

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



Université de Saad Dahleb Blida 1
Faculté de Science et Technologie
Département de génie mécanique
Energétique
Mémoire de Master Académique



Sujet :

**Analyse et amélioration des performances d'un
turbine a gaz thermique d'el Hamma**

Présenté par :

- AROUS Maria
- BAID Walid

Encadré par :

- M^r. Roudane mohammed

Année universitaire : 2021/2022

Remerciement

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à ma directeur de mémoire, Monsieur ROUDANE Mohammed. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté de me rencontrer et de répondre à mes questions durant mes recherches.

Je remercie mes très chers parents, qui ont toujours été là pour moi. Je remercie mes sœurs, et mes frères, pour leurs encouragements.

Enfin, je remercie mes amis qui ont toujours été là pour moi. Leur soutien inconditionnel et leurs encouragements ont été d'un grand aide.

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

Dédicaces

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

A mes chères sœurs, pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A mes chers frères, pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

**Je remercie tous mes amis, en particulier mon ami Riad Zinaï.
Merci beaucoup pour le soutien et l'aide morale**

**Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués,
et le fruit de votre soutien infailible,**

Merci d'être toujours là pour moi.

SOMMAIRE

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

Résumé

INTRODUCTION GENERALE :	1
Chapitre 01 : Généralités sur les turbines a gaz de la centrale thermique d'el Hamma.....	3
I. 1.Introduction:.....	4
I. 2.Description fonctionnelle:	4
I.3.Histoire de turbine a gaz:	5
I. 4. Principe de fonctionnement:.....	6
I.5.Domaines d'utilisations des turbines à gaz :.....	9
I.6.Classification des turbines à gaz:	10
I.7.Technologie des turbines à gaz:	13
I.8.Appellation des turbines à gaz GE (General Electric) :	13
I.9.Les éléments constitutifs d'une turbine à gaz :	14
I.10.Avantages et inconvénients des turbines à gaz:.....	15
- Avantage:.....	15
-Inconvénients :	15
Chapitre 02 :Étude de cycle thermodynamique le la turbine à gaz d'El hamma.....	17
II.1.Introduction :	18
II.2.Cycle thermodynamique de la turbine à gaz :	18
II.2.1 Représentation de cycle joule-Baryton :	18
II.3.Calcul thermodynamique :	20
II.3.1. les données du constructeur :	20
II.3.2.Calcul en fonction des données réelles:	23
II .3.Comparaison des résultats :	36
II .4.Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz :.....	40
II .4.1.Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :	40
II .4.1.1.La température ambiante :	40
II .4.1.2.La pression ambiante :	40
II .4.1.3.L'humidité relative :	40
II .4.1.4Les poussières :.....	40
II .4.2.Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :	41
II .4.2.1.Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur :.....	41
II .4.2.2.Chutes de pression dans le système d'échappement :	41

II .4.2.3.Influence du type de combustible :	41
II .5.Conclusion :.....	42
Chapitre 03 : amélioration des performances de la turbine a gaz (cycle combiné).	43
III.1. Introduction :	44
III.2. Analyse Thermodynamique :.....	44
III. 2.1 Description générale et diagramme TS :.....	44
III.3.Choix et calculs de l'échangeur de chaleur :.....	46
III.3.1. Solution proposée :.....	46
III.3.2 Caractéristiques techniques et dimensionnement de l'changeur de chaleur choisie :	47
III.4 Rendement de la turbine à gaz après régénération :.....	53
III.4.1 quantité de chaleur fournit après régénération dans la chambre de combustion.....	53
III.4.2 Rendement thermique de la TAG après régénération	53
III.5. Consommation spécifique du fuel gaz après régénération :.....	53
III.6 Gains en consommation :	54
III.8.Etude comparative :.....	54
III.8 Interprétation des résultats :.....	57
III.9.Conclusion :	57
CONCLUSION GENERALE :.....	58

LISTE DES FIGURES :

Figure.I.1: Turbine à gaz.....	5
Figure.I.2 : Principe d'une turbine a gaz	6
Figure.I.3 : Pièces de turbin a gaz en 3D.....	7
Figure.I.4 : Principe de fonctionnement de TAG:	8
Figure.I.5 : Cycle de brayton idéal diagramme (TS) et (PV).....	9
Figure.I.6: Cycle de brayton avec la régénération	11
Figure.I.7: Turbine à gaz à un seul arbre	12
Figure.I.8: Turbineàgazbi-arbre.....	12
Figure.I.9 : Différents types de chambres de combustion	15
Figure.II.1 : Cycle idéal d'un TAG diagramme (P-V)et(T-S)	18
Figure.II.2 : Représentation schématique des composantes d'un turbine à gaz bi-arbre	20
Figure.II.3: Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres.	22
Figure.II.4: Diagramme T÷S de l'installation.	23
Figure.II.5: Evolution du rendement de la turbine a gaz en fonction de la température ambiante.....	37
Figure.II.6 : Evolution de la puissance utile de la turbine a gaz en fonction de la température	38
Figure.II.7: Evolution de la consommation spécifique en fonction de la Température	39
Figure.III.1: Schéma TAG avec récupération de chaleur	44
Figure.III.2 Evolution du rendement de la turbine a gaz en fonction de la température ambiante	45
Figure.III.3 : Cycle avec régénération des gaz d'échappements de la turbine a gaz	46
Figure.III.4: Dispositif de régénération des gaz d'échappements de la turbine a gaz utilisé pour de l'huile.....	47
Figure.III.5: Rendements thermique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante.....	55
Figure.III.6: consommations spécifique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiantes	56
Figure.III.7: Gains en consommation sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante.....	56

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau.II.1: Les résultats de calcul d'après les données réelles.....	35
Tableau.II.2: Comparatif des résultats obtenus	36
Tableau.II.3: Evolution de la puissance utile, du rendement de la turbine a gaz en fonction de la température ambiante	37
Tableau.II.4 : Tableau comparatif de la consommation spécifique en fonction de la température	39
Tableau.III.1 Tableau comparatif des rendements obtenue sans et avec régénération	54
Tableau.III.2 Tableau comparatif de la consommation spécifique sans et avec régénération et les gains en consommation en fonction des températures ambiantes	55

Résumé

Résumé Le rôle des turbines à gaz, dans la production d'électricité, de l'industrie pétrolière et dans le domaine aéronautique a pris une attention particulière ces dernières années. Les performances de l'installation d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque, plus cette dernière diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente, ce qui influe directement les performances et le rendement de la machine. Durant notre stage de projet de fin d'étude à la centrale thermique d'EL hamma Algérie, nous avons confronté un problème réel lié à la turbine à gaz reflétant sa consommation de fuel- gaz très considérable et très élevée. Différentes méthodes ont été utilisées pour optimiser les performances des cycles de turbines à gaz. L'objectif principal de travail est double: premièrement l'élaboration d'un programme de calcul qui tient compte de l'influence des conditions ambiantes sur les caractéristiques de la TAG, et deuxièmement concevoir un modèle de régénérateur des gaz d'échappement afin d'améliorer les performances de cette turbine. Cette technique a été étudiée et comparée avec un cycle simple.

Mots clés: Turbine à gaz - Cycle simple - régénération - Rendement thermique -

Abstract

Gas turbines plays a major role in the production of electricity, petroleum industry and aeronautics and it has gotten a special attention recently. The installation performances of turbine gas are inversely proportional to the physical temperature, the more it decreases, the more the accepted mass of air inside the compressor increases which directly influences the performances and efficiency of the machine. During our practical internship in we have seen that, since the consumption of fuel gas is very important in the installation, different methods have been used to optimize the performances of the cycles of turbine gas. The main objective of this work consists of thermal power plant of el Hamma the elaboration of a calculating program that considers the influence of ambient conditions on the characteristics of the gas turbine. Our work also consists in conceiving a model of the exhaust gas generator in order to improve the performances of this turbine. This technique had been studied and compared with a simple cycle.

Key words: gas turbine – simple cycle – regeneration – thermal efficiency

الخلاصة تلعب توربينات الغاز دورًا رئيسيًا في إنتاج الكهرباء وصناعة البترول والطيران وقد حظيت باهتمام خاص مؤخرًا. تتناسب أداء تركيب غاز التوربينات عكسيًا مع درجة الحرارة الفيزيائية، فكلما زاد انخفاضها، زادت كتلة الهواء المقبولة داخل الضاغط مما يؤثر بشكل مباشر على أداء وكفاءة الماكينة. خلال فترة تدريبنا العملي في الجزائر، رأينا أنه نظرًا لأن استهلاك غاز الوقود مهم جدًا في التركيب، فقد تم استخدام طرق مختلفة لتحسين أداء دورات غاز التوربينات. يتمثل الهدف الرئيسي لهذا العمل في تطوير برنامج حسابي يأخذ في الاعتبار تأثير الظروف المحيطة على خصائص التوربينات الغازية. يتمثل عملنا أيضًا في تصور نموذج لمولد غاز العادم من أجل تحسين أداء هذا التوربين. تمت دراسة هذه التقنية ومقارنتها بدورة بسيطة. الكلمات المفتاحية: توربينات غازية - دورة بسيطة - تجديد - كفاءة حرارية.

Nomenclature :

Symboles	Signification	Unités
C	Vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur	[m/s]
N	Vitesse de rotation de la Turbine	[tr/min]
η_{cc}	Rendement de chambres de combustion	[%]
η_{ic}	Rendement du compresseur	[%]
η_{mec}	Rendement du Compresseur – Turbine	[%]
η_i	Rendement de la Turbine	[%]
η_{th}	Rendement thermique	[%]
P	La pression	[Bar]
PC	Pouvoir calorifique du combustible	[Kcal/m ³]
P	Puissance	[KW]
P_U	Puissance utile	[KW]
ΔP	les pertes de charge	[Pa]
ρ	la masse volumique	[Kg/m ³]
Q	la quantité de chaleur transférée	[J/s]
q_c	Débit massique de combustible	[kg/s]
q_r	Débit massique relatif de l'air de refroidissement	[kg/s]
q_f	Débit massique relatif des fuites	[kg/s]
T	la température	[K]
W	Travail massique	[J/Kg]

ε	Taux de compression	[Bar]
α	Coefficient d'excès d'air	
C_{\min}	Débit thermique minimal	[J/ K.s]
C_{\max}	Débit thermique maximal	[J/ K.s]
C_s	Consommation spécifique	[Kg/KWh]
C_{ss}	Consommation spécifique sans régénération	[Kg/KWh]
C_{sa}	Consommation spécifique avec régénération	[Kg/KWh]
D_{ext}	Diamètre extérieur du tube	[m]
D_{int}	Diamètre intérieur du tube	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
e	Epaisseur de tube	[m]
E	Efficacité de l'échangeur	
G	Gain en consommation	
H	Hauteur de la calandre	[m]
h_c	Coefficient d'échange coté calandre	[W/m ² K]
h_f	Coefficient d'échange coté tubes	[W/m ² K]
K	Coefficient global d'échange	[W/m ² K]
l	Largeur de la calandre	[m]
L	Longueur de la calandre	[m]
M_C	Masse du combustible	[Kgcom/Kgmel]
N_t	Nombre de tubes	
N_p	Nombre de passes	
<i>NUT</i>	Nombre d'unité de transfert	
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	
P_m	Périmètre mouille	[m]
Pr	Nombre de Prandtl	
Q_f	Quantité de chaleur fournie	[J/Kg]
Q_{fr}	Quantité de chaleur régénérée	[J/Kg]

Re	Nombre de Reynolds	
S	Surface global d'échange	[m ²]
S _p	Section de passage	[m ²]
U	Vitesse de l'air	[m/s]
Z	Rapport des deux débits thermiques des 2 fluides	
γ	Exposant isentropique	[kg/m ³]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]

LES INDICES :

- ✓ *amb* : Ambiante
- ✓ *atm* : Atmosphérique
- ✓ BP : Base pression
- ✓ HP : Haut pression

INTRODUCTION GENERALE :

INTRODUCTION GENERALE :

Une turbine à gaz, appelée également turbine à combustion est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie chimique contenue dans un hydrocarbure (gaz naturel, fuel,..., etc.). Les turbines à gaz de grande puissance sont particulièrement utilisées pour entraîner un alternateur et produire de l'électricité (Turbines à gaz terrestres).

Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique de notre pays. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie Électrique, mais aussi dans l'industrie gazière, notamment la réinjection du gaz dans les gisements pétroliers et aussi pour l'entraînement des compresseurs centrifuges dans les stations de compression et du traitement du gaz naturel. et ceci est due à sa grande souplesse d'exploitation et son rendement élevé. En conditions ISO, les rendements énergétiques des turbines à gaz varient entre 30%. Et 40%, cependant, ces rendements sont compromis dans des conditions de température et d'hygrométries ambiantes élevées compte tenue de la variation considérable de la température d'admission entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver qui fait que le rendement thermique trouve affecté.

Actuellement beaucoup de méthode sont utilisées pour trouver une solution à ce problème, (régénération, injection de la vapeur d'eau, le refroidissement intermédiaire ...) .Le but principal de toutes ces méthodes est l'augmentation des performances de la machine.

L'objectif principal de notre travail, consiste à l'amélioration des performances de la turbine à gaz utilisés dans le centrale électrique elhamma par la méthode de récupération de chaleur d'échappement. La méthode de récupération de chaleur consiste à faire chauffer de l'air qui sort du dernier étage du compresseur axial, pour être réinjecté dans la chambre de combustion.

. Dans le premier chapitre, on va présenter la généralité de turbine à gaz on parle sur description de turbine et histoire de turbine a gaz, principe de fonctionnement, domaine d'utilisation et classification et application et Technologie d'un turbine, Avantages et inconvénients des turbines a gaz .

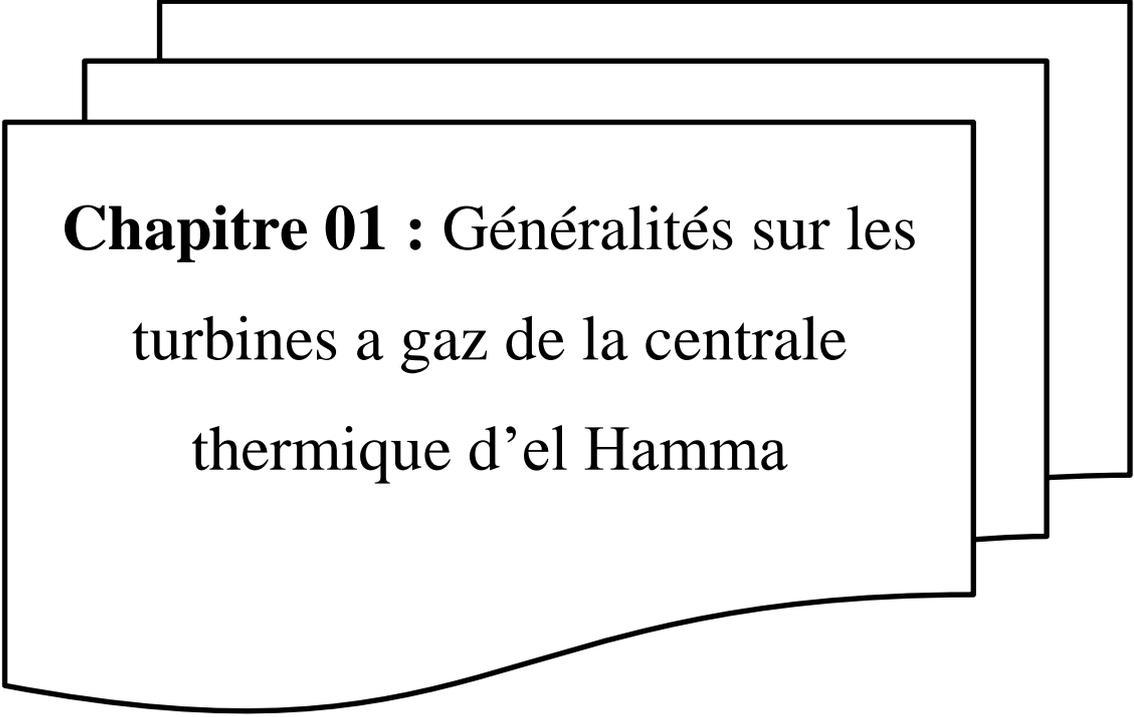
Dans le deuxième chapitre, une étude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz Sera détaillée, Un calcul thermodynamique avec des données du constructeur dans des conditions de fonctionnement (International Standard Organisation). Par la suite un calcul avec des données réel du centrale électrique EL'hamma. Enfin, moyennant un programme de calcul

INTRODUCTION GENERALE :

élaboré sous le logiciel Matlab on présentera des courbes qui montreront l'influence des différents facteurs sur les performances de la machine.

Le dernier chapitre, est dédié à l'effet de la méthode de récupération de chaleur d'échappement, l'amélioration du rendement ainsi que le gain apporté par cette méthode.

Enfin, notre travail est achevé par une conclusion générale ainsi que les différentes perspectives qui peuvent être tirées de ce travail.



**Chapitre 01 : Généralités sur les
turbines a gaz de la centrale
thermique d'el Hamma**

I. 1.Introduction:

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser, d'une manière générale, au fonctionnement des turbines à gaz du point de vue technologique, aux différents types des turbines à gaz qui existent, aux domaines d'applications possibles et enfin à l'évolution de la technologie des turbines à gaz depuis leur avènement.

I. 2.Description fonctionnelle:

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles l'un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Elles sont notamment répandues dans l'industrie des hydrocarbures, la production de poussée et la production de l'énergie électrique.

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

Comparées aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente un double

Particularité, de même que la turbine à vapeur, c'est une machine à écoulement continu, qui ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide. La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. De ce fait, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace comparées aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente un double, Particularité, de même que la turbine à vapeur, c'est une machine à écoulement continu, qui ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide. La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. de ce fait, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace.



FigureI.1.Turbineà gaz[21].

I.3.Histoire de turbine à gaz:

-150 AV J.0 : Le premier exemple connu de machine tournante mue par un principe semblable aux turbines à Gaz a été inventé par un grec nommé Hérodote d'Alexandrie. L'"Aeolipile" (litt. 'Boule à vent'), était une sorte de roue à réaction. Un chaudron clos produisait de la vapeur s'évacuant par une sphère. Cette sphère pouvait tourner autour des tuyaux d'alimentation en vapeur- Les tuyaux d'évacuation de la sphère mobile étant coudés, l'éjection de vapeur provoquait un mouvement de rotation.

-200 AV J.C. - 1232 AP J.C. : Les chinois acquièrent la maîtrise de la poudre Cependant, aucune application connue n'a attribué aux machines tournantes, sauf peut-être les roues animées par des feux d'artifice.

-1500 : Léonard de Vinci parmi ses nombreuses inventions crée un "tournebroche" qui utilise la force motrice de l'écoulement de l'air dans une cheminée

-1629: Un italien nommé Giovanni Branca développe un prototype de moulin à grain actionné par des jets de vapeur

-1678: Le père belge Ferdinand Verbiest, missionnaire en Chine, bâtit une carriole propulsée par la vapeur.

-1791 : John Barber dépose en Angleterre le premier brevet pour le principe des moteurs turbine.

-1872 : Le Dr. Franz Stolze(Allemagne) a et e le premier a créer une vraie turbine a gaz, comprenant un compresseur axial a plusieurs étages,une chambre de testa son invention au début des années 1900.[20]

I. 4. Principe de fonctionnement:

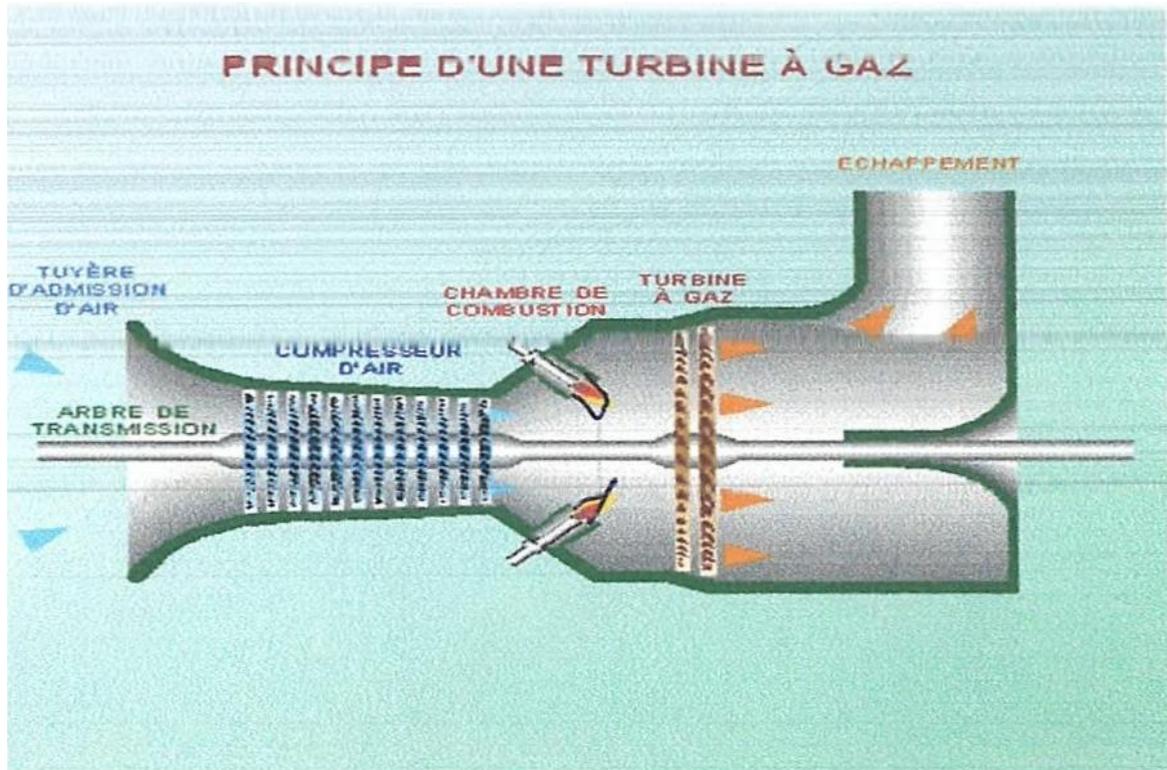


Figure I.2.Principe d'une turbine a gaz[20].

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement:

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- Un chauffage isobare comme pour un moteur diesel.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- Un refroidissement isobare.

La turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure(Liquide ou gazeux). Succincte, on peut d'décomposer leur fonctionnement en suivant

J'écoulement:

L'air est admis dans Je compresseur, qui comme son nom l'indique met l'air sous pression. Puis intervient la phase de m'mélange (de l'air comprimé avec un combustible) et de Combustion qui dans la chambre de combustion permet une augmentation température et dilatation de gaz.

Les gazbrulés passent en suite dans la turbine proprement dite, qui met en rotation l'arbre de la turbine.

En fin les gaz d'échappement sont évacués.

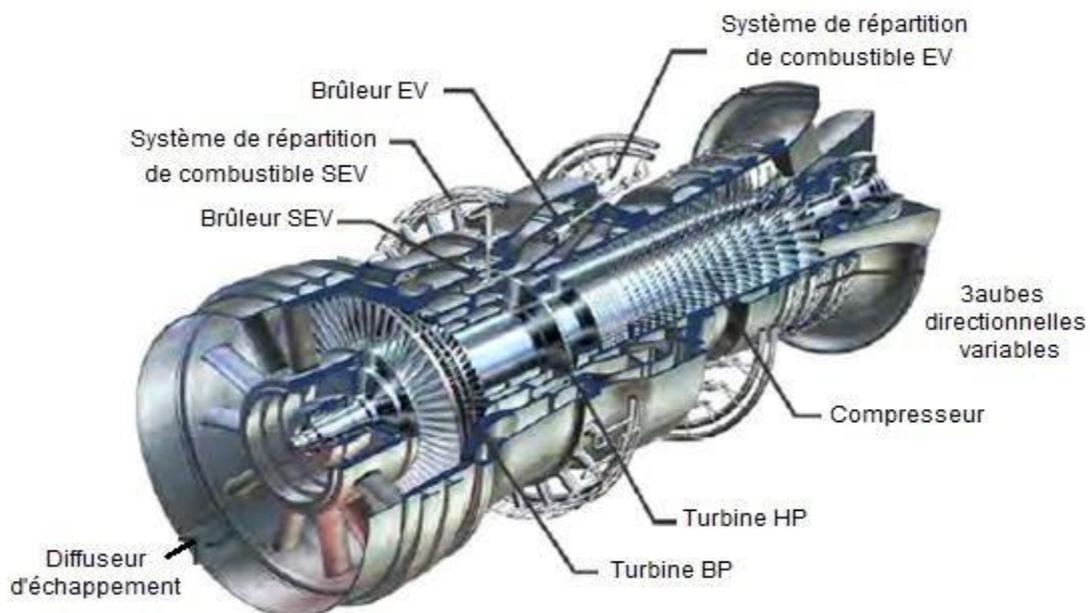


Figure I.3.Pièces de turbin a gazen 3D [17].

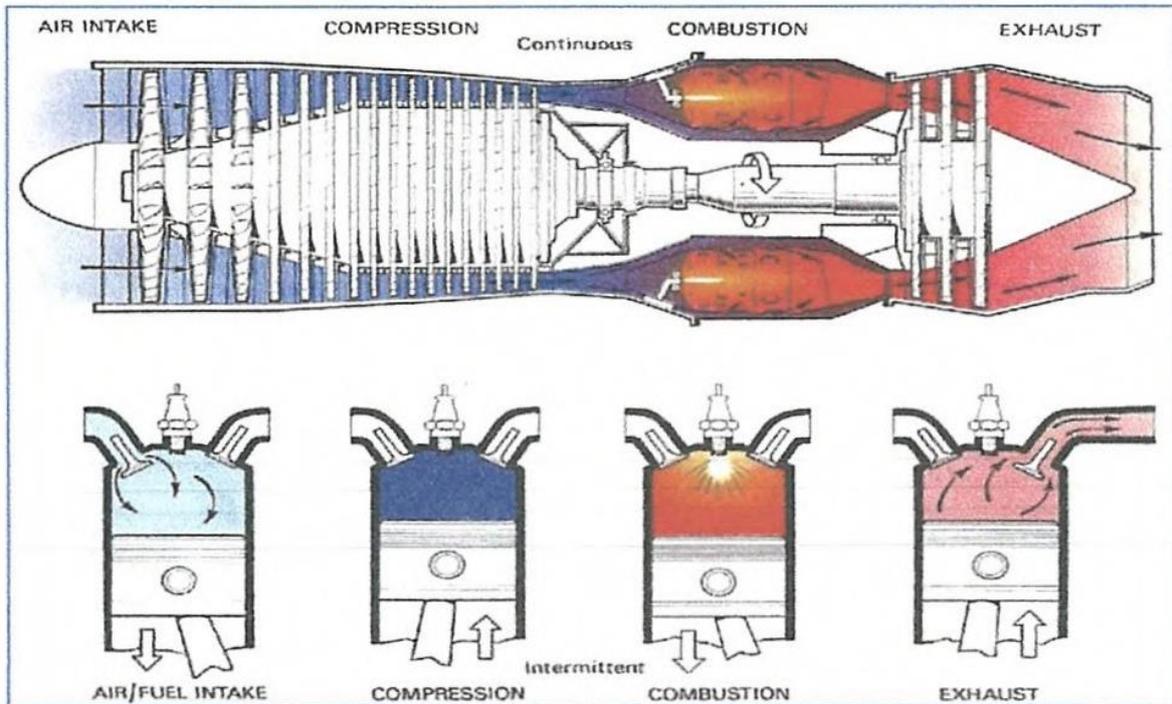


Figure I.4. Principe de fonctionnement de TAG [20].

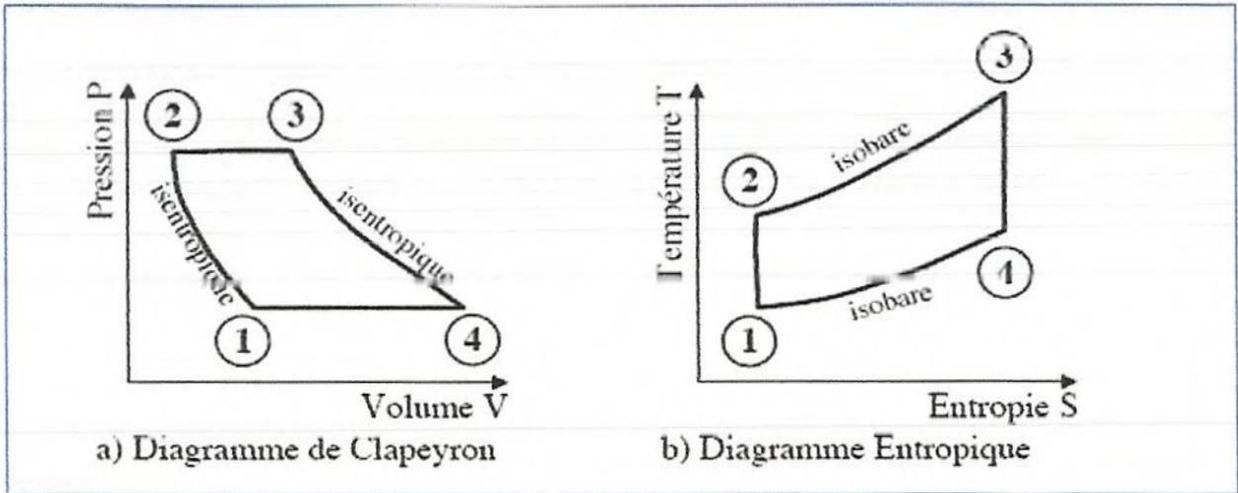
Elles utilisent un écoulement gazeux pour produire de l'énergie mécanique à partir d'énergie calorifique. La turbine est alimentée en gaz par combustion de carburants. Des tuyères fixes dirigent

Les jets de gaz sur les aubes d'un rotor. La force ainsi exercée sur ces dernières met en rotation

L'arbre de la machine. Une turbine à gaz à simple cycle contient un compresseur: l'air est comprimé dans une chambre de combustion. Le carburant est pulvérisé sous forme gazeuse ou liquide dans la chambre, et se produit la combustion. Les produits de combustion passent par des tuyères de la chambre au rotor, qui actionne le compresseur, dans une turbine ou dans un compresseur, la rangée et d'aube fixes tout le rang correspondent d'aubes mobiles solidaires d'un rotor forment un étage. Les grosses machines utilisent des compresseurs à plusieurs étages à flux axial, ainsi que des turbines. Dans les dispositions à arbres multiples, les étages de la turbine de tête motorisent le compresseur au moyen d'un premier arbre, les étages suivants motorisent le générateur externe par l'intermédiaire d'un autre arbre. D'un point de vue thermodynamique, les turbines à gaz sont décrites par le cycle de Brayton chaque étape du cycle peut être identifiée à une des parties de la turbine à gaz. Toutefois, le cycle n'est pas vraiment "bouclé" dans la mesure où les gaz brûlés sont évacués et non pas réinjectés dans le compresseur, contrairement à la vapeur d'eau dans les centrales nucléaires qui tourne en cycle fermé. Dans la

pratique, le cycle de brayton correspondant a une vraie turbine à gaz est loin d'être idéal les frottements et la turbulence impliquent des pertes défiat a chaque étape:[20]

1. La compression est non isentropique : pour un rapport de pression donné, la température en sortiedu compresseur est supérieure à la température du cycle idéal. Ce défaut peut être corrigé en utilisant un échangeur (ou "intercooler") souvent utilisé dans l'industrie automobile pour les moteurs turbocompressés.



Cycle de Brayton idéal.

FigureI.5.Cycle de brayton idéal diagramme (TS) et (PV) [21].

2. La dilatation non isobare: une perte de charge dans la chambre de combustion réduit l'expansion maximale possible.
3. L'expansion non isentropique : 'à cause du refroidissement de la structure, la température en entrée de la turbine est plus basse qu'id'élément, ce qui réduit aussi l'expansion.
4. Enfin, les gaz d'échappement ne sont pas compil' entements froids en sortie et contiennent encore de l' énergie.

Toutes ces différences par rapport au cycle idéale nous amènent a des questions de performance et de rendement des turbines 'a gaz. Ces points seront d'développes plus en profondeur dans la section.

I.5.Domains d'utilisations des turbines à gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elles peuvent être Utilisées pour l'entraînement des :

- Générateur d'électricité
- Compresseurs
- Pompes

Mais aussi comme système générateur de poussée, notamment dans :

- Chemin de fer
- Propulsion maritime
- Aviation.

I.6.Classification des turbines à gaz:

Les turbines à gaz peuvent être classées :

Par mode de construction :

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

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,). Elles se composent, principalement, de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour générer de la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

Par mode de travail :

On distingue deux types de turbines :

- **Turbine à action :** Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.
- **Turbine à réaction :** Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec une

variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale.

Avec :

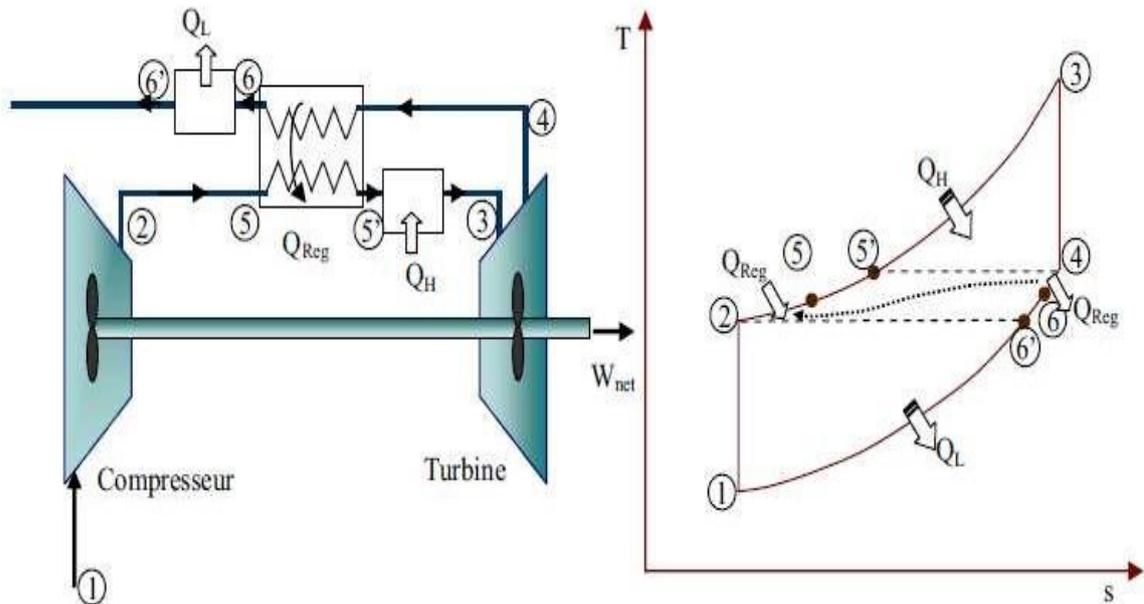
P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice.

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice.

P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine.

Par mode de fonctionnement thermodynamique :

- **Turbine à gaz à cycle ouvert** : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
- **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel Énergétique Sont perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait Intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.



FigureI.6.Cycledebraytonaveclarégénération [21].

Selon disposition de l'arbre :

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

- **Arbre unique** : Dites aussi mono-arbre, c'est une turbine à gaz dans laquellelescomposants rotatifs sontcouplés mécaniquement sur un arbre commun.

Elleestgénéralementutiliséedanslecasoùchercheunfonctionnementavecunecharge. Constante (pour entraîner les générateurs d'électricité) comme le montre leschéma de(figure I.5).

- **Deuxarbres:**Elleal'avantaged'entraînerdes appareils sachargesvariables(pompes, compresseurs,), elle se compose de deuxparties, la première assurel'autonomie de la turbine génératrice de gaz (GG), la deuxième est liée à la charge(figure I.7).

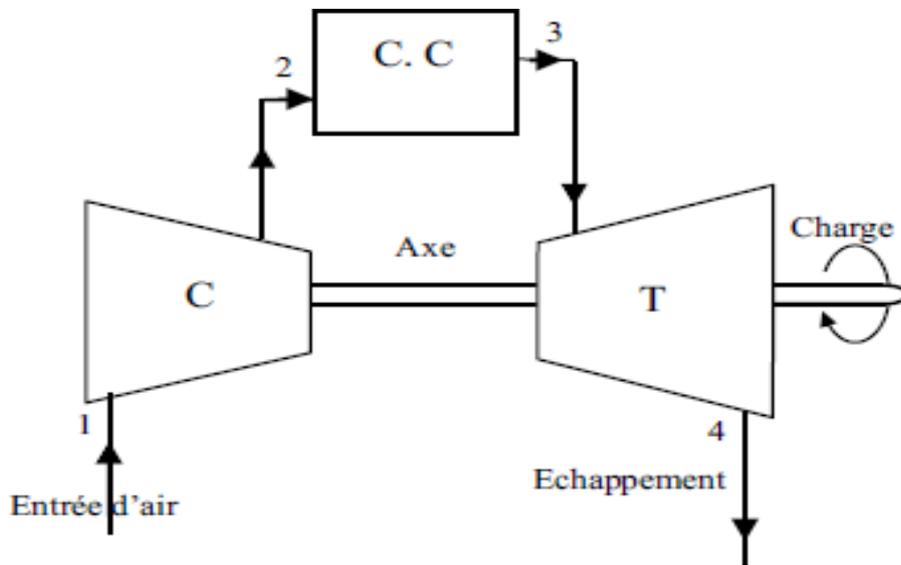


Figure I.7. Turbine à gaz à un seul arbre [21] .

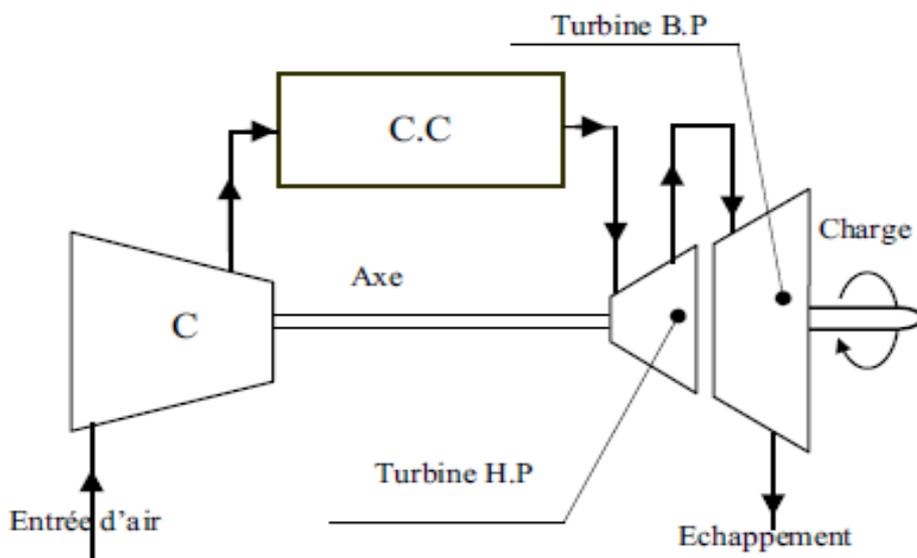


Figure I.8.Turbine à gaz bi-arbre [21].

- **Arbresmultiples:**C'estuneturbinedontlaquellelesrotorsdesélémentsmécaniquessontmontéssur

plus d'un arbre rotatif. Cet arbre peut tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé. Ils sont appelés arbres flottant, à l'exception de l'arbre d'accouplement.

I.7. Technologie des turbines à gaz:

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

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

I.8. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric) : [21]

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz

La forme : MS X XX X X

-MS : Modèle série

-XX :

Type d'entraînement :

M: Mécanique.

G: Génératrice.

PG: Génératrice.

-X :

Echelle de grandeur : 3, 5, 6, 7, 9, ...

-XX : Représente les deux 1^{er} chiffres de la puissance en (HP).

-X :

1 : un seul arbre

2 : deux arbres

-X : Version.

I.9.Les éléments constitutifs d'une turbine à gaz :

Les compresseurs:

Le Compresseur constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur, simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

Les compresseurs de turbine à gaz ne doivent pas seulement augmenter la pression du fluide actif avec un rendement aussi élevé que possible, mais en outre:

Assurer le débit requis;

Alimenter la chambre de combustion avec un fluide suffisamment ralenti, stable et le plus homogène possible. Pour remplir ces différentes fonctions, il existe une très grande variété de compresseurs.(Compresseur axial, centrifuge, multi étagé ...

Les turbines :

Les turbines des turbines à gaz sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique. Il en existe deux types : les turbines axiales turbines centripètes ou radiales. Le fonctionnement d'une turbine présente beaucoup d'analogies avec celui d'un compresseur. Le théorème d'euler (théorème du moment cinétique) relie, comme pour les compresseurs, le travail de détente à la cinétique de la machine. Ils existent des turbines axial, centrifuge, multi étagée ... cet.

Chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion est d'élever le niveau de température du fluide en écoulement permanent par combustion d'un carburant, et aussi d'assurer à l'entrée du distributeur de turbine une répartition de température tant radiale que circonférentielle convenant au bon fonctionnement et à la tenue mécanique de la turbine.

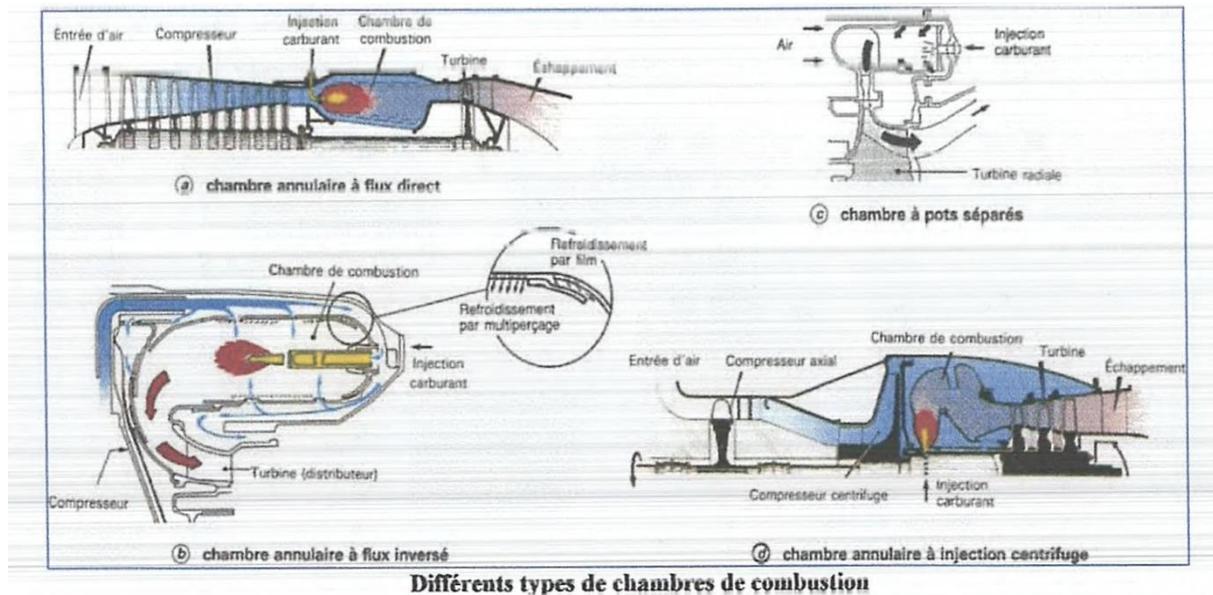


Figure I.9. Différents types de chambres de combustion [20].

I.10. Avantages et inconvénients des turbines à gaz:

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

- Avantage:

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé.

- A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

-Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel, à titre indicatif:

30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.

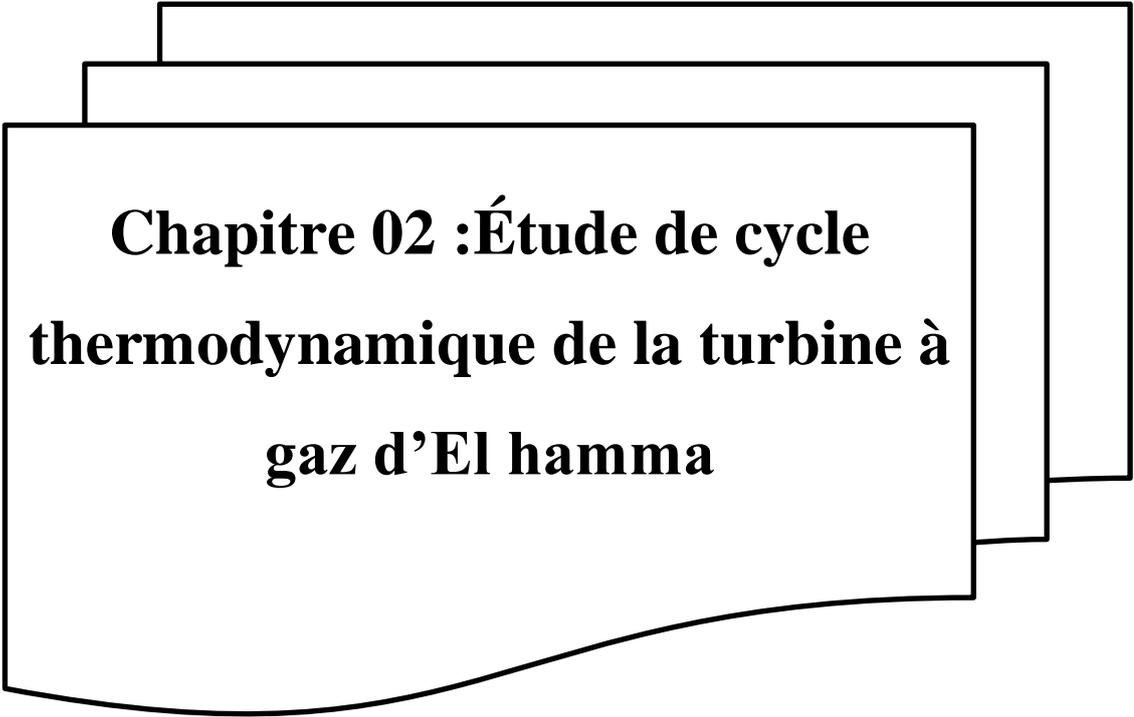
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple).
À titre indicatif :

28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

I.11. Conclusion :

Chapitre 01:Généralité sur les turbines a gaz de la centrale thermique d'el Hamma

Dans ce chapitre, des généralités concernant les turbines à gaz ont été présentées. Une description fonctionnelle et Principe de fonctionnement, une classification selon les divers critères utilisés et une technologie de développement des turbines à gaz, ont été détaillées. Explication du travail du processif de fonction les éléments constitutifsde les enfin, un comparatif entre avantages et inconvénients de ces installations a été dressé.



**Chapitre 02 :Étude de cycle
thermodynamique de la turbine à
gaz d'El hamma**

II.1.Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz dans un premier temps, en utilisant les données standards du constructeur et par la suite, en se basant sur les conditions d'exploitation sur site. L'objectif principal de ce calcul est de déterminer le degré d'influence des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances thermodynamiques de la turbine.

II.2.Cycle thermodynamique de la turbine à gaz :

II.2.1 Représentation de cycle joule-Baryton :

Le cycle thermodynamique de base décrivant le fonctionnement d'une turbine à gaz est appelé "cycle de brayton". C'est un cycle thermodynamique ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués directement vers l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné,...). Il se compose essentiellement de quatre transformations qui sont représentées sur les diagrammes (P- v) et (T - S) de la figure.

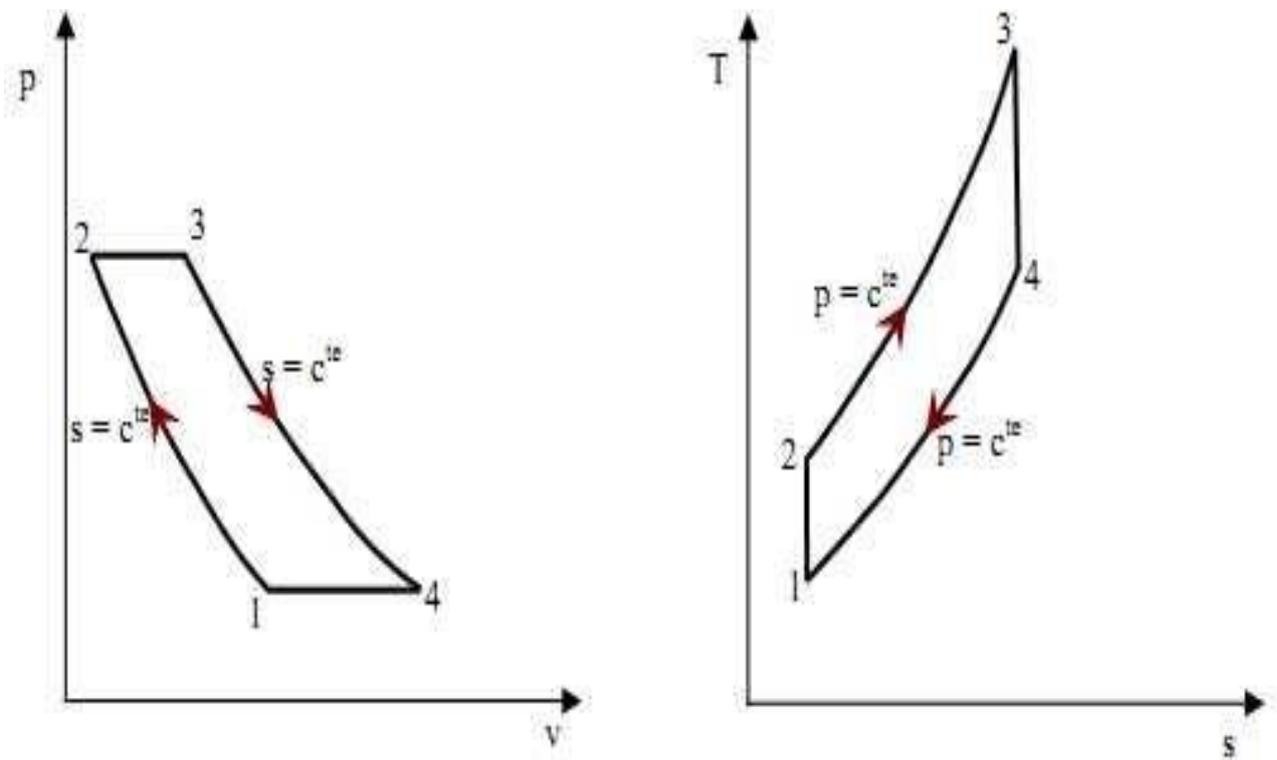


Figure II.1. Cycle idéal d'un TAG diagramme (P-V) et (T-S) [21].

Avec :

(1-2) : Compression isentropique

(2-3) : Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion

(3-4) : Détente isentropique

(4-1) : Echappement dans l'atmosphère. Chacune de ces évolutions thermodynamiques est caractérisée par une équation mathématique découlant d'un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de chaque compartiment, on a à cet effet:

Travail de compression (1-2) :

$$w_c = m_a \times (h_2 - h_1) \quad (\text{II-1})$$

Combustion (2-3) :

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur :

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

Travail de détente (3-4) :

$$W_c = (m_a - m_c) \times (h_3 - h_4) (\text{II-3})$$

II.2.2. Cycle réel de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement sur la figure. Les sections détente dans les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP) sont représentées sur la figure.

Avec les désignations suivantes :

TL : Turbine de lancement

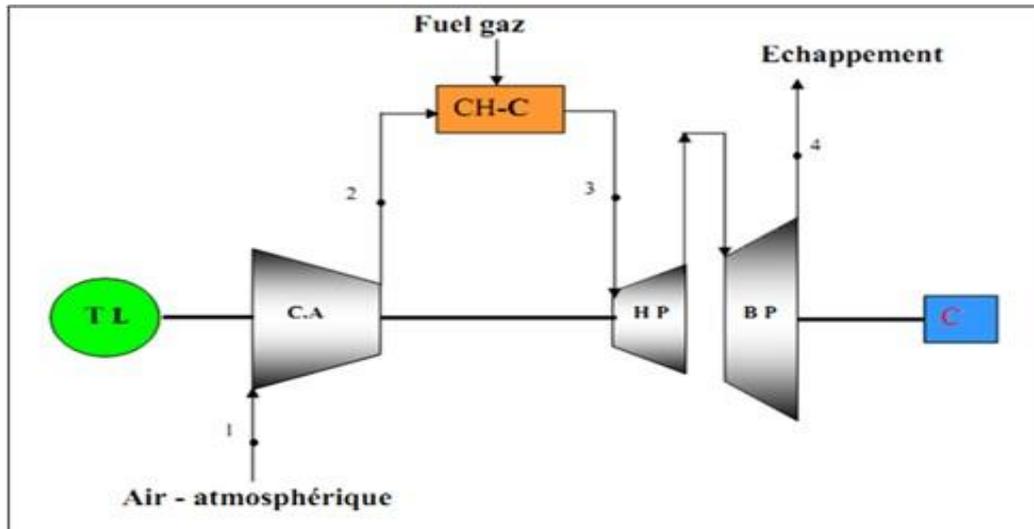
C.A : Compresseur axial

C-C : Chambre de combustion

H.P : Turbine haute pression

B.P : Turbine basse pression

C : la charge (compresseur centrifuge)



FigureII.2. Représentationschématiquesdescomposantesd'un turbine à gazbi-arbre [21].

II.3.Calcul thermodynamique :

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions aux conditions climatiques différentes afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose :

D'après les données standards du constructeur :

D'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et Performances de la turbine représentée.

II.3.1. les données du constructeur :

Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbre, en tenant compte les différentes pertes dans les différents éléments de l'installation et sans récupération (d'après les données du constructeur)

Cette installation de turbine à deux lignes d'arbre est très largement utilisée par les sociétés centrales électriques dans tous les domaines.

Pour le calcul nous avons pris une turbine a gaz de taux de compression 16,8 et de puissance de 13400kW d'après les données du constructeur qui sont :

Paramètres de l'air ambiant :

Température de l'air ambiant : $= 15^\circ\text{C} = 288\text{ K}$.

Pression de l'air ambiant : $= 1.013\text{ bars}$.

Paramètres de fonctionnement de compresseur, de chambres de combustion et de la turbine haute pression :

Taux de compression du compresseur axiale : $= 16.8$

Rendement du compresseur : $= 0.87\%$

Rendement de chambres de combustion : $= 0.97\%$

Température à la sortie des chambres de combustion : $= 1256 = 1529\text{ K}$.

Rendement mécanique de la transmission :

Rendement compresseur – Turbine THP : $= 0.98\%$

Rendement de la turbine THP : $= 0.88\%$

Paramètre de fonctionnement de la turbine de puissance (TBP) :

Rendement de la turbine TBP : $= 0.88\%$

Puissance utile = 13400 KW .

Rendement mécanique de la transmission :

Turbine TBP – Charge : $= 0.98$

Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N = 9000\text{ tr/min}$.

Caractéristique du fluide moteur :

Pouvoir calorifique inférieur du combustible

$= 8500\text{ Kcal/m}^3 \cdot ^\circ\text{C} = 12898.33\text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} = 53915.022\text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$

-Rendement thermique global :

Le rendement : $= 36,2\%$

Consommation spécifique de gaz = $0,180\text{ kg}$

-Les points particuliers du cycle de l'installation :

1 : Entrée dans le filtre.

1a, 1b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur.

2a, 2b : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur.

2 : Entrée de la chambre de combustion.

3 : Sortie de chambre de combustion.

3a, 3b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP.

4a, 4b : Voie de passage entre les deux roues de la TAG.

5a, 5b : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP.

1b : Section avant le premier étage du compresseur.

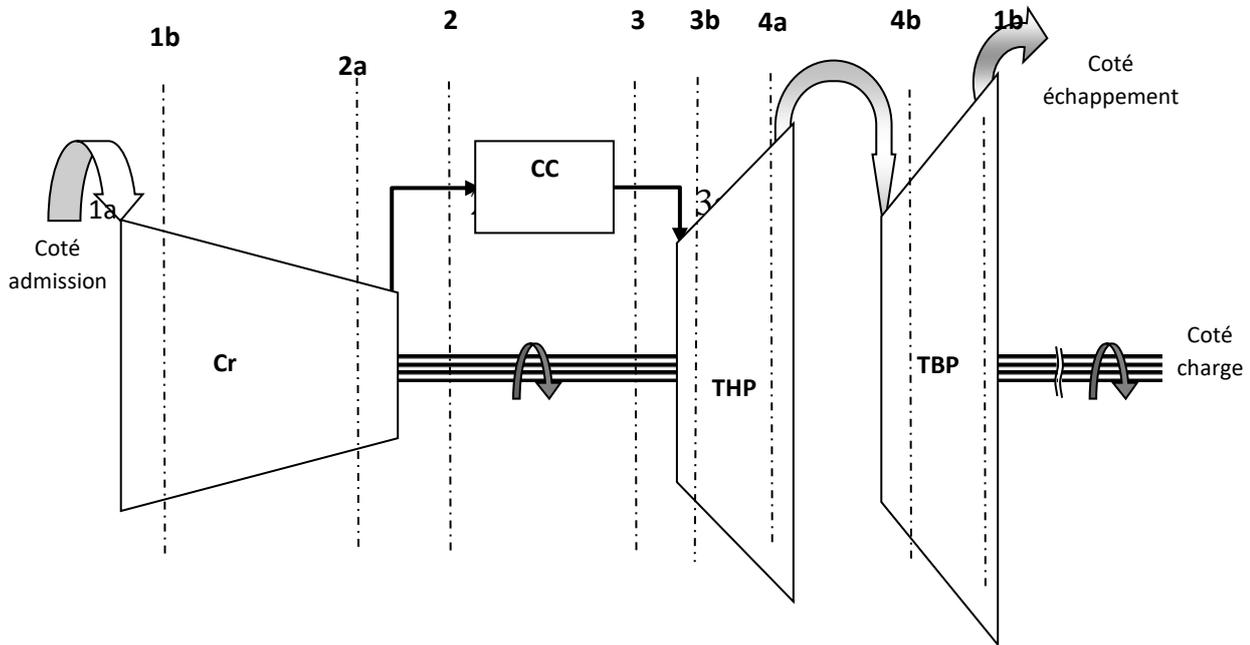
2a : Section après le dernier étage du compresseur.

3b : Section avant le premier étage de la THP.

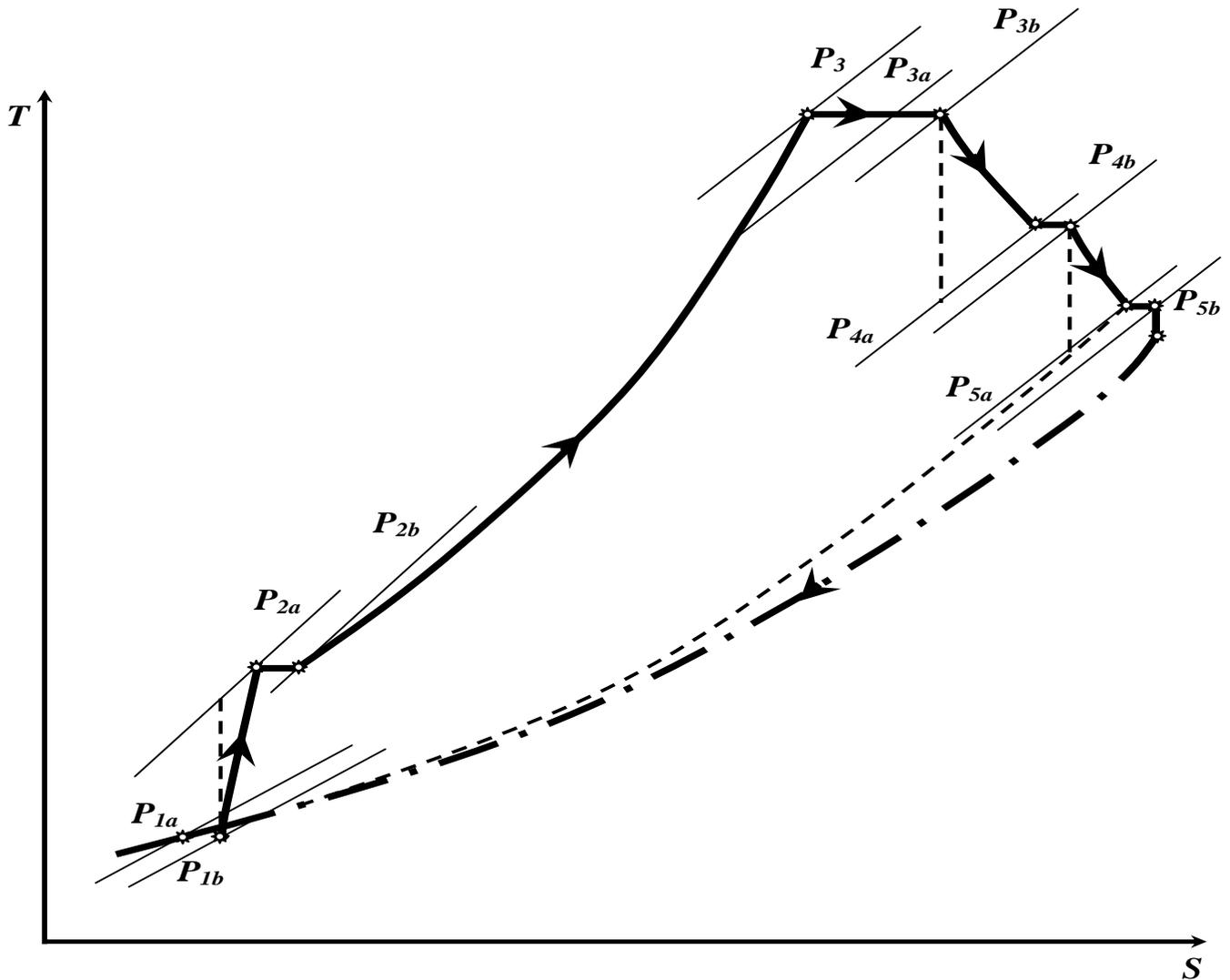
4a : Section après le dernier étage de la THP.

4d : Section avant le premier étage de la TBP

5a : Section après le dernier étage de la TBP.



FigureII.3 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres [23].



FigureII.4 : Diagramme T-S de l'installation [23].

Calcul thermodynamique à deux lignes d'arbre, en tenant compte les différentes pertes dans les différents éléments de l'installation et sans récupération (sur site).

Dans les conditions réelles d'exploitation des turbines à gaz celle-ci sont généralement confrontée à des températures in situ qui a voisinent souvent 35°C en été.

II.3.2.Calcul en fonction des données réelles:

Température ambiante :=26 °C=299K.

La pression atmosphérique :=1,013 bar.

Taux de compression :=16.8 bar.

Coefficient d'excès d'air : $\alpha=3$.

Calcul de la masse volumique :

La masse volumique de l'air à l'entrée du filtre est :

$$P_1 = P^*_1$$

$$T1^* = T1 = 299 \text{ }^\circ\text{K}.$$

$$\rho_1 = \rho^*_1 = \frac{\rho^*_1}{T^*_1 * r}$$

$$\rho_1 = \rho^*_1 = \frac{1,013.10^5}{299.287}$$

$$\rho_1 = \rho^*_1 = 1.18 \text{ Kg/m}^3$$

-Paramètres de l'air avant le premier étage du compresseur :

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

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

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 : Pertes de pression dans la conduite.

ΔP_3 : Pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une ITG moderne est très faible, elle est égale habituellement $\Delta P_1 = 0,015.10^5 \text{ Pa}$

Les pertes de pression dans conduites d'air dépendent de la vitesse d'air (Ca) qui est de 30 à 50 m/s

Soit dans notre cas

$$Ca = 40 \text{ m/s}$$

Les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{Ca^2}{2}$$

Où :

L et d : sont la longueur et le diamètre de la conduite.

ξ : Coefficient d'expérience.

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

$$\Delta P_2 = 0,005.10^5 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où :

η : Rendement de diffuseur.

C_{1a} Et C_{1b} : Vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur.

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

Prenons :

$$C_{1b} = 100 \text{ m/s}$$

$$\eta = 0,9$$

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 1,23 \cdot \frac{100^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = 574 \text{ Pa}$$

Les pertes de pression à l'entrée du compresseur :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3.$$

$$\Delta P = 0,015 \cdot 10^5 + 0,005 \cdot 10^5 + 574$$

$$\Delta P = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,025 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Les paramètres d'entrée au point b sont alors les suivants :

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

$$P_{1b}^* = 1,013 \cdot 10^5 - 0,0257 \cdot 10^5 = 0,987 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow P_{1b}^* = 0,987 \text{ bar}$$

$$T_{1b}^* = T_1^* = 299 \text{ °K}$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{T_{1b}^* \cdot r}$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{0,987 \cdot 10^5}{299 \cdot 287}$$

$$\rho_{1b}^* = 1,1501 \text{ Kg/m}^3$$

-Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a) :

Les paramètres d'arrêt :

La pression d'arrêt P_{2a}^* :

$$P_{2a}^* = \varepsilon \cdot P_{1b}^*$$

$$P_{2a}^* = 16,8 \cdot 0,987$$

$$P_{2a}^* = 16,58 \text{ bars.}$$

La température d'arrêt T_{2a}^* :

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left(1 + \frac{\varepsilon^m - 1}{\eta_{ic}} \right)$$

$$T_{1b}^* = 299^\circ\text{K}$$

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 645.21^\circ\text{K}$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_{mc} = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{299 + 645.21}{2}$$

$$T_{mc} = 472,5^\circ\text{K}.$$

En utilisant cette température moyenne et les graphiques $C_p = f(t)$ et $\gamma = f(t)$, déterminons les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$\begin{cases} \gamma = 1,395 \\ m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,283 \\ C_p = 1010 \text{ j/Kg.k} \end{cases}$$

Et comme :

$$r = C_p \cdot m$$

$$r = 1010 \times 0,283$$

$$r = 286 \text{ j/Kg.K}$$

Donc :

$$T_{2a}^* = 299 \left[1 + \frac{(16.8)^{0,283} - 1}{0,87} \right]$$

$$T_{2a}^* = 692,55^\circ\text{K}$$

Et :

$$\rho_{2a}^* = \frac{P_{2a}^*}{T_{2a}^* \cdot r}$$

$$\rho_{2a}^* = \frac{16,58 \cdot 10^5}{692,55 \cdot 286}$$

$$\rho_{2a}^* = 8.37 \text{ Kg/m}^3.$$

Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion :

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P ;$$

$$\text{où : } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Avec :

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

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2b}^* \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Où :

$\eta = 0,5 \div 0,7$; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

$$C_{2a}^* = 40 \text{ m/s}$$

$$\rho_{2b}^* = \rho_{2a}^* = 8,37 \text{ Kg/m}^3.$$

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 8,37 \times \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 21427,2 \text{ Pa.}$$

ΔP_2 : Pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de Combustion (2b, 2).

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a}^*$$

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot 16,58 \cdot 10^5$$

$$\Delta P_2 = 16580 \text{ Pa.}$$

$$\Delta P = 21427,2 + 16580$$

$$\Delta P = 38007,2 \text{ Pa.}$$

$$\text{Donc : } P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P$$

$$P_2^* = 16,58 - 0,38007$$

$$P_2^* = 16,2 \text{ bars.}$$

$$T_2^* = T_{2a}^* = 692,55^\circ \text{K.}$$

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{T_{2,r}^*}$$

$$\rho_2^* = \frac{16,2 \cdot 10^5}{692,55 \cdot 286,7}$$

$$\rho_2^* = 8,16 \text{ Kg/m}^3$$

Les paramètres du gaz après la chambre de combustion :

On évalue les pertes aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la pression de l'arrêt à l'entrée de la chambre de combustion.

$$P_3^* = P_2^* - \xi \cdot P_2^*$$

$$P_3^* = 16,2 - 0,01 \cdot 16,2$$

$$P_3^* = 16,03 \text{ bars.}$$

$$T_3^* = 1529 \text{ °K}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,305 \\ C_p = 1230 \text{ j/Kg °K} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m = 0,2337 \\ r = 287,47 \text{ j/Kg °K.} \end{array} \right.$$

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{T_3^* \cdot r}$$

$$\rho_3^* = \frac{16,03 \cdot 10^5}{1529 \times 287,47}$$

$$\rho_3^* = 3,6469 \text{ Kg/m}^3 .$$

Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine THP :

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P .$$

Où :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 .$$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression d'arrêt dans la conduite.

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot P_3^*$$

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 16,03$$

$$\Delta P_1 = 0,08015 \text{ bar.}$$

ΔP_2 : Pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la conduite.

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_3^* \frac{C_{3b}^* - C_{3a}^*}{2}$$

$$= \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 4,1958 \cdot \frac{110^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 0,02447 \text{ bars}$$

$$P_{3b}^* = 16,03 - (0,08015 + 0,02447)$$

$$P_{3b}^* = 15,92 \text{ bars.}$$

$$T_{3b}^* = 1529 \text{ °K}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{T_{3b}^* \cdot r}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{15,92 \cdot 10^5}{1529,287,47}$$

$$\rho_{3b}^* = 3,6219 \text{ Kg/m}^3$$

Les paramètres du gaz après le dernier étage de la THP :

Le rapport de pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur du gaz (compresseur axial – Turbine).

$$\mathfrak{S}_{cr} = \mathfrak{S}_{THP}$$

$$M_a \cdot W_{cr} \cdot \frac{1}{\eta_{mec(cr)}} = M_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)}$$

Où :

M_a, M_g : Débits massiques de l'air et des gaz.

W_{cr}, W_{THP} : Travail mécanique du compresseur et de la turbine THP, qui tiennent compte les pertes mécaniques.

Admettons que : $\eta_{mec(cr)} = \eta_{mec(THP)} = 0,98$; et en première approximation : $M_a = M_g$.

Alors nous obtenons :

$$W_{cr} = W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)} \cdot \eta_{mec(cr)}$$

$$W_{THP} = 1165 * 0,98 * 1529 * [1 - (5,43)^{-0,28}]$$

$$W_{THP} = 658694,36 \text{ J/kg}$$

$$W_{cr} = W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)} \cdot \eta_{mec(cr)}$$

$$W_{cr} = 658694,36 * 0,98 * 0,98$$

$$W_{cr} = 632610,06 \text{ J/kg}$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

$$r = m \cdot C_p$$

$$(C_p)_a \cdot T_{1b}^* \cdot \frac{1}{\eta_{cr}} \cdot ((\epsilon_{cr})^{m_{air}} - 1) = \eta_{mec(cr)} \cdot \eta_{mec(THP)} \cdot C_{p_g} \cdot T_{3b}^* \cdot \eta_{iTHP} \cdot (1 - (\epsilon_{THP})^{-m_g})$$

$$C_{p_a} = 1010 \text{ j/Kg} \cdot k$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{1b}^* = 299^\circ K \\ T_{2b}^* = 692,55^\circ K \end{array} \right\}$$

$$T_m = 393,55^\circ K$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,395 \\ m = 0,283 \\ r = 286 \frac{\text{j}}{\text{Kg}} \cdot \text{k} \end{array} \right.$$

$$C_{p_g} = 1165 \text{ j/Kg} \cdot \text{k} \text{ (pour } T_{mg} = 943,71^\circ\text{K)}$$

$$\gamma = 1,33 \Rightarrow$$

$$m = \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$m = 0,2481$$

$$r = 0,2481 \times 943,7$$

$$r = 288,2 \text{ j/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

Donc :

$$1010 \times 299 \times \frac{1}{0,87} \times (16,8^{0,283} - 1) =$$

$$= 0,98 \times 0,98 \times 1165 \times 1529 \times 0,88 \times (1 - (\epsilon_{\text{THP}})^{-0,2481})$$

$$\epsilon_{\text{THP}} = 5,43$$

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \epsilon_{\text{THP}}$$

$$P_{4a}^* = \frac{15,92}{5,43}$$

$$P_{4a}^* = 4,36 \text{ bars.}$$

$$(T_{4a})_s^* = \frac{T_{3b}^*}{(\epsilon_{\text{THP}})^{m\gamma}}$$

$$(T_{4a})_s^* = \frac{1529}{(5,43)^{0,2424}}$$

$$(T_{4a})_s^* = 971,01^\circ\text{K.}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{\text{THP}} \cdot (T_{3b}^* - (T_{4a})_s^*)$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{T_{4a}^* \cdot r}$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{4,36 \cdot 10^5}{980,96 \times 287,74}$$

$$\rho_{4a}^* = 1,495 \text{ Kg/m}^3.$$

$$T_{4a}^* = 1529 - 0,88 \cdot (1529 - 971,01)$$

$$T_{4a}^* = 980,96^\circ\text{K}$$

Les paramètres avant le premier étage de la TBP :

La pression d'arrêt :

$$P_{4d}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

ΔP_1 : Les pertes dans les diffuseurs de sortie de la THP.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \cdot \rho_{4a}^* \cdot \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 1,479 \cdot \frac{90^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 1942,2 \text{ Pa.}$$

ΔP_2 : Les pertes de pression dans la conduite 4b ;4c

$$\Delta P_2 = 0,005 \times P_{4a}^*$$

$$\Delta P_2 = 0,005 \times 4,36$$

$$\Delta P_2 = 0,0218 \text{ bar.}$$

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

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1 - \eta}{\eta} \right) \cdot \rho_{4a}^* \cdot \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1 - 0,9}{0,9} \right) \cdot 1,494 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = 1062,4 \text{ Pa.}$$

$$\Delta P = 1942,2 + 2180 + 1062,4$$

$$\Delta P = 5184,6 \text{ Pa.}$$

$$P_{4d}^* = 4,36 - 5184,6 \cdot 10^{-5}$$

$$P_{4d}^* = 4,31 \text{ bars.}$$

$$T_{4d}^* = T_{4a}^* = 980,96^\circ \text{K.}$$

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

$$\rho_{4d}^* = \frac{4,31 \cdot 10^5}{1013,96 \times 287,98}$$

$$\rho_{4d}^* = 1,476 \text{ Kg/m}^3$$

Les paramètres après le dernier étage de la TBP :

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5 = 20 \text{ m/s}$ et $\rho_5 = 0,95 \text{ Kg/m}^3$, nous avons alors :

$$P_5^* = P_5 + \rho \cdot \frac{C_5^2}{2}$$

$$P_5^* = 1,013 \cdot 10^5 + \frac{0,95 \times 20^2}{2}$$

$$P_5^* = 1,014 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

Admettons que la vitesse à la sortie du dernier étage de la TBP est $C_{5a} = 90 \text{ m/s}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a, 5b et 5c sont égales à 1,5% :

$$P_5^* = P_{5a}^* \cdot (1 - 0,015)$$

$$P_{5a}^* = \frac{P_5^*}{(1 - 0,015)}$$

$$P_{5a}^* = \frac{1,013 \cdot 10^5}{(1 - 0,015)}$$

$$P_{5a}^* = 1,028 \text{ bars.}$$

Et le rapport de pression dans la TBP :

$$\epsilon_{\text{TBP}}^* = \frac{P_{4d}^*}{P_{5a}^*}$$

$$\epsilon_{\text{TBP}}^* = \frac{4,31}{1,028}$$

$$\epsilon_{\text{TBP}}^* = 4,24$$

D'où

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{(\epsilon_{\text{TBP}}^*)^{\text{mg}}}$$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{980,96}{4,24^{0,247}}$$

$$(T_{5a}^*)_s = 606,58 \text{ K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4b}^* - \eta_{\text{THP}} \cdot (T_{4b}^* - (T_{5a}^*)_s)$$

$$T_{5a}^* = 1013,96 - 0,88(1013,96 - 606,58)$$

$$T_{5a}^* = 616,19 \text{ K}$$

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

$$\rho_{5a}^* = \frac{1,028 \cdot 10^5}{616,19 \times 286,71}$$

$$\rho_{5a}^* = 0,481 \text{ Kg/m}^3$$

Débits massiques et rendements :

Travaux massiques de la TBP :

$$W_{TBP} = (C_p)_g \cdot T_{4d}^* \cdot \eta_{TBP} \cdot [1 - (\varepsilon_{TBP})^{-m_g}]$$

$$\gamma = 1,328$$

$$T_{4d}^* = 980,96 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{mg} = 798,57 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{5a}^* = 616,19 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$C_p = 1098,44 \text{ j/Kg.deg}$$

$$m = 0,2469$$

$$W_{TBP} = 1098,44 \times 980,96 \times 0,88 \cdot [1 - (4,24)^{-0,2469}]$$

$$W_{TBP} = 284466,785 \text{ J/Kg.}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance égale à 13,4MW, le débit massique des gaz

$(G_g)_{TBP}$. Trouvant la $(G_g)_{TBP}$:

$$\mathfrak{S}_{eff} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBP}$$

$$G_g = \frac{\mathfrak{S}_{eff}}{\eta_m \cdot W_{TBP}}$$

$$G_g = \frac{13,4 \cdot 10^6}{0,98 \times 284466,785}$$

$$(G_g)_{TBP} = 48,06 \text{ Kg/s.}$$

Travail de la turbine

$$W_T = W_{TBP} + W_{THP}$$

$$W_T = 284466,785 + 658694,36$$

$$W_T = 943161,14 \text{ J/KG}$$

Le travail utile est donné par la relation :

$$W_U = W_T + W_{cr}$$

$$W_U = 943161,14 + 632610,06$$

$$W_U = 310551,08 \text{ J/Kg}$$

Quantité de chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_f = C_{p(CC)} \Delta T$$

$$Q_f = C_{p(CC)} \cdot (T_3 - T_{2b})$$

$$Q_f = 1230(1529 - 692,55)$$

$$Q_f = 1028833,5 \text{ J/KG}$$

η_{cc} : Le rendement thermique de la chambre de combustion qui tient compte la combustion incomplète et les pertes de chaleur vers le milieu extérieur.

q_c : Débit massique de combustible

q_r : Débit massique relatif de l'air de refroidissement

q_f : Débit massique relatif des fuites

$$q_c = 0,01788 \text{ kg/s}$$

$$q_r = 0,05 \text{ kg/s}$$

$$q_f = 0,01 \text{ kg/s}$$

$$G_a = \frac{G_g}{(1-q_r-q_f)+q_c}$$

$$G_a = \frac{48,06}{1-0,05-0,01+0,01788}$$

$$G_a = 45,57 \text{ Kg/s}$$

Le débit massique du combustible :

$$G_c = G_a \cdot q_c$$

$$G_c = 45,57 \times 0,01788$$

$$G_c = 0,815 \text{ Kg/s}$$

Donc le rendement thermique global de la turbine est :

$$\eta_{th} = \frac{w_u}{Q_f} = \frac{310551,08}{1028833,5} = 0,3018$$

$$\eta_{th} = 30,18\%$$

La masse du combustible est donnée par la relation suivante :

$$M_c = \frac{Q_f}{PCI}$$

$$M_c = \frac{1028833,5}{53,9150 \cdot 10^6}$$

$$M_c = 0.01908 \text{ Kg}$$

La consommation spécifique de gaz est donnée par la relation suivante :

$$C_s = \frac{3600 \cdot M_c}{W_u}$$

$$C_s = \frac{3600 \cdot 0.01908 \cdot 10^3}{310551,08}$$

$$C_s = 0.221181 \text{ kg/kwh}$$

Tableau II.1 : Les résultats de calcul d'après les données réelles

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
P1=0,987bars	T1=299k	$\rho_1=1,1501 \text{ kg/m}^3$
P2=16,58bars	T2=692,55k	$\rho_2=8,37 \text{ kg/m}^3$
P3=15,92bars	T3=1529k	$\rho_3=4,1684 \text{ kg/m}^3$
P4=4,36bars	T4=980,96k	$\rho_4=1,495 \text{ kg/m}^3$
P5=1,028bars	T5=616,19k	$\rho_5=0,481 \text{ kg/m}^3$

$W_{TBP}=284466.785 \text{ J/Kg}$
$G_a=45.57 \text{ Kg/s}$
$G_c=0,815 \text{ Kg/s}$
$G_g=48.06 \text{ Kg/s}$
$\eta_{th}=30.18$
$C_s = 0,221 \text{ kg/kwh}$

II .3.Comparaison des résultats :

Tableau II.2 : comparatif des résultats obtenus.

	<i>Gc</i> Kg/s	<i>Ga</i> Kg/s	<i>Ggkg/s</i>	<i>WTBP</i> KJ/Kg	<i>ηth</i> %	Cs Kg/kWH
Donnée du constructeur : $T_0=288K$ $P_u = 13,4MW$	0,695	38,9	39,4	344276.15	36,2	0,180
Calcule réel : $T_0=299 K$ $\varepsilon=16,8$	0,815	45.57	48.06	284466.785	30,18	0,221

Enfin on observe les résultats principaux obtenus. Dans le régime considéré nous avons les diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta W_{TBP}}{W_{TBP}} = \frac{W_{TBP} - W'_{TBP}}{W_{TBP}}$$

$$\frac{\Delta W_{TBP}}{W_{TBP}} = \frac{344276.15 - 284466.785}{344276.15}$$

$$\frac{\Delta W_{TBP}}{W_{TBP}} = 17,37\%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{\eta - \eta'}{\eta}$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0,362 - 0,301}{0,362}$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = 16.85\%$$

Influence de la température d'admission :

Chapitre 02 :Étude de cycle thermodynamique de la turbine a gaz d'El hamma.

Pour voir l'influence de la température d'admission sur le rendement de notre machine, on a relevé durant notre stage pratique à plusieurs températures de la salle de contrôle et on a obtenu les résultats suivants :

Tableau II.3: Evolution de la puissance utile, du rendement de la turbine a gaz en fonction de la température ambiante.

Température AmbianteC°	Puissance utile Kw	Rendement %
15	13400	36,2
20	13350	33,5
26	12750	30,18
35	12100	29,7

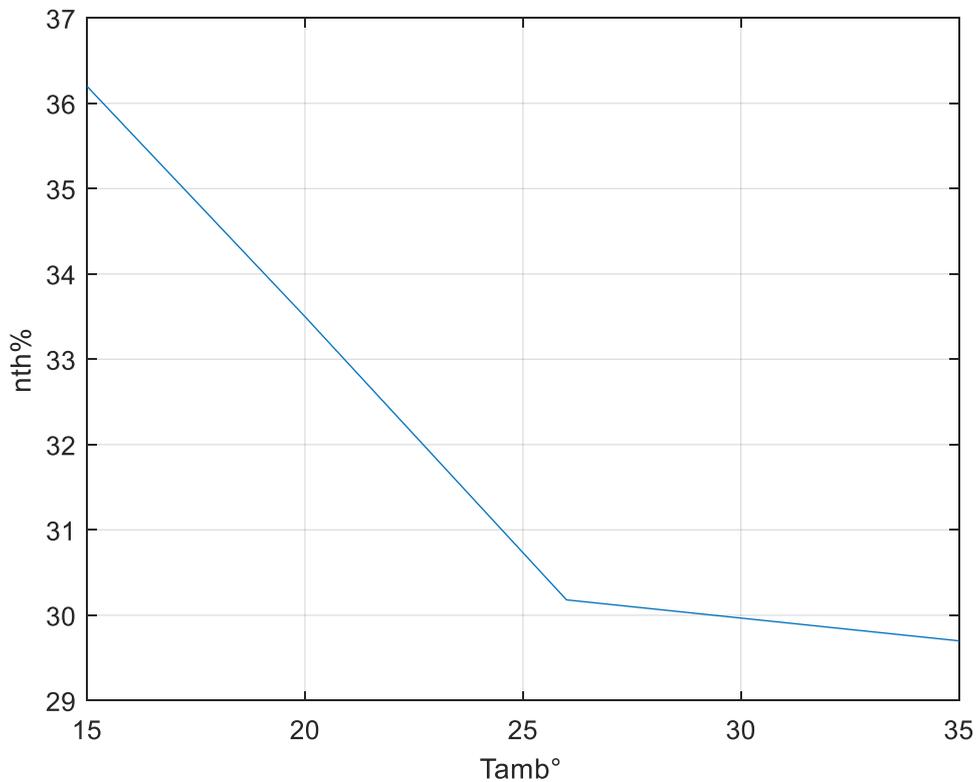


Figure. II.5: Evolution du rendement de la turbine a gaz en fonction de la température ambiante

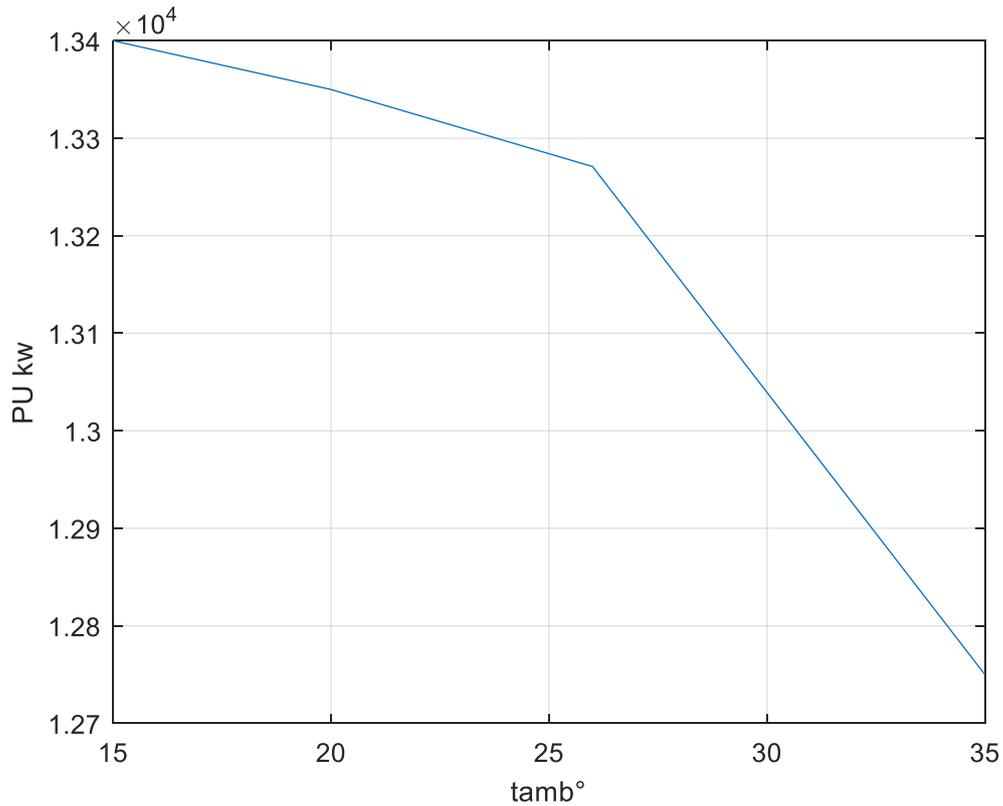


Figure II .6: Evolution de la puissance utile de la turbine a gaz en fonction de la température

On remarque d'après le tableau récapitulatif ainsi que les figures (II.5) et (II.6) que le rendement de la turbine a gaz et sa puissance utile ont subi une baisse considérable. Ceci est dû à l'augmentation de la température d'admission, donc on affirme que la température ambiante a une importante influence sur la performance de notre turbine.

Selon l'étude faite à une température ambiante de 15 °C, le rendement globale de la machine est de 36,2% et sa puissance utile est de 13400 KW , tandis que le rendement global ainsi que la puissance utiles calculés a une température de 35 °C sont respectivement 29 ,1 % et 12750 KW ,d'où un manque de 20 % au niveau de son rendement notamment un manque de 650 KW pour la puissance utile .Cette baisse est due au fait que le débit massique diminue, ce qui entraine la diminution de la puissance utile de la turbine donc de son rendement, car ces deux grandeurs sont proportionnelles.

Tableau. II.4: Tableau comparatif de la consommation spécifique en fonction de la température

Température AmbianteC°	Consommation spécifique Kg/KWh
15	0,180
20	0,2
26	0 ,221
35	0,252

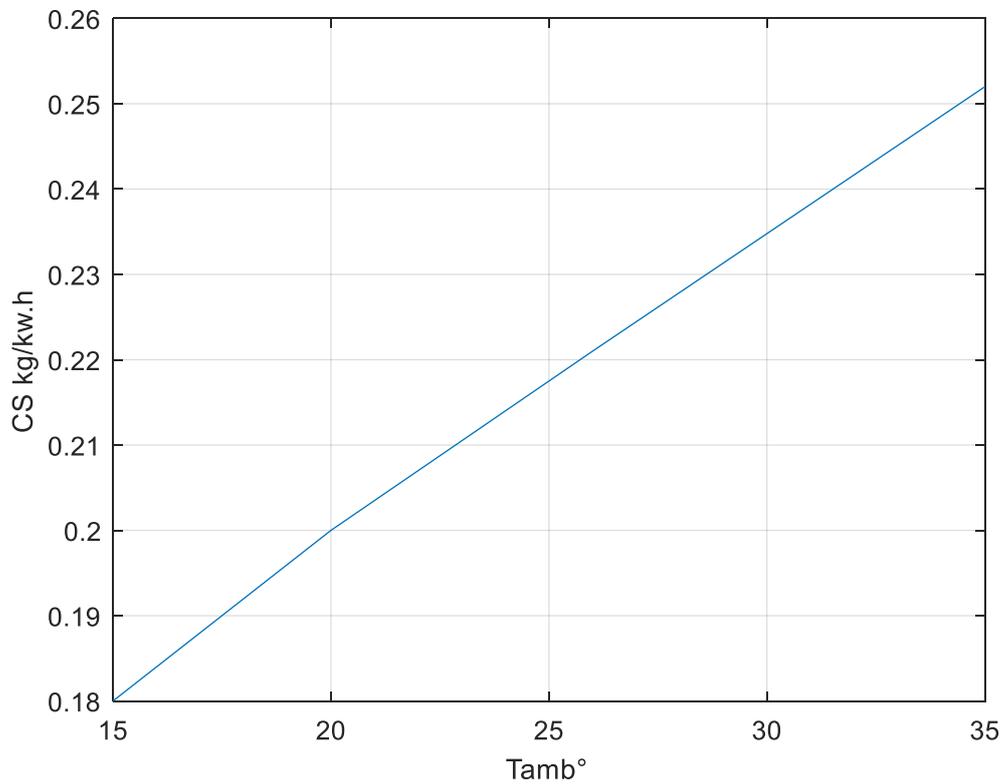


Figure II.7: Evolution de la consommation spécifique en fonction de la Température

D'après les résultats obtenue (tableauII.4) et (Figure II.7), on remarque que la consommation spécifique du fuel gaz augmente quand la température ambiante augmente, on conclut que la température ambiante influt non seulement sur le rendement global de la turbine a gaz mais aussi sur la consommation du fuel gaz injecté dans les chambres de combustion

II .4.Influencer des facteurs sur les performances de la turbine à gaz :

II .4.1.Influencer des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :

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

Ces facteurs sont :

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

II .4.1.1.La température ambiante :

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

II .4.1.2.La pression ambiante :

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

II .4.1.3.L'humidité relative :

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

II .4.1.4Les poussières :

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

II .4.2.Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :

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

Ils sont énumérés ci-dessous :

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

II .4.2.1.Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur :

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

II .4.2.2.Chutes de pression dans le système d'échappement :

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

II .4.2.3.Influence du type de combustible :

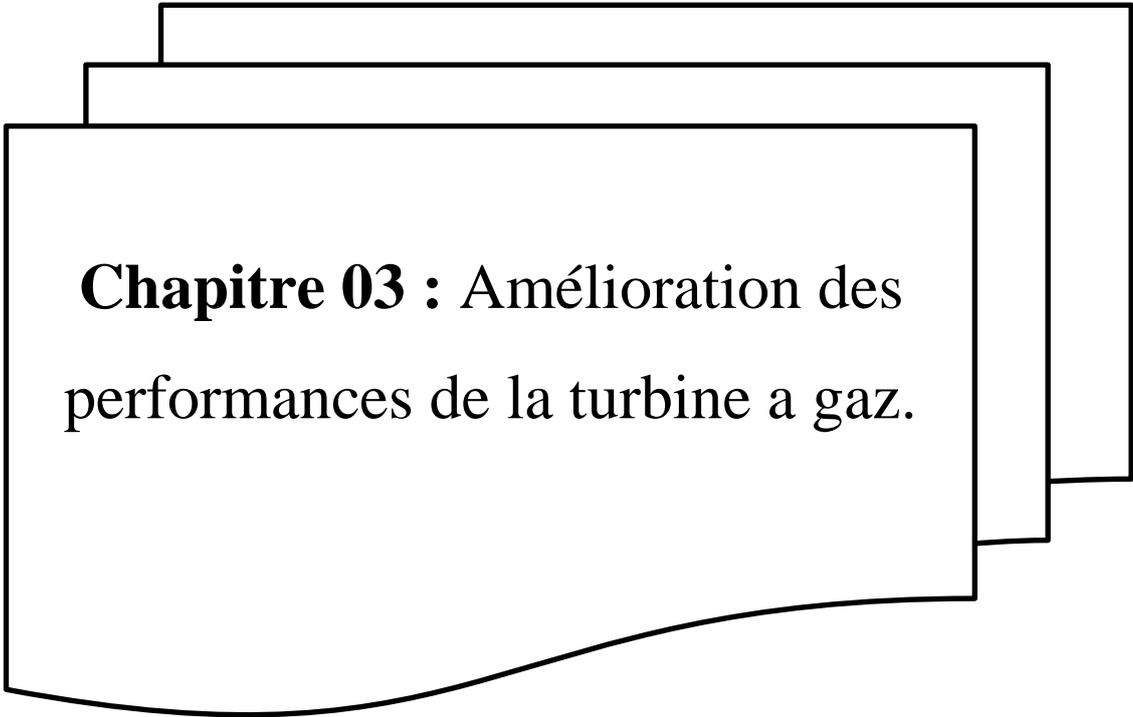
On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique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

II .5.Conclusion :

Partir de ce calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de La température de l'air à l'entrée du compresseur axial, cela provoque en premier lieu

La variation des rapports de compression de l'air de combustion, dont la puissance diminue

Quand la température de l'air atmosphérique aspiré augmente. Cela a naturellement aussi son influence sur la diminution de rendement thermique de turbine à gaz de donnée de constructeur 36, 2% à prés les calculs réel 30,18%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de la turbine.



Chapitre 03 : Amélioration des performances de la turbine a gaz.

III.1. INTRODUCTION:

Les TAG doivent respecter les conditions ISO (Organisation Internationale de normalisation) pour l'optimisation de leur rendement thermique à savoir : une pression atmosphérique de 1,013 bar et une température ambiante de 15°C. Malheureusement, les conditions de fonctionnement varient d'une région à une autre. Cependant, les turbines à gaz sont sensibles à la variation de la température de l'air ambiant qui varie de manière significative entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver. Ce qui affecte le rendement thermique d'exploitation de ces machines et rend nécessaire l'amélioration de leurs performances.

Afin d'améliorer les performances des turbines à gaz, plusieurs méthodes ont été utilisées (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau).

Il s'agit de faire le point de différents matériels nécessaires et procédures d'améliorations des performances de notre système par la méthode de récupération de chaleurs d'échappement pour chauffer l'air d'admission déjà comprimé au niveau du dernier étage du compresseur axiale. Nous allons dans cette partie reprendre les paramètres des calculs précédents, mais cette fois ci avec régénération de la chaleur d'échappement qui est l'objet principal de notre étude.

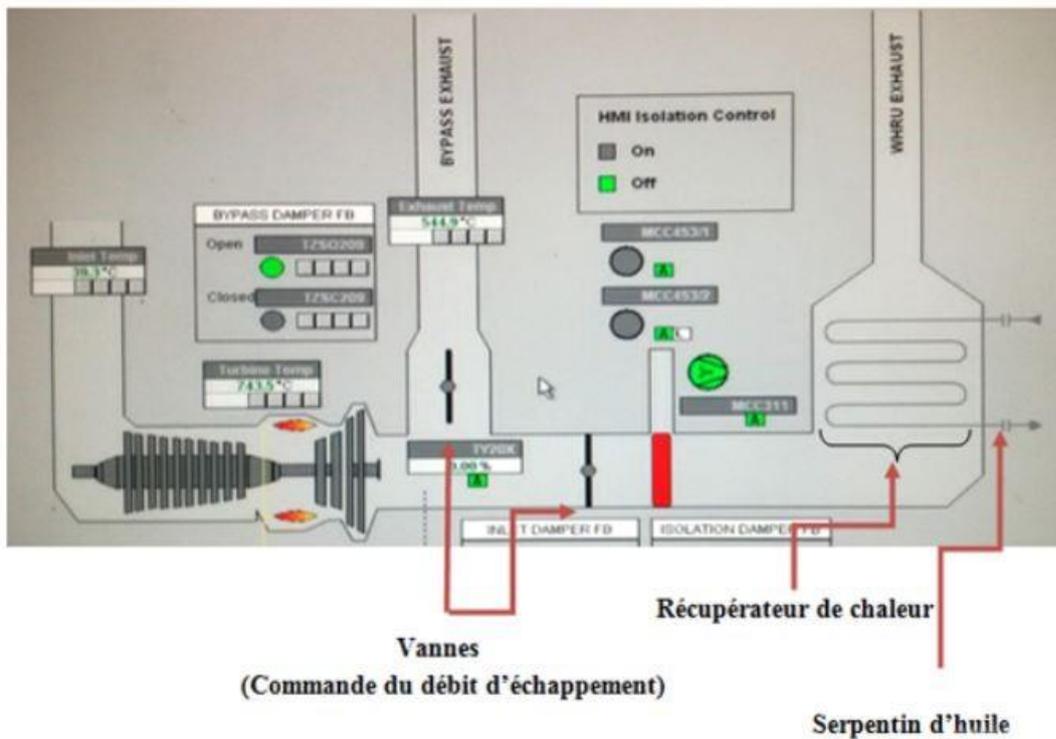


Figure III.1. Schéma TAG avec récupération de chaleur [25].

III.2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE :

III. 2.1 Description générale et diagramme TS :

Le comportement du cycle thermodynamique, ainsi que ses détails ont une influence significative sur la conception de la turbine et de ses paramètres. Pour cela les relations des paramètres du cycle doivent être analysées avec précision.

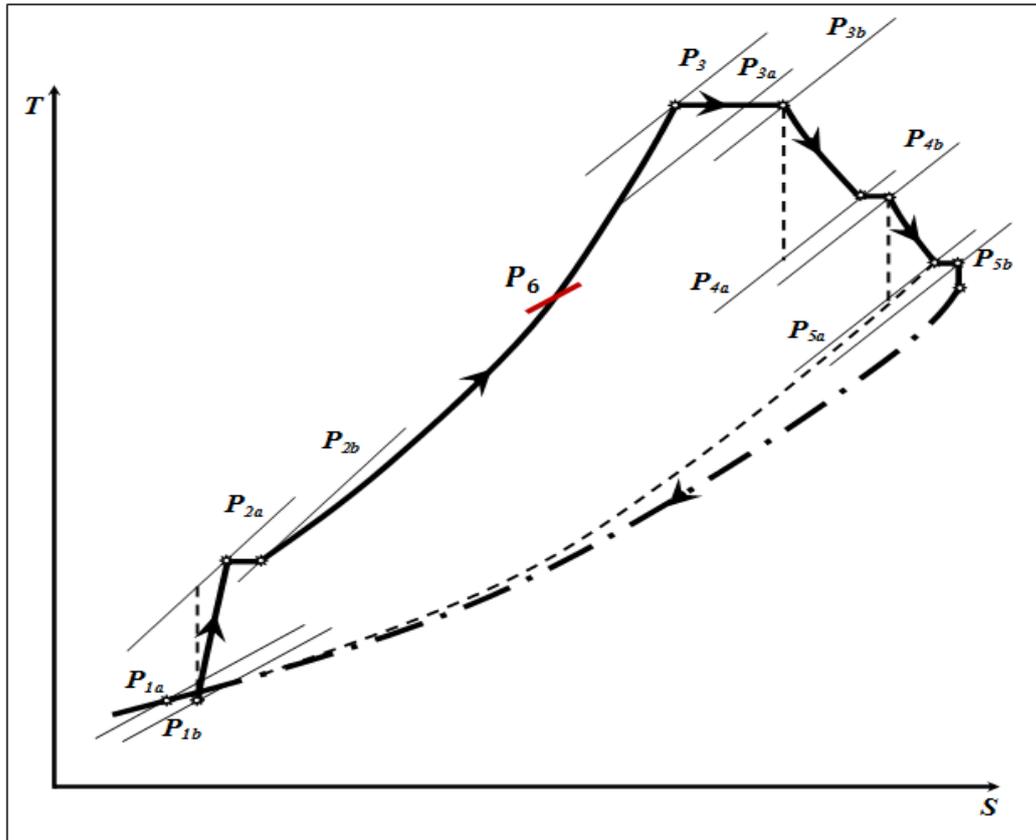
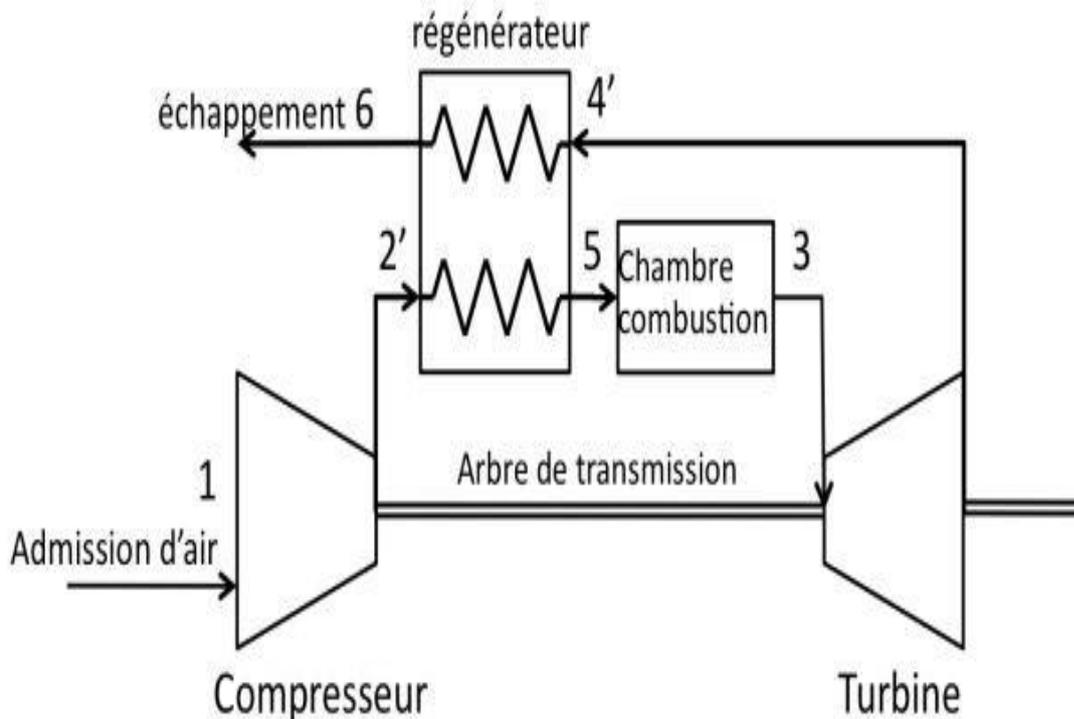


Figure III .2. Diagramme TS de la turbine à gaz avec régénération (modifier la figure de chapitre II).

III.2.2. Cycle proposé :

La figure III.2 représente l'arrangement d'un cycle avec régénération des gaz d'échappements. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de la turbine à gaz est utilisée pour chauffer l'air d'admission déjà comprimé afin de le réinjecter dans l'amont de la chambre de combustion. Les gaz de combustion quittent la turbine à une température élevée. Cette partie est utilisée grâce à un échangeur de chaleur pour chauffer l'air qui sort du compresseur.



FigureIII.3: Cycle avec régénération des gaz d'échappements de la turbine a gaz [22].

III.3.Choix et calculs de l'échangeur de chaleur :

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

Pour la régénération de chaleur de notre turbine à gaz on va utiliser un échangeur de type gaz / gaz a contrecourant Rendement de récupérer l'énergie de gaz d'échappement a la fin réchauffer l'air a l'entrée de la chambre de combustion.

III.3.1. Solution proposée :

L'installation de la turbine à gaz sur le site est déjà équipée d'un régénérateur de chaleur de type (liquide/ gaz) (figure III.3), qui est utilisée pour chauffer de l'huile grâce à la chaleur d'échappement de la TAG. Cette huile est utilisée pour les besoin de l'usine.

En modifiant la géométrie du même régénérateur de chaleur placé a coté de la TAG, on propose d'agrandir cet échangeur en rajoutant une partie qui a les mêmes dimensions que celle qui est déjà installer.

Cette solution a été choisit afin de d'optimiser le cout de la nouvelle l'installation



Figure III4: Dispositif de régénération des gaz d'échappements de la turbine a gaz [25].

III.3.2 Caractéristiques techniques et dimensionnement de l'échangeur de chaleur choisie :

Pour nos calculs de dimensionnement de notre échangeur, on a élaboré aussi un programme

- Coté calandre (Fluide chaud: Gaz brulés) :[24]

nous avons choisi ces dimensions pour l'échangeur de chaleur après de nombreuses expériences, et nous avons constaté que ce sont des dimensions appropriées et qu'elles augmentent le rendements de la turbine.

Largeur : $l = 4$ m

Longueur : $L = 1,80$ m

Hauteur : $H = 2$ m.

- Coté tubes (Fluide froid: Air comprimé):

On a choisi les diamètres des tubes suivant la normalisation internationale tema+- (TubularExchangerManufacturer Association, Inc.) :

$D_{ext} = 0,038$ m

$D_{int} = 0,034$ m

Epaisseur

$e = 0,004$

$m = 4$ mm

Nombre de tubes $N_t = 20$

Nombre de passes $N_p = 20$

Le matériau utilisé pour l'échangeur est l'acier inoxydable avec une conductivité thermique

$\lambda_m = 26$ W/m.K

3.3.3 Calcul des paramètres de l'échangeur de chaleur :

Le nombre d'unité de transfert est donné par la relation :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{min}} \quad (\text{III.1})$$

Avec : C_{min} le débit thermique minimal et S la surface d'échange

Le coefficient d'échange global est donné par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_m} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{III.2})$$

h_c :Coefficient d'échange coté calandre

h_f :Coefficient d'échange coté tubes

- Calculs du coefficient d'échange coté calandre " h_c " (fluide chaud) :

$$h_c = \frac{N_U * \lambda_1}{D_h} \quad (III.3)$$

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante :

$$N_{uc} = 0.33.Re^{0.6}, Pr^{0.33} \quad (III.4)$$

et le nombre de Reynolds est calculé suivant la relation

$$Rec = \frac{U_1.D_h}{\nu_1} \quad (III.5)$$

On a le diamètre hydraulique D_h

$$D_h = \frac{4.S_p}{P_m} \quad (III.6)$$

La section de passage S_{pc} coté calandre

$$S_{pc} = (L \cdot l) - (N_t \cdot l \cdot D_{ext})$$

$$S_{pc} = (4.1,80) - (20.1,80.0,038)$$

$$S_{pc} = 5,83 \text{ m}^2$$

La relation du périmètre mouillé est donnée par :

$$P_{mc} = \pi \cdot D_{ext} \cdot N_t \cdot N_p$$

$$P_{mc} = \pi \cdot 0,038 \cdot 20 \cdot 20$$

$$P_{mc} = 47,7 \text{ m}$$

D'ou :

$$D_h = \frac{4.5,83}{47,7}$$

$$D_h = 0,48 \text{ m}$$

ν_1 La viscosité cinématique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté chaud.

Avec : $\nu_1 = 3,625 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$

\dot{M}_{ech} : Débit massique des gaz d'échappement de la TAG

$$\dot{M}_{ech} = G_a \cdot 0,8$$

\dot{M}_{ac} : Débit massique d'air comprimé injecté dans la CC

$$\dot{M}_{ac} = G_a \cdot 0,25$$

$$ET \ U_1 = \frac{Mech}{\rho \cdot S_p}$$

$$U_1 = \frac{45,57.0,8}{0,48 \cdot 1,5,83}$$

$$U_1 = 13 \text{ m/S}$$

$$Re_c = \frac{U_1 \cdot D_h}{u_1}$$

$$Re_c = \frac{13,048}{3,625 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_c = 1,7213 \cdot 10^5$$

$$N_{uc} = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$$

Avec B=0,33 et

On a le nombre de Prandtl

$$Pr_c = \frac{u_1 \cdot c p_{2b}}{\lambda_1}$$

$$Pr_c = \frac{3,625 \cdot 10^{-5} \cdot 1230}{0,05779}$$

$$Pr_c = 0,77$$

$$N_{uc} = 0,33 \cdot (1,7213 \cdot 10^5)^{0,6} \cdot 0,77^{0,33}$$

$$N_{uc} = 419,58$$

$$h_c = \frac{N_U \cdot \lambda_1}{D_h}$$

$$h_c = \frac{419,58 \cdot 0,05779}{0,48}$$

$$h_c = 50,51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Calculs du coefficient d'échange coté tubes "hf" (fluide froid) :

$$h_f = \frac{N_U \cdot \lambda_2}{D_{int}} \quad (\text{III.7})$$

$$Re_t = \frac{U_2 \cdot D_{int}}{\mu_2} \quad (\text{III.8})$$

D'ou : μ_2 La viscosité cinématique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté froid (voir annexe).

Avec $\mu_2 = 3,625 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$

Et

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4}$$

$$U_2 = \frac{\dot{M} \dot{M}_{ac}}{\rho_{2b} \cdot S_t \cdot N_t}$$

$$U_2 = \frac{45,57 \cdot 0,25}{8,37 \cdot (9,07 \cdot 10^{-4}) \cdot 20}$$

$$U_2 = 75,03 \text{ m/s}$$

$$Re_t = \frac{U_2 \cdot D_{int}}{u_2}$$

$$Re_t = \frac{75,03 \cdot 0,034}{3,1 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_t = 0,8229 \cdot 10^5$$

Le nombre de Nusselt coté tube est donné par :

$$N_{ut} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \text{ (III.9)}$$

Le nombre de Prandtl

$$Pr_t = \frac{u_2 \cdot cp_{1b}}{\lambda_2}$$

λ_2 Conductivité thermique de l'air à la température à l'entrée de l'échangeur coté froid

$$\lambda_2 = 0,047 \text{ W/m.K}$$

$$Pr_t = \frac{3,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1010}{0,047}$$

$$Pr_t = 0,66$$

$$N_{ut} = 0,023 \cdot (0,8229 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,66^{0,33}$$

$$N_{ut} = 171,40$$

Le coefficient d'échange coté tube (fluide froid) :

$$h_f = \frac{N_{ut} \cdot \lambda_2}{D_{int}}$$

$$h_f = \frac{171,40 \cdot 0,047}{0,034}$$

$$h_f = 236,94 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

D'ou le coefficient global d'échange K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_m} + \frac{1}{h_f}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{50,51} + \frac{0,004}{26} + \frac{1}{236,94}}$$

$$K = 41,37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Le calcul du coefficient global de l'échangeur est justifié car pour un échangeur de type gaz/gaz : $30 < K < 120$ (voir annexe).

- Surface globale d'échange :

$$S = \pi \cdot D_{ext} \cdot L \cdot N_t \cdot N_p \text{ (III.10)}$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 20$$

$$S = 190,9 \text{ m}^2$$

$$C_{min} = G_a \cdot Cp_{1b} \cdot 0,25$$

$$C_{min} = 45,57 \cdot 1010 \cdot 0,25$$

$$C_{min} = 11,506 \cdot 10^3$$

$$C_{max} = G_a \cdot Cp_{2b} \cdot 0,25$$

$$C_{max} = 45,57 \cdot 1010 \cdot 0,25$$

$$C_{max} = 14012,775$$

d'ou le nombre d'unité de transfert NUT :

$$NUT = \frac{K \cdot S}{C_{min}}$$

$$NUT = \frac{41,37 \cdot 190,9}{11,506 \cdot 10^3}$$

$$NUT = 0,68$$

La relation du NUT en fonction de l'efficacité thermique est donnée par la relation :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-Z)]}{1 - Z \cdot \exp[-NUT(1-Z)]} \text{ (III.11)}$$

Avec Z : le rapport des deux débits thermiques des fluides chauds et froids

$$Z = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$Z = 0,82$$

E : l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

$$E = \frac{1 - \exp[-0,68(1-0,82)]}{1 - 0,82 \cdot \exp[-0,68(1-0,82)]}$$

$$E = 0,4198 = 41 \%$$

On a :

$$Q = Cp_2 \Delta T = Cp_2 \cdot (T_6 - T_{2b})$$

Avec : T_6 température à l'entrée de la chambre de combustion après régénération

L'efficacité de l'échangeur est donnée par la relation

$$E = \frac{q_{réel}}{q_{max}}$$

$$E = \frac{T_6 - T_{2b}}{T_{5b} - T_{2b}}$$

D'ou :

$$T_6 = E.(T_{5b} - T_{2b}) + T_3$$

$$T_6 = 0,41.(616,15 - 692,55) + 692,55$$

$$T_6 = 661,22K$$

III.4 Rendement de la turbine à gaz après régénération :

III.4.1 Quantité de chaleur fournit après régénération dans la chambre de combustion

$$Q_f = Cp_2 \Delta T = Cp_2.(T_3 - T_{10})$$

$$Q_f = 1010.(1529 - 661,22) = 876,45$$

D'ou la chaleur fournit après amélioration :

$$Q_f = 876,45 \text{ KJ/Kg}$$

III.4.2 Rendement thermique de la TAG après régénération

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_f} = \frac{310,551}{876,45} = 0,3543$$

$\eta_{th} = 35,43\%$

III.5. Consommation spécifique du fuel gaz après régénération :

$$M_{combustible} = \frac{Q_f}{PCI}$$

$$M_{combustible} = \frac{876,45}{53,9150.10^6}$$

$$M_{combustible} = 0,0163$$

d'ou

$$M_{cr} = 0,0163 \text{ Kg comb/ 1 Kg mélange}$$

$$\dot{M}_{cr} = Ga. M_{cr} = 0,74 \text{ Kgc/s}$$

On sait que la consommation spécifique est donnée par la relation suivante :

On a:

$$C_s = \frac{3600.\dot{M}_{cr}}{W_u}$$

$$C_s = \frac{3600.0,0163}{310,551}$$

D'ou la consommation spécifique de fuel gaz après régénération

$$C_s = 0,188954 \text{ Kg/Khw}$$

III.6 Gains en consommation :

$$G = \frac{C_{ss} - C_{sa}}{C_{ss}}$$

Cs =0 ,188954 kg /kwh

Avec : C_{ss} : Consommation spécifique sans régénération.

C_{sa} : Consommation spécifique avec régénération.

$$G = \frac{0,221 - 0,188}{0,221} = 0,149 = 14,9 \%$$

III.8.Etude comparative :

La comparaison des performances de la turbine à gaz a été étudiée en faisant varier la température ambiante. Les différents résultats du rendement thermique ainsi que la consommation spécifique en fonction de la température d'admission ont été représentés sur les tableaux et figures ci-dessous :

Tableau III.1: Tableau comparatif des rendements obtenue sans et avec régénération

Températures	Rendement sans régénération %	Rendement avec régénération %
15	36,2	42,5
20	33,5	38,7
26	30 ,18	35 ,43
35	28,5	33 ,4

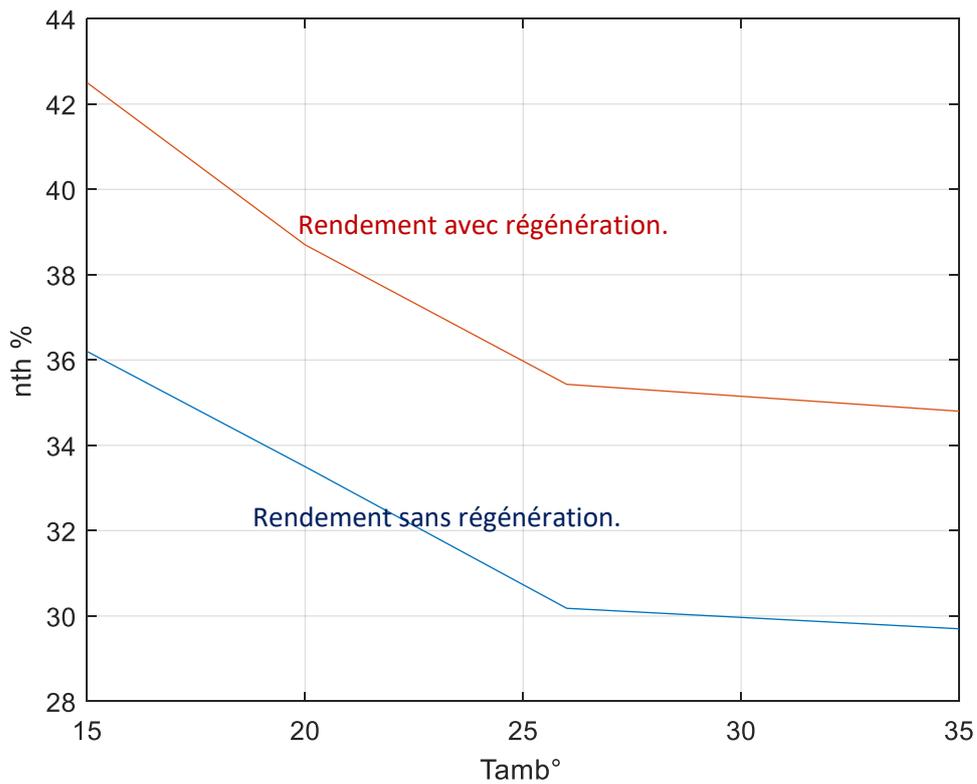


Figure III.5: Rendements thermique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante

Tableau III.2: Tableau comparatif de la consommation spécifique sans et avec régénération et les gains en consommation en fonction des températures ambiantes

Températures	Consommation spécifique (sans Régénération) Kg/KWh	Consommation spécifique (Avec Régénération) Kg/KWh	Gains en consommation ΔMc %
15	0,180	0,147	18,3
20	0,2	0,167	16,5
26	0,221	0,188	14,9
35	0,252	0,219	13

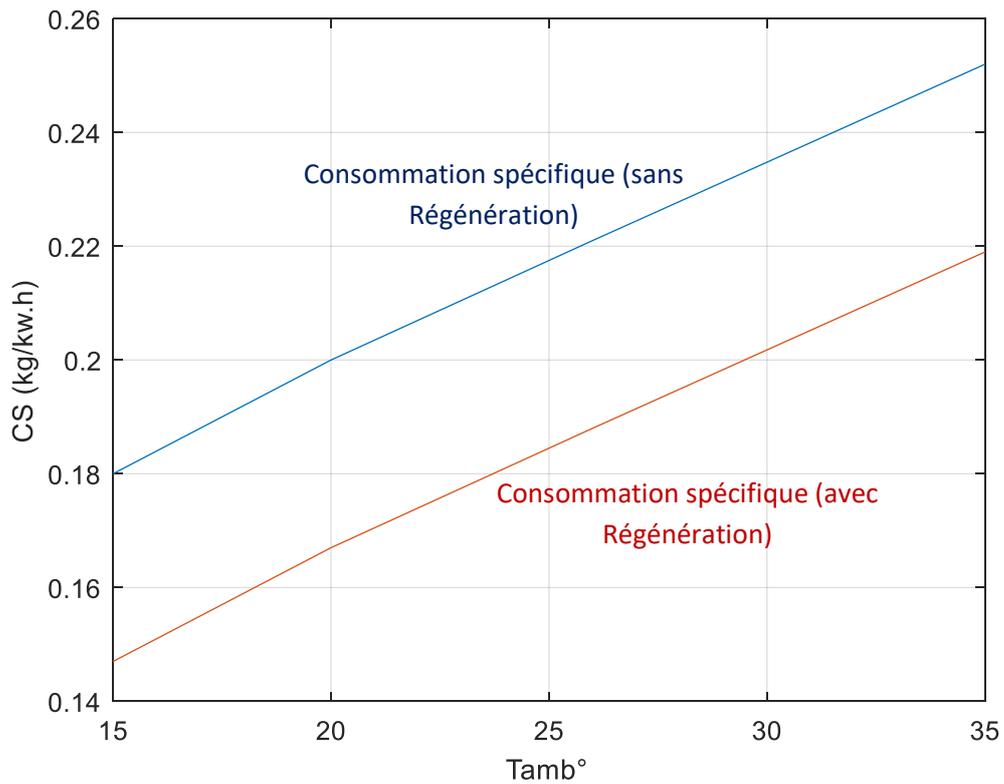


Figure III .6: consommations spécifique obtenue sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiantes

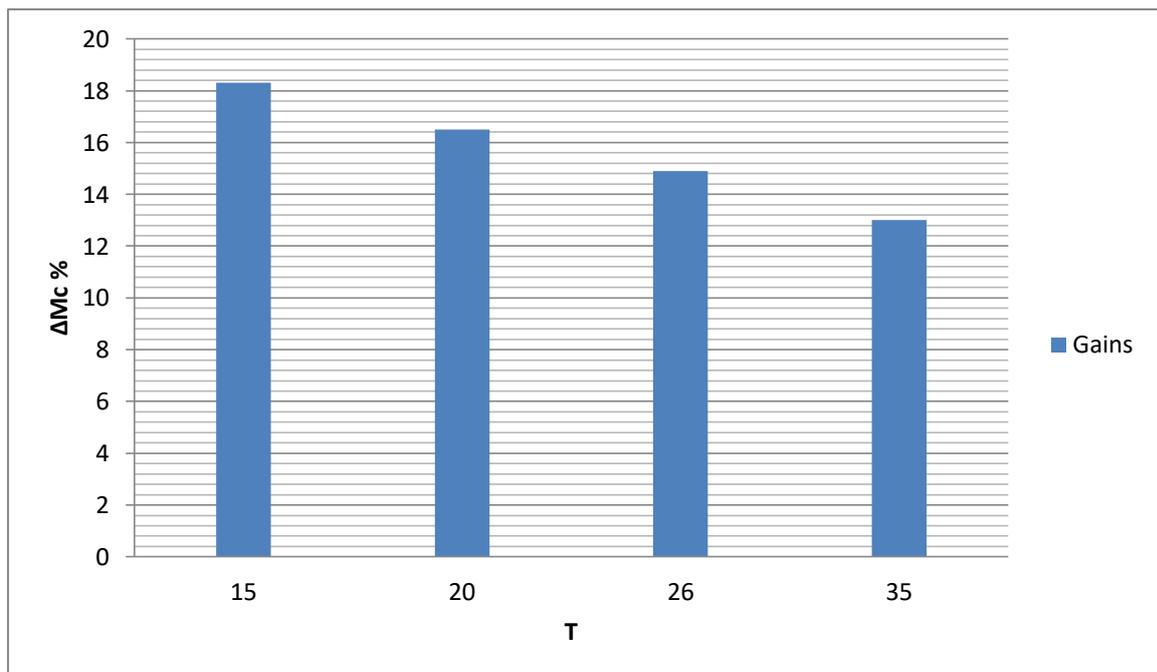


Figure III.7: Gains en consommation sans et avec régénération en fonction des différentes températures ambiante

III.8 Interprétation des résultats :

Les graphes ci dessus nous montrent la comparaison des performances de la turbine avec et sans régénération de chaleur, on observe qu'après l'utilisation des gaz d'échappements provenant de la turbine a gaz et grâce à l'échangeur de chaleur proposé, Le rendement thermique subit une amélioration importante pour différentes températures d'admission (*Figure. III.5*), par exemple pour une température relevée $T=26^{\circ}\text{C}$ le rendement thermique est passé de 30,18% à 35,43% soit un gain de 5%.

Cette méthode de récupération de chaleur réduit la consommation spécifique (*Figure. III.6*) pour les différentes températures relevées. Cela est dû à la quantité de chaleur gagnée au niveau de la chambre de combustion suite à la régénération. Après avoir fait une comparaison entre la consommation sans et avec régénération a une température de 26°C , on a constaté un gain de 14.9 %.

III.9. Conclusion :

En vue des résultats obtenus dans ce chapitre, et après avoir fait un dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre qu'on propose de le mettre en place à côté de la section d'échappement de notre TAG près de l'ancien récupérateur primaire. La méthode de régénération de chaleur d'échappement proposée permet non seulement d'améliorer le rendement de la turbine, mais aussi de réduire sa consommation de fuel gaz.

CONCLUSION GENERALE :

Ce travail nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site de el hamma alger . Au cours de notre stage, on a assisté à de nombreuses révisions des turbines à gaz , ce qui nous a permis de voir les différents organes qui constituent la turbine à gaz et leurs rôles.

Une description détaillée de la turbine à gaz a été effectuée que ce soit sur le plan technologique que fonctionnel. Une comparaison des résultats entre les performances de la turbine avec les conditions ISO, les conditions réelles a été réalisée et il a été constaté que l'écart peut, dans certains cas, s'avérer conséquent. L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz à bi-arbres, prise dans son site d'exploitation, a aussi permis d'évaluer le degré d'influence des conditions climatiques qui doivent être pris.

Afin d'arriver à nos fins, une étude détaillée a été faite pour prévoir les performances du cycle réel de notre turbine sans et avec régénérations des gaz d'échappement.

Le dispositif de récupération de la chaleur proposé consiste à chauffer l'air comprimé provenant du dernier étage du compresseur axial afin de le réinjecter directement dans la chambre de combustion et ceci grâce à un échangeur de chaleur (régénérateur) placé dans la partie échappement de la turbine. Les résultats obtenus prouvent que la technique proposée, améliore les performances de la turbine à gaz étudiée en vue de l'augmentation de son rendement thermique d'une part un gain important en consommation du gaz injecté d'autre part. Cette technique d'amélioration ne peut être adoptée que sous réserve d'une étude économique très très bien détaillée. En perspective, cette étude peut être étalée à d'autres travaux qui peuvent être développés en futurs articulant sur les points suivants :

- ✓ Utilisation d'autres techniques d'améliorations des performances des TAG tels que (Le refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau).
- ✓ Autres types d'échangeurs peuvent être éventuellement utilisés pour améliorer les performances des TG avec régénération.
- ✓ changer les dimensions de l'appareil utilisé avec différents diamètres et différents matériaux.
- ✓ Une étude technico-économique bien ficelée sera l'objet d'un autre PFE. compte afin d'estimer réellement les performances de la turbine.

Bibliographie

- [1] Daniens, Energétique et turbomachines (691/IGM).10/08/2019.
- [2] Manuel de formation, exploration et production et les équipements et le turbine.25.25/02/2018
- [3] Manuel de formation pour la conduite et l'entretienaffaire N.P sonatrach srgA2, localitéAlgérie.2021.
- [4] Mahmoud nadir,adaptation et optimisation d'un cycle mixte sur une Installation de TG, thèse doctorale, 2009.
- [5] H. Cohen, G.F.C. Rogers, GAS turbine theory, 3ème Edition ,1987.
- [6] S.BAHAZ, Présentation d'une turbine à gaz, Sonatrach ,2016 .
- [7] Abderrahmane mebtoul, expert international,20 mars 2017.
- [8] R. Bidard et J.bonnin, énergétique et turbomachine, Editions Eyrolles, Saint-Germain, Paris, 1997.
- [9] Mohammed lachkar et Omar aznag, Vérification du support démarreur équipant le turboréacteur CFM 56.13/12/2016.
- [10] Pierre Bezbakh,articlele monde, université Paris-Dauphine, 20 /03/2017.
- [11] Max giraud et Joël silet, article Turbines à gaz aéronautiques *et* terrestres.10/11/1992.
- [12] meziane lila, analyse des performances d'unité de production d'énergie -cas de turbine à gaz,10/12/2001.
- [13] Presses de l'école des mines de paris,extrait de systèmes énergétiques, tome 2 ,2013.
- [14] Yvesloranchet mise , en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie,2013.
- [15] W.P.J. Visser and M.J. broomhead, a genericobject-orientedgasturbine simulation environnement ,10/11/1992.
- [16] P. Koninck et H. Ben Ferhat,la production d'énergie sous toutes ses facettes Solutions pour l'Afrique, 2000.
- [17] SiemensPipeline Compressor STC-SV-SPC compresseur components ,08/10/2019.
- [18] Fabri, Ribaud, PFE, turbine à gaz, 02/12/2021.

Bibliographie :

[19] Bouam Abdellah ,thèse de doctorat, amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.29/08/2007.

[20] Ghiti, rapport de stage, amelioration de performance d'un turbine a gaz, usthb, 2007.

[21] Chaouad Ilyes, étude et amélioration des performances de la turbine a gaz MS 5002C,2012.

[22] Aggad toutik , analyse et optimisation des performances de la centrale thermique du hamma ,ALGER.2005 .

[23] Bariki mohammed,PFE, etude thermodynamique et maintenance de la turbine a gaz, 2015.

[24] J.-P. Wauquier , Collectif technique Le raffinage du pétrole Tome 2,2016

[25]Merah.y et NemiLilia , Stage Pratique 2015,Document interne Région de Rhourde Nous Sonatrach, Mai 2017.