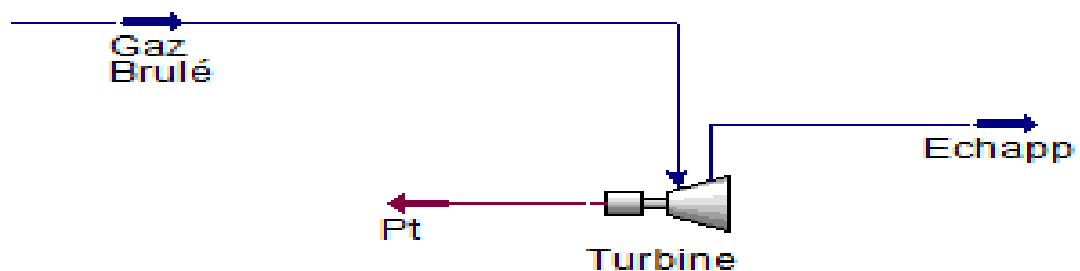


Figure IV.16. Présentation de la turbine

L'entrée : c'est la sortie de la chambre de combustion

-La sortie : gaz d'échappement

-L'énergie : Pt (puissance de la turbine)

IV.2.11. Le cycle de turbine à gaz :

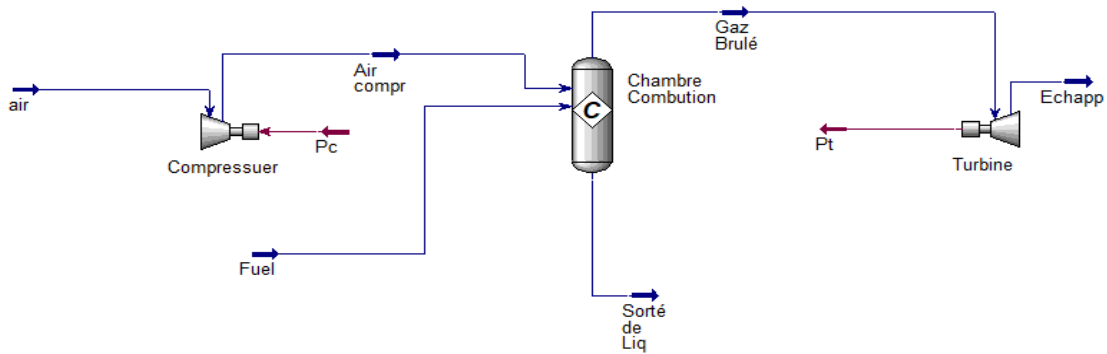


Figure IV.17.Représenté le schéma de turbine à gaz

IV.3. Résultats

Le tableau (IV.1) présente les résultats obtenus par le calcul manuel et le logiciel Aspen HYSYS, ainsi que leur comparaison avec les valeurs du constructeur, où l'on constate que les résultats sont très proches les uns des autres.

Tableau IV.1.Résultats et interprétation

	Puissance utile	Rendement global	La consommation spécifique
Par calcule manuel	26516.012 KW	27.11	0.2715 kg/KWh
Par logiciel HYSYS	26760 KW	28.28	0.2691 kg/KWh
Constructeur	28337 KW	28.8%	0.2541 kg/KWh

IV.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons réalisé la simulation de la turbine à gaz à l'aide du logiciel Aspen HYSYS afin d'évaluer ses performances thermodynamiques et de comparer les résultats obtenus avec ceux des calculs manuels ainsi qu'avec les données du constructeur.

Les résultats obtenus montrent une grande proximité entre les différentes valeurs de rendement calculées, ce qui confirme la fiabilité et la précision du logiciel dans la simulation des systèmes

thermiques industriels. Cette concordance permet de valider les calculs effectués manuellement et démontre l'efficacité du logiciel dans l'analyse et l'étude des turbines à gaz.

Ainsi, Aspen HYSYS constitue un outil performant et fiable pour la modélisation, la simulation et l'optimisation des installations énergétiques industrielles

Chapitre V : Calcul des performances
*énergétiques de la turbine à gaz MS-
5002C avec injection de la vapeur
d'eau*

V.1- Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons reprendre les calculs des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C, mais cette fois-ci avec injection de la vapeur d'eau (Fig V.1), qui constitue l'objectif principal de cette étude.

Cette technique vise à améliorer les performances globales de la turbine, notamment en augmentant la puissance utile et en réduisant les émissions polluantes, en particulier les oxydes d'azote (NO_x).

Afin de produire la vapeur nécessaire à ce procédé, un système d'échange thermique est indispensable. Dans ce contexte, le type d'échangeur le plus couramment utilisé est l'échangeur de chaleur à tubes et calandre (Shell and Tube). Ce dispositif joue un rôle essentiel dans la récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement de la turbine, permettant ainsi de générer de la vapeur sans apport énergétique externe important.

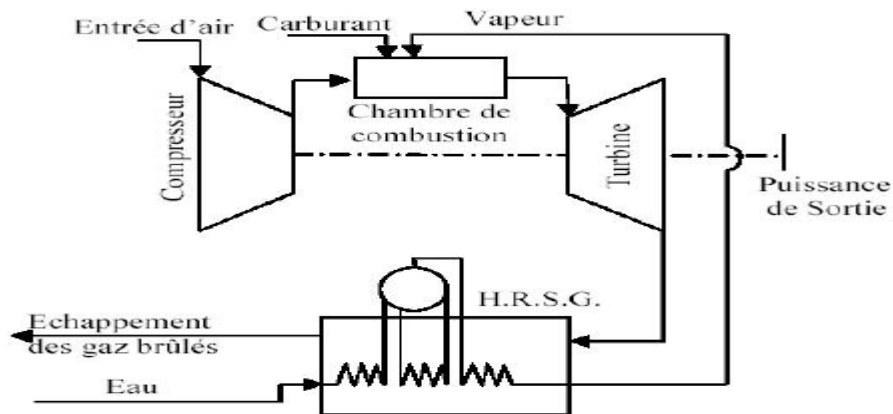


Figure V.1. Schéma Injection de vapeur d'eau [17]

L'échangeur Shell and Tube (Fig V.2) est constitué principalement de deux parties :

Une calandre (shell) : enveloppe cylindrique contenant un fluide (souvent les gaz chauds d'échappement).

Un faisceau de tubes (tube bundle) : à l'intérieur desquels circule un second fluide (l'eau à transformer en vapeur).

Le principe de fonctionnement repose sur un transfert de chaleur entre les deux fluides sans mélange direct :

Les gaz d'échappement chauds circulent dans la calandre.

L'eau circule à l'intérieur des tubes.

La chaleur est transférée à travers les parois des tubes, ce qui provoque l'évaporation de l'eau et la production de vapeur.

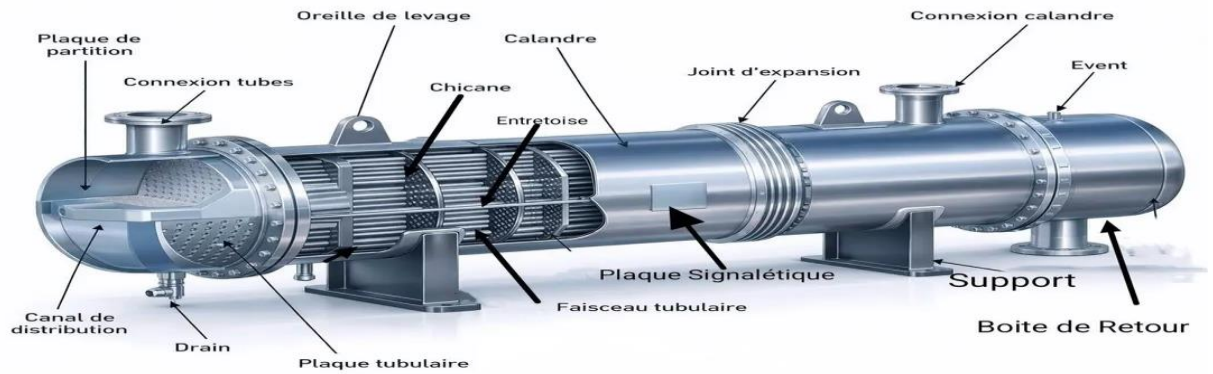


Figure V.2. Schéma d'un échangeur faisceau calandre [19]

V.2- Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :

Nous supposons durant tout le processus de l'injection de la vapeur d'eau qu'il n'y a pas de variation de la pression due à l'injection de la vapeur.

V.2.1- Calcul des paramètres du compresseur :

Les paramètres de la compression restent les mêmes car l'injection de la vapeur d'eau n'affecte pas sur les paramètres du fonctionnement du compresseur.

V.2.2- Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

La pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion est la même que celle sans injection de la vapeur d'eau. D'où : $P_3 = 6.68 \text{ bar}$

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

Le nouveau bilan énergétique de la chambre de combustion

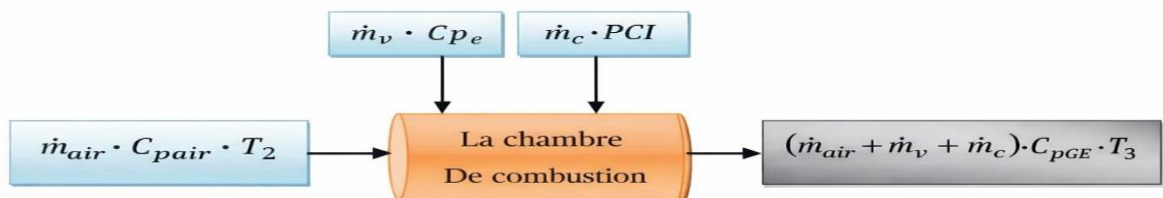


Figure V.3. Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.

La température T_3 de fin de combustion est déterminée par la formule suivante :

$$T_3 = T_{2_2} + \frac{P_{ci} n_{cc}}{\sum C_{pGE} V_{GE} + C_{pve} V_{ve}} \quad (V.1)$$

C_{pve} : Capacité calorifique volumique de la vapeur d'eau injecté (H_2O)

$$C_{pve} = 1.78 \text{ kJ/m}^3.K$$

V_{ve} : Volume de la vapeur d'eau a injecté (H_2O)

• **Calcul de débit de la vapeur d'eau à injecté $\dot{m}_v$:**

Pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz la limite maximale de la quantité de vapeur a injecté est de 6 kg / kg de carburant [12], ce qui revient à déduire que $\frac{\dot{m}_c}{p_p} = 16.66\%$ au maximum, c'est-à-dire que la quantité maximale qu'on peut injecter est de **6** fois la quantité du combustible.

• **Calcule du volume de la vapeur V_{vc} a injecté pour 1 m³ du combustible :**

On calcule tout d'abord le volume du combustible V_c et de vapeur V_{ve} occupé par 1 kg de chacun de ces derniers.

Volume V_c occupé par 1 kg de combustible :

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_c} \quad (V.2)$$

m_c : Masse du combustible

ρ_c : Masse volumique du combustible.

Volume V_v occupé par 1 kg de la vapeur d'eau :

La masse volumique de la vapeur d'eau :

$$\rho_v = \frac{M_{ve}}{V_m} \quad (V.3)$$

M_{ve} : Masse molaire de la vapeur d'eau est de 18 g/mol.

V_m : Volume molaire de la vapeur d'eau est de 22.4 l/mol.

Donc : $\rho_v = 0.8035 \text{ kg/m}^3$

$$V_{ve} = 1.244 \text{ m}^3$$

Alors le volume de la vapeur V_{ve} à injecter pour 1 kg du combustible est :

$$V_{vc} = \frac{V_{ve}}{V_c} = 1.155 \text{ m}^3_{\text{vapeur}}/\text{m}^3_{\text{comb}}$$

Les calculs qui suit seront fait avec une limite maximale de la quantité de vapeur a injecté (6 fois la quantité du combustible) c.-à-dire 6 kg pour 1 kg du combustible (6 kg/kg).

- **Calcul de la capacité calorifique $C_{p_{GE(T3)}}$ des gaz d'échappement :**

$$C_{p_{GE}} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (V.4)$$

- **Calcul de la capacité calorifique moyenne :**

$$C_{p_{air}}(t_{33}, t_{22}) = \frac{C_{p_{air0}} t_3 - C_{p_{GE0}} t_2}{t_3 - t_2} \quad (V.5)$$

Calcul de la Puissance de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_c) C_{p_{GE(T3,T2)}} (T_{33} - T_{22})}{\eta_{cc_{cc}}} \quad [KW] \quad (V.6)$$

V.2.3 Calculs des paramètres de la turbine :

Calcul de la pression P_4 a la sortie de la turbine :

$$P_4 = P_1 = 1.013 \text{ bar}$$

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

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

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (V.7)$$

Calcul de la température de fin de la détente réel T_{4r} :

$$\eta_{d-T} = \frac{(T_3 - T_{4s})}{(T_3 - T_{4r})} \quad (V.8)$$

Calcul de la capacité calorifique $C_{p(T4r)}$:

$C_{p(T4r)}$: D'après l'équation (IV.4)

$C_{p_{GE(T3,T4)}}$: D'après l'équation (IV.5)

Calcul de travail massique de la turbine :

$$W_T = C_{p_{GE(T3,T4)}} (T_{33} - T_{4r_{4r}}) \quad (V.9)$$

Puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_v + \dot{m}_c) C_{p_{GE(T3,T4)}} (T_{33} - T_{4r_{4r}}) \quad (V.10)$$

V.2.4 Rendement global :

$$\eta_g = \frac{P_U}{Q_{cc}} = \frac{P_T - P_c}{Q_{cc}} \quad (V.11)$$

V.3 Résultats des calculs issus de la simulation sous HYSYS avec injection de vapeur d'eau :

Nous avons étudié deux cas :

Le premier cas consiste à maintenir les débits massiques de l'air et du combustible fournis par le constructeur, tout en injectant de la vapeur d'eau considérée comme une source d'énergie supplémentaire et auxiliaire.

Le deuxième cas consiste à réduire le débit massique de carburant, en le remplaçant partiellement par de la vapeur d'eau.

Les deux cas seront distingués comme suit :

Premier cas : Injection de vapeur avec débits d'air et de combustible constants

Deuxième cas : Injection de vapeur avec réduction du débit de combustible

V.3.1 Injection de vapeur avec débits d'air et de combustible constants :

Dans cette section, des courbes illustreront l'effet de l'injection de vapeur à différentes températures sur les performances de la turbine, avec des débits d'air et combustible constant.

Analyse de l'évolution du rendement (η) en fonction du débit de vapeur :

Le tableau (V.1) présente l'évolution du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée pour différentes températures de vapeur (250°C, 300°C et 350°C).

Tableau V. 1 l'évolution du rendement (η) en fonction du débit de vapeur

Débit de vapeur Injecté (kg/h)	7200	14400	21600	28800	43200	Température de vapeur
Rendement Global (%)	28.89	29.50	30.11	30.72	31.99	250°C
	28.87	29.48	30.10	30.71	31.95	300°C
	28.88	29.49	30.10	30.71	31.93	350°C

On remarque que le rendement global augmente progressivement avec l'augmentation du débit de vapeur injectée. En effet, pour les trois températures étudiées, le rendement passe d'environ 28,88 % à près de 31,99 % lorsque le débit de vapeur augmente de 7200 kg/h à 43200 kg/h. Cette évolution montre l'existence d'une relation directe entre le débit de vapeur injectée et l'amélioration du rendement du système.

Le tableau montre également que les valeurs obtenues pour les températures de 250°C, 300°C et 350°C sont très proches les unes des autres, avec des écarts faibles entre les rendements. Cela

indique que l'influence de la température de la vapeur sur le rendement global reste limitée dans les conditions de cette étude, contrairement au débit de vapeur qui exerce un effet plus significatif. Cette amélioration du rendement peut s'expliquer par le fait que l'injection de vapeur favorise une meilleure récupération d'énergie et améliore les échanges thermiques dans la turbine à gaz, ce qui permet une utilisation plus efficace de l'énergie des gaz de combustion. On observe également une augmentation maximale du rendement d'environ 3,10 % entre la valeur minimale et la valeur maximale du débit de vapeur injectée, ce qui confirme l'effet positif de l'injection de vapeur sur les performances globales du système.

Par conséquent, on peut conclure que le débit de vapeur injectée constitue le paramètre principal influençant le rendement global, tandis que la température de la vapeur possède un impact secondaire et relativement faible dans les conditions étudiées.

Analyse de l'évolution de la puissance utile en fonction du débit de vapeur :

On observe dans la figure(V.4) que la puissance utile augmente de manière continue avec l'augmentation du débit de vapeur. La relation entre ces deux paramètres est globalement linéaire croissante.

2. Influence du débit de vapeur

- L'augmentation du débit de vapeur entraîne :

Une augmentation de la masse totale des gaz circulant dans la turbine, une intensification du travail mécanique produit.

Ainsi, une quantité plus importante d'énergie est convertie en travail utile, ce qui se traduit par une augmentation directe de la puissance utile.

3. Effet de la température de la vapeur :

- Classement global

Les résultats montrent que la puissance utile suit l'ordre suivant :

$$350^{\circ}\text{C} > 300^{\circ}\text{C} > 250^{\circ}\text{C}$$

Ainsi, une température de vapeur plus élevée conduit systématiquement à une puissance plus importante.

- Interprétation

La vapeur à température de 350°C possède une énergie thermique plus élevée, ce qui :

Améliore le processus de détente dans la turbine, favorise une conversion énergétique plus efficace, permet d'atteindre une puissance maximale.

En revanche, à 250°C, l'énergie thermique disponible est plus faible, ce qui limite la production de puissance.

4. Écart entre les courbes On constate que :

L'écart entre les différentes températures est faible aux faibles débits, puis augmente progressivement avec le débit de vapeur.

Cela indique que l'influence de la température devient de plus en plus significative lorsque le débit de vapeur augmente.

5. Comportement global du système :

Contrairement au rendement, la puissance utile ne présente pas de phénomène de saturation dans la plage étudiée. Elle continue d'augmenter avec le débit de vapeur, ce qui traduit la capacité du système à convertir efficacement l'énergie supplémentaire fournie.

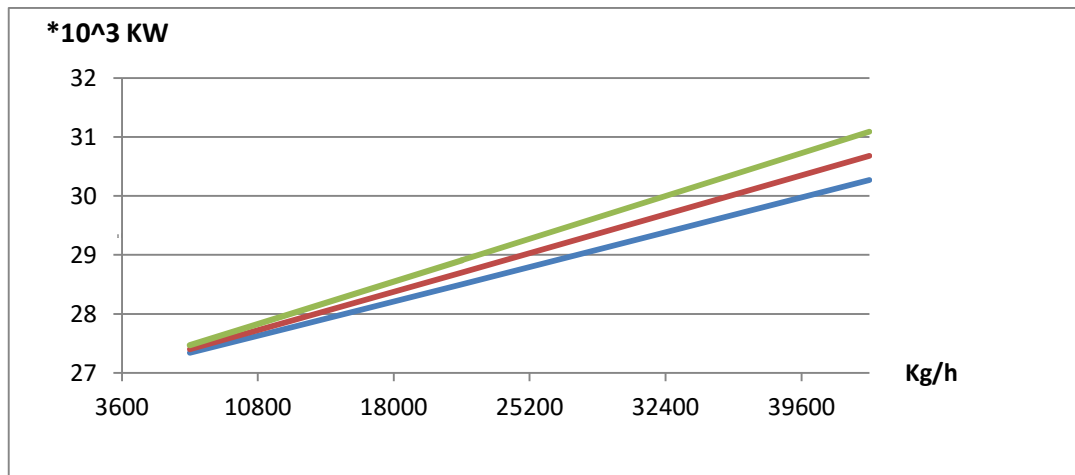


Figure V.4. Variation de la puissance utile en fonction du débit de vapeur

Figure (V.5) présentée illustre la variation de la température maximale dans la chambre de combustion ($T_{\max}$) en fonction du rendement global (η), pour trois valeurs différentes de la température de la vapeur injectée (250°C , 300°C et 350°C).

On observe que la température maximale diminue progressivement avec l'augmentation du rendement, et ce pour tous les cas étudiés. Ce comportement s'explique par l'augmentation du débit de vapeur injectée dans la chambre de combustion, ce qui entraîne :

Une augmentation de la masse totale du mélange gazeux, une absorption d'une partie de l'énergie thermique en raison de la capacité calorifique élevée de la vapeur, une dilution du mélange réactionnel.

Ces effets conduisent à une réduction de la température de flamme, et par conséquent à une diminution de $T_{\max}$.

- Effet de la température de la vapeur :

La courbe montre également que l'influence de la température de la vapeur injectée dépend du domaine de fonctionnement.

Pour des valeurs faibles du rendement, on observe des écarts significatifs entre les différentes courbes. La température maximale est plus élevée lorsque la vapeur injectée est plus chaude (300°C et 350°C), en raison d'un effet de refroidissement moins prononcé.

En revanche, pour des valeurs élevées du rendement, les courbes tendent à se rapprocher, ce qui indique que l'effet du débit de vapeur devient prédominant par rapport à celui de sa température.

- Interprétation physique

Ce comportement peut être interprété comme le résultat de la combinaison de deux effets principaux :

-Effet thermique : Lié à la température de la vapeur, dominant à faible débit.

-Effet massique : Lié à la quantité de vapeur injectée, dominant à fort débit.

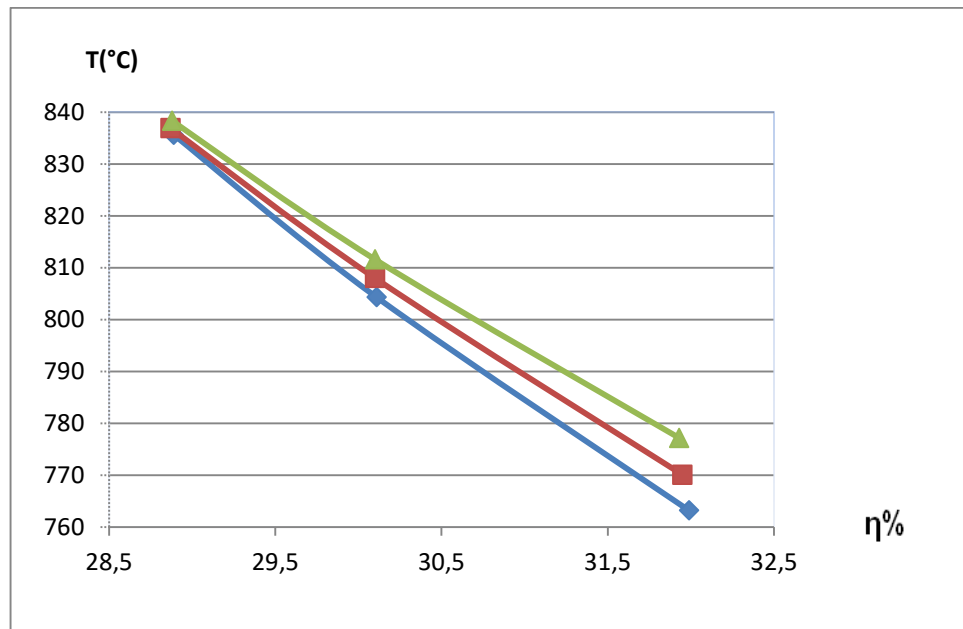


Figure V.5. Variation de T-max en fonction de rendement global

V.3.2 Injection de vapeur avec réduction du débit de combustible :

La figure V.6 montre que la variation du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée ($\dot{m}_v$) et du débit de combustible ($\dot{m}_{comb}$), où, dans chaque cas, le débit de vapeur est augmenté simultanément avec une diminution progressive du débit de combustible. On observe que le rendement global augmente progressivement avec l'augmentation du débit de vapeur injectée, tandis qu'il diminue avec l'augmentation du débit de combustible. Les valeurs varient approximativement entre 28,8 % et 32 %. Une amélioration globale du rendement d'environ 3,2 % a été enregistrée entre le premier et le dernier cas. Les courbes présentent une évolution

quasi linéaire, et la proximité des points indique que la variation du rendement est régulière et progressive.

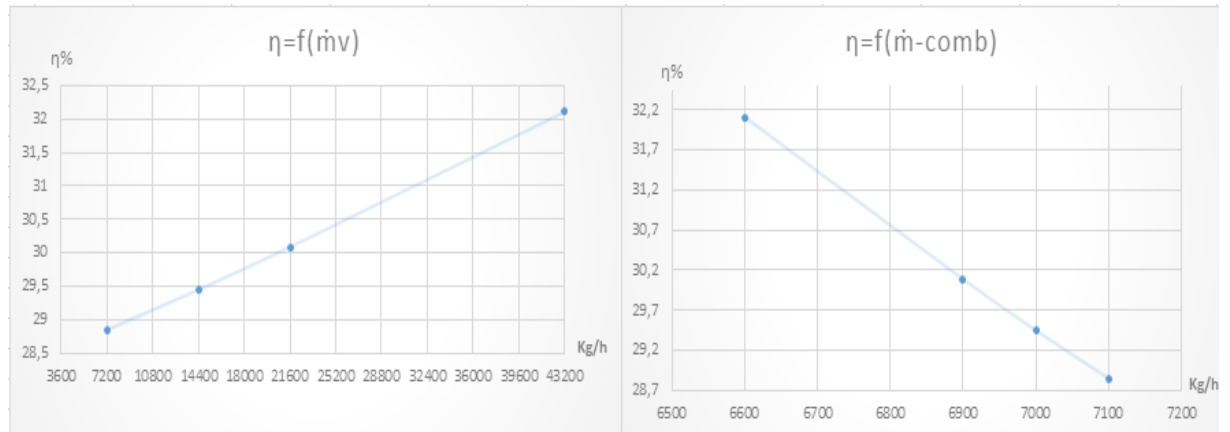


Figure V.6. Variation du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée et du débit de combustible

La figure (V.7) montre la variation du débit de combustible ($\dot{m}_{comb}$) en fonction de la puissance utile (P_u) dans le cas de l'injection de vapeur avec une réduction progressive du débit de combustible. On observe que la puissance utile augmente progressivement avec la diminution du débit de combustible. La relation entre les deux variables est décroissante et quasi linéaire. Le débit de combustible diminue d'environ 8,33% (7200 (kg/h) à 6600 (kg/h)) avec l'augmentation de la puissance. La puissance utile varie approximativement entre 27000 KW et 28200 KW. La valeur maximale de la puissance utile est atteinte pour le débit de combustible le plus faible. Cette valeur maximale est en accord avec la valeur de référence fournie par le constructeur 28337 KW. La proximité des points indique que la variation de la puissance et du débit de combustible est régulière et progressive.

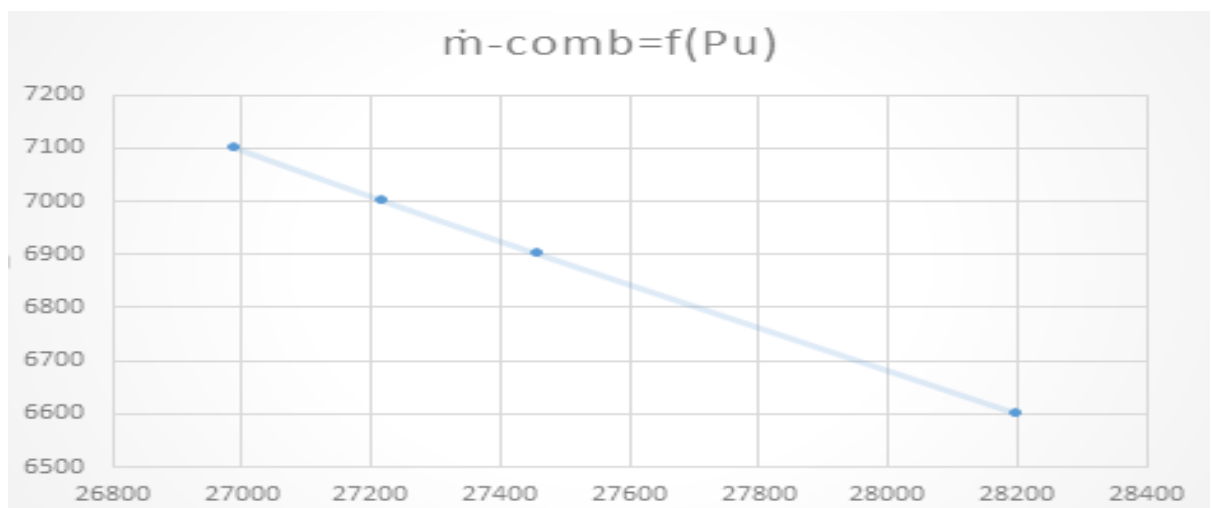


Figure V.7. Variation du débit de combustible en fonction de la puissance utile

V.4 Comparaison des résultats :

Comme mentionné précédemment, l'étude est réalisée avec une vapeur à une température de 300°C. Ainsi, nous aurons :

La figure V.8 présente l'évolution du rendement global (η) et de la température maximale (T_{max}) en fonction du débit de vapeur injectée pour deux modes de fonctionnement : avec réduction progressive du débit massique de combustible et avec maintien du débit de combustible aux valeurs du constructeur.

1. Évolution du rendement global (η) :

On constate que le rendement global augmente presque linéairement avec l'augmentation du débit de vapeur injectée dans les deux modes de fonctionnement.

Les valeurs obtenues dans le cas de la réduction progressive du débit de combustible sont légèrement supérieures à celles observées lorsque le débit de combustible est maintenu constant, ce qui traduit une amélioration modérée du rendement. Cette différence reste néanmoins limitée, indiquant que l'injection de vapeur agit principalement sur l'optimisation de l'utilisation de l'énergie plutôt que sur une augmentation significative du rendement global.

2. Évolution de la température maximale (T_{max}) :

La température maximale diminue progressivement lorsque le débit de vapeur injectée augmente, quel que soit le mode de fonctionnement considéré.

La baisse de température est plus prononcée dans le cas de la réduction progressive du débit de combustible que dans celui du maintien du débit de combustible constant. Ce comportement s'explique par l'effet combiné de la dilution thermique induite par la vapeur injectée et de la diminution de l'énergie libérée lors de la combustion.

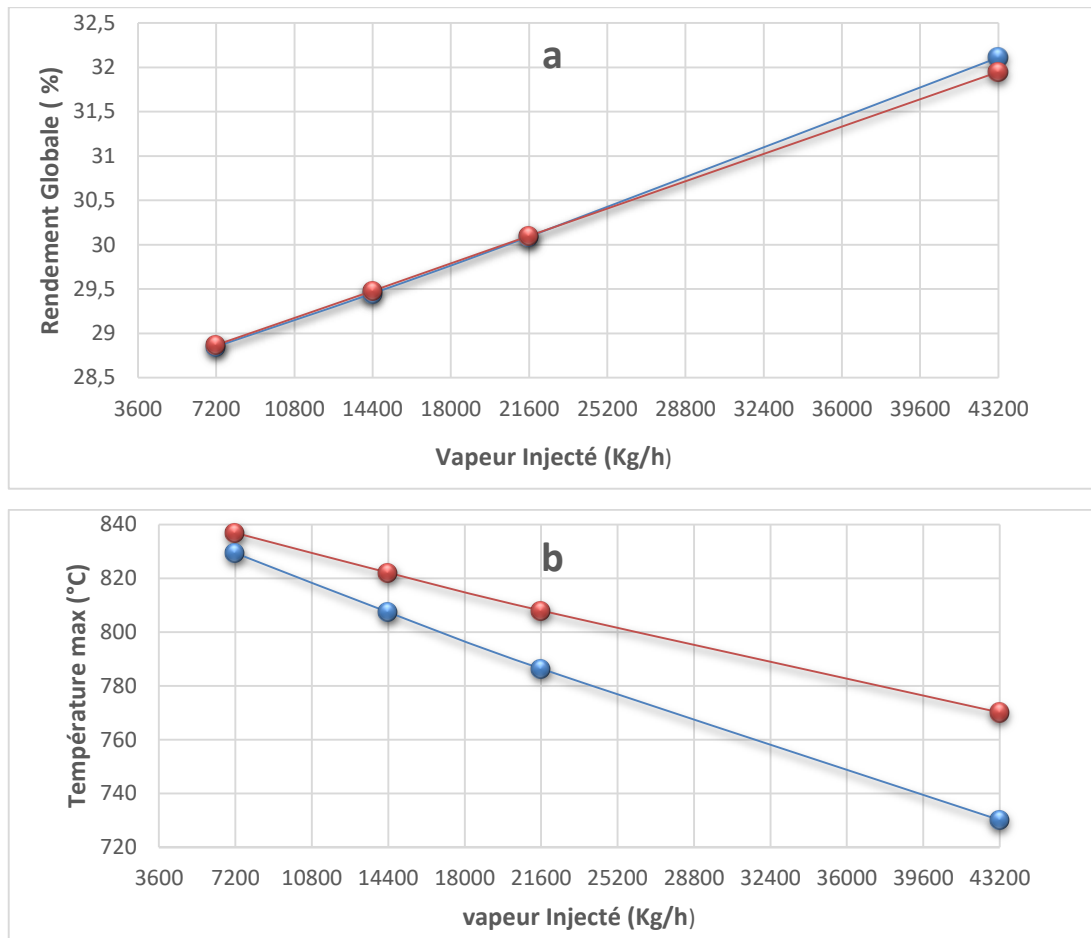


Figure V.8(a) Variation du rendement global (η) en fonction du débit de vapeur injectée-(b) température maximale en fonction du débit de vapeur injectée

V.5 Schéma équivalent de l'amélioration sur la TAG par Aspen Hysys :

La figure (V.9) représente le principe de fonctionnement d'une turbine à gaz avec récupération de chaleur, où l'air est comprimé puis mélangé au carburant dans la chambre de combustion pour produire des gaz chauds qui entraînent la turbine. La chaleur des gaz d'échappement est ensuite récupérée dans un échangeur thermique afin de chauffer l'eau et produire de la vapeur, ce qui améliore le rendement thermique du système.

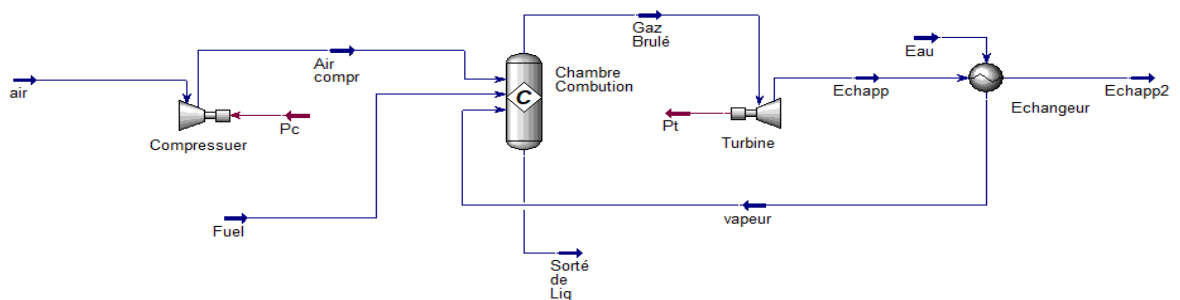


Figure V.9. Schéma équivalent de l'amélioration sur la TAG par Aspen Hysys

V.6 Conclusion :

On peut conclure que l'injection de vapeur constitue une solution efficace pour améliorer les performances des turbines à gaz. Elle permet d'augmenter le rendement global et la puissance produite avec l'augmentation du débit massique injecté, bien que cet effet reste limité.

De plus, cette technique réduit les contraintes thermiques grâce à la diminution de la température de la chambre de combustion, ce qui contribue à la protection des composants, notamment la chambre de combustion et les aubes de la turbine. Par ailleurs, elle permet de réduire la consommation de combustible tout en maintenant des performances satisfaisantes. Enfin, l'injection de vapeur contribue à une réduction significative des émissions de NOx, en raison de la baisse de la température de combustion.

Conclusion Générale

Conclusion Générale :

Les turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans la production d'électricité au niveau mondial, que ce soit dans les centrales thermiques ou dans l'industrie des hydrocarbures. Elles sont utilisées dans des régions aux conditions climatiques variées, où les températures, la pression et l'humidité de l'air peuvent présenter des écarts significatifs. Cependant, ces équipements sont particulièrement sensibles aux fluctuations de la température de l'air ambiant.

L'amélioration des performances des turbines à gaz constitue donc un enjeu crucial, notamment dans les pays chauds comme l'Algérie. Durant les périodes de forte chaleur, les turbines à gaz industrielles subissent une diminution notable de leur rendement, comme le confirment diverses analyses. Afin d'y remédier, une étude comparative a été réalisée entre les performances d'un cycle simple d'une turbine à gaz de type MS-5002C et celles d'un cycle intégrant l'injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.

Les résultats obtenus révèlent que le recours à l'injection de vapeur d'eau permet non seulement d'accroître la puissance et le rendement de la turbine MS-5002C, mais offre également des avantages supplémentaires. Cette méthode s'avère économiquement viable, tout en réduisant les émissions de gaz toxiques, notamment les oxydes d'azote (NO_x). Les résultats montrent également une amélioration du rendement de 3,2 % ainsi qu'une réduction de la consommation de carburant de 8,33 % par rapport au cycle simple. De plus, elle améliore la rentabilité opérationnelle du système durant les périodes de chaleur intense.

Cependant, il est important de souligner que l'eau utilisée pour générer la vapeur nécessite un traitement adéquat, incluant notamment un processus d'adoucissement. Ce dernier, pratique courante dans le secteur industriel, est un traitement physico-chimique visant à limiter l'entartrage des canalisations et des équipements par les dépôts de calcium et de magnésium. L'adoucissement est généralement une étape incontournable dans le processus de production d'eau purifiée.

En conclusion, nous préconisons l'adoption du cycle incluant l'injection de vapeur d'eau pendant les périodes chaudes afin d'optimiser les performances des turbines à gaz tout en minimisant leur impact environnemental et économique.

Bibliographie

- [1] **Nuovo Pignone** "Manuel de cours pour turbine à gaz MS-5002C Description-Exploitation-Entretien".
- [2] Scalzo. A. J, Bannister R. L, DeCorso. M, et Howard. G. S., « Evolution of heavy-duty power generation and industrial combustion turbines in the United States », ASME Paper No. 94-GT-488 (1994).
- [3] S. Bouchebout, C. Deffas, and T. Boukelia, "Analyse 4E (énergie-exergie-économique-environnementale) d'une centrale à turbine à Gaz," Université de Jijel, 2019.
- [4] SONTRACH, Documentation interne du l'organisation Hassi Messaoud.
- [5] 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.
- [6] A. Bouam, S. Aissani, and R. Kadi, "Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion," *Journal of Renewable Energies*, vol. 11, no. 2, 2008, doi: 10.54966/jreen.v11i2.79.
- [7] B. Omar and B. Noureddine, "Amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz MS- 5002C par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion," 2019.
- [8] M. Laissaoui, "Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission," Université de Boumerdès-M'hamed Bougara, 2012.
- [9] A. GUEBOUR, M. A. TOUATI, M. ZIRARI, and Y. MAHDI, "Maintenance de la turbine à gaz MS 5002C," 2018.
- [10] M. Madeche, "Etude et maintenance d'une turbine à gaz type MS5002C," 2014.
- [11] O. KHADRAOUI, "Etude Thermodynamique et Maintenance de la Turbine à gaz MS5002C."
- [12] T. Srinivas, A. Gupta, and B. Reddy, "Sensitivity analysis of STIG based combined cycle with dual pressure HRSG," *International journal of thermal sciences*, vol. 47, no. 9, pp. 1226-1234, 2008.

Bibliographie

- [13] GE Oil & Gas , “Manuel de formation pour la conduite et l’entretien”, AFFAIRE N.P :SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.
- [14] http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/56/J85_ge_17a_turbojet_engine.jpg. le 25/05/2026 à 15:25
- [15] Available: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4c/Jet_engine.svg le 25/05/2026 à 22:40
- [16] A. Bouam, S. Aissani, and R. Kadi, "Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d’eau en amont de la chambre de combustion," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 11, no. 2, pp. 291-306, 2008
- [17] Thèse de M : BELHADJ Abdelhak (thème : simulation numériques de la combustion dans une chambre de combustion d’une turbine à gaz MS5002C).Université de Biskra. Juin 2014.
- [18] <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>
- [19] **B. HUGHES**, "Turbine à gaz industrielle Turbine à gaz MS5002C."
- [20] **Sonatrach** dévision production Gassi el Agreb

1-Propriétés de la vapeur d'eau surchauffée :

P	T	v	u	h	s
kPa	°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
1500	(198.33)	(0.1317)	(2593.9)	(2791.5)	(6.4438)
	200	0.1324	2597.5	2796.1	6.4536
	250	0.1519	2694.6	2922.4	6.7077
	300	0.1696	2782.5	3036.9	6.9168
	350	0.1866	2867.2	3147.1	7.1011
	400	0.2030	2951.2	3255.7	7.2687
	450	0.2192	3035.4	3364.2	7.4242
	500	0.2351	3120.4	3473.1	7.5699
	550	0.2510	3206.5	3583.0	7.7076
	600	0.2668	3294.0	3694.2	7.8386
	650	0.2825	3382.9	3806.6	7.9639
	700	0.2981	3473.4	3920.6	8.0841
	750	0.3137	3565.6	4036.1	8.1999
	800	0.3293	3659.3	4153.2	8.3116
	850	0.3448	3754.8	4272.0	8.4198

P	T	v	u	h	s
kPa	°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
2000	(212.42)	(0.09959)	(2599.5)	(2798.7)	(6.3396)
	250	0.1114	2678.8	2901.6	6.5438
	300	0.1254	2771.8	3022.7	6.7651
	350	0.1386	2859.4	3136.6	6.9556
	400	0.1512	2945.1	3247.5	7.1269
	450	0.1635	3030.5	3357.5	7.2845
	500	0.1757	3116.3	3467.7	7.4318
	550	0.1877	3203.1	3578.4	7.5706
	600	0.1996	3291.0	3690.2	7.7024
	650	0.2114	3380.3	3803.2	7.8283
	700	0.2232	3471.1	3917.6	7.9490
	750	0.2350	3563.5	4033.5	8.0651
	800	0.2467	3657.5	4150.9	8.1771
	850	0.2584	3753.1	4269.9	8.2855

Table A2.4: Properties of Superheated Steam (Continued)

P	T	v	u	h	s
kPa	°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
800	(170.44)	(0.2404)	(2576.6)	(2768.9)	(6.6625)
	200	0.2607	2630.2	2838.8	6.8151
	250	0.2931	2714.8	2949.3	7.0373
	300	0.3241	2796.6	3055.9	7.2319
	350	0.3544	2877.9	3161.4	7.4084
	400	0.3843	2959.6	3267.0	7.5713
	450	0.4139	3042.2	3373.3	7.7237
	500	0.4433	3126.1	3480.7	7.8673
	550	0.4726	3211.3	3589.4	8.0036
	600	0.5018	3298.1	3699.6	8.1335
	650	0.5310	3386.6	3811.4	8.2579
	700	0.5601	3476.7	3924.7	8.3775
	750	0.5892	3568.4	4039.8	8.4928
	800	0.6182	3661.9	4156.5	8.6041
	850	0.6472	3757.1	4274.9	8.7120

P	T	v	u	h	s
kPa	°C	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
1000	(179.92)	(0.1944)	(2583.3)	(2781.2)	(6.5529)
	200	0.2059	2621.5	2827.4	6.6932
	250	0.2326	2709.2	2941.9	6.9235
	300	0.2579	2792.7	3050.6	7.1219
	350	0.2825	2874.9	3157.3	7.3005
	400	0.3066	2957.2	3263.8	7.4648
	450	0.3304	3040.3	3370.7	7.6180
	500	0.3541	3124.5	3478.6	7.7622
	550	0.3776	3210.0	3587.6	7.8989
	600	0.4011	3297.0	3698.1	8.0292
	650	0.4245	3385.5	3810.0	8.1538
	700	0.4478	3475.7	3923.6	8.2736
	750	0.4711	3567.6	4038.7	8.3890
	800	0.4944	3661.2	4155.5	8.5005
	850	0.5176	3756.4	4274.0	8.6084

2-Vapeur saturée, Table de pression

TABLE A.1.2 : Vapeur d'eau saturée (Table des pressions).

Press (kPa)	Temp (°C)	Volume (m ³ /kg)		Energie interne (kJ/kg)			Enthalpie (kJ/kg)			Entropie (kJ/kg.K)		
		Liq. Sat.	Vap. Sat.	Liq. Sat.	Evap.	Vap. Sat.	Liq. Sat.	Evap.	Vap. Sat.	Liq. Sat.	Evap.	Vap. Sat.
P	T	v _f	v _g	u _f	u _{fg}	u _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
0,6113	0,01	0,001000	206,14	,00	2375,3	2375,3	,01	2501,3	2501,4	,0000	9,1562	9,1562
1,0	6,98	0,001000	129,21	29,30	2355,7	2385,0	29,30	2484,9	2514,2	,1059	8,8697	8,9756
1,5	13,03	0,001001	87,98	54,71	2338,6	2393,3	54,71	2470,6	2525,3	,1957	8,6322	8,8279
2,0	17,50	0,001001	67,00	73,48	2326,0	2399,5	73,48	2460,0	2533,5	,2607	8,4629	8,7237
2,5	21,08	0,001002	54,25	88,48	2315,9	2404,4	88,49	2451,6	2540,0	,3120	8,3311	8,6432
3,0	24,08	0,001003	45,67	101,04	2307,5	2408,5	101,05	2444,5	2545,5	,3545	8,2231	8,5776
4,0	28,96	0,001004	34,80	121,45	2293,7	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	,4226	8,0520	8,4746
5,0	32,88	0,001005	28,19	137,81	2282,7	2420,5	137,82	2423,7	2561,5	,4764	7,9187	8,3951
7,5	40,29	0,001008	19,24	168,78	2261,7	2430,5	168,79	2406,0	2574,8	,5764	7,6750	8,2515
10	45,81	0,001010	14,67	191,82	2246,1	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	,6493	7,5009	8,1502
15	53,97	0,001014	10,02	225,92	2222,8	2448,7	225,94	2373,1	2599,1	,7549	7,2536	8,0085
20	60,06	0,001017	7,649	251,38	2205,4	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	,8320	7,0766	7,9085
25	64,97	0,001020	6,204	271,90	2191,2	2463,1	271,93	2346,3	2618,2	,8931	6,9383	7,8314
30	69,10	0,001022	5,229	289,20	2179,2	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	,9439	6,8247	7,7686
40	75,87	0,001027	3,993	317,53	2159,5	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	6,6441	7,6700
50	81,33	0,001030	3,240	340,44	2143,4	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	6,5029	7,5939
75	91,78	0,001037	2,217	384,31	2112,4	2496,7	384,39	2278,6	2663,0	1,2130	6,2434	7,4564
MPa												
0,100	99,63	0,001043	1,6940	417,36	2088,7	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	6,0568	7,3594
0,125	105,99	0,001048	1,3749	444,19	2069,3	2513,5	444,32	2241,0	2685,4	1,3740	5,9104	7,2844
0,150	111,37	0,001053	1,1593	466,94	2052,7	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	5,7897	7,2233
0,175	116,06	0,001057	1,0036	486,80	2038,1	2524,9	486,99	2213,6	2700,6	1,4849	5,6868	7,1717
0,200	120,23	0,001061	0,8857	504,49	2025,0	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	5,5970	7,1271
0,225	124,00	0,001064	0,7933	520,47	2013,1	2533,6	520,72	2191,3	2712,1	1,5706	5,5173	7,0878
0,250	127,44	0,001067	0,7187	535,10	2002,1	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	5,4455	7,0527
0,275	130,60	0,001070	0,6573	548,59	1991,9	2540,5	548,89	2172,4	2721,3	1,6408	5,3801	7,0209
0,300	133,55	0,001073	0,6058	561,15	1982,4	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	5,3201	6,9919
0,325	136,30	0,001076	0,5620	572,90	1973,5	2546,4	573,25	2155,8	2729,0	1,7006	5,2646	6,9652
0,350	138,88	0,001079	0,5243	583,95	1965,0	2548,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	5,2130	6,9405
0,375	141,32	0,001081	0,4914	594,40	1956,9	2551,3	594,81	2140,8	2735,6	1,7528	5,1647	6,9175
0,40	143,63	0,001084	0,4625	604,31	1949,3	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	5,1193	6,8959
0,45	147,93	0,001088	0,4140	622,77	1934,9	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	5,0359	6,8565
0,50	151,86	0,001093	0,3749	639,68	1921,6	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	4,9606	6,8213
0,55	155,48	0,001097	0,3427	655,32	1909,2	2564,5	655,93	2097,0	2753,0	1,8973	4,8920	6,7893
0,60	158,85	0,001101	0,3157	669,90	1892,5	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	4,8288	6,7600
0,65	162,01	0,001104	0,2927	683,56	1886,5	2570,1	684,28	2076,0	2760,3	1,9627	4,7703	6,7331
0,70	164,97	0,001108	0,2729	696,44	1876,1	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	4,7158	6,7080
0,75	167,78	0,001112	0,2556	708,64	1866,1	2574,7	709,47	2057,0	2766,4	2,0200	4,6647	6,6847
0,80	170,43	0,001115	0,2404	720,22	1856,6	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	4,6166	6,6628
0,85	172,96	0,001118	0,2270	731,27	1847,4	2578,7	732,22	2039,4	2771,6	2,0710	4,5711	6,6421
0,90	175,38	0,001121	0,2150	741,83	1838,6	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	4,5280	6,6226
0,95	177,69	0,001124	0,2042	751,95	1830,2	2582,1	753,02	2023,1	2776,1	2,1172	4,4869	6,6041
1,00	179,91	0,001127	0,19444	761,68	1822,0	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	4,4478	6,5865
1,10	184,09	0,001133	0,17753	780,09	1806,3	2586,4	781,34	2000,4	2781,7	2,1792	4,3744	6,5536

Résumé :

Les performances des turbines à gaz sont fortement affectées par les conditions ambiantes, entraînant une baisse du rendement thermique et une augmentation de la consommation de combustible. Cette étude vise à améliorer les performances d'une turbine à gaz MS5002C par l'injection de vapeur d'eau produite à partir de la récupération de chaleur des gaz d'échappement. Une modélisation thermodynamique et une simulation numérique ont été réalisées afin d'évaluer l'impact de cette technique. Les résultats montrent une amélioration du rendement thermique de 3,2 % et une réduction de la consommation de combustible de 8,33 % par rapport au cycle simple. Cette approche permet également une meilleure valorisation de l'énergie résiduelle et contribue à la réduction des émissions polluantes.

Mots clés : Turbine à gaz, cycle simple, amélioration de performance, injection de vapeur d'eau

Abstract:

Gas turbine performance is significantly affected by ambient conditions, resulting in reduced thermal efficiency and increased fuel consumption. This study investigates the performance enhancement of an MS5002C gas turbine through steam injection generated from exhaust heat recovery. A thermodynamic model and numerical simulations were carried out using Aspen HYSYS to evaluate the effect of steam injection on turbine performance. The results show an increase in thermal efficiency of 3.2% and a reduction in fuel consumption of 8.33% compared with the simple cycle. In addition, the proposed approach improves waste heat utilization and contributes to reducing pollutant emissions.

Keywords : gas turbine, simple cycle, performance improvement, steam water injection.

الملخص:

تتأثر كفاءة التوربينات الغازية بشكل كبير بالظروف المحيطة، مما يؤدي إلى انخفاض المردود الحراري وزيادة استهلاك الوقود. تهدف هذه الدراسة إلى تحسين أداء التوربين الغازي MS5002C من خلال حقن بخار الماء الناتج عن استرجاع الحرارة من غازات العادم. تم تطوير نموذج ديناميكي حراري لدورة برايتون وإجراء محاكاة عددية باستخدام برنامج Aspen HYSYS لتقييم تأثير حقن البخار على أداء التوربين. أظهرت النتائج زيادة في المردود الحراري بنسبة 3.2% وانخفاضاً في استهلاك الوقود بنسبة 8.33% مقارنة بالدورة البسيطة. كما تساهم هذه التقنية في تحسين استغلال الحرارة المهدورة وتقليل انبعاثات الملوثات.

الكلمات المفتاحية : توربين غازي، دورة بسيطة، تحسين الاداء، حقن بخار الماء