



Faculté De Technologie

Département de Génie Mécanique

**Mémoire de fin d'études
pour l'obtention du diplôme de master
en génie mécanique
Option : Génie Energétique**

Thème :

*Calcul thermodynamique
de la turbine à gaz au sein du complexe
de Gassi Touil*

Présenté Par :

BEGAG Abdelaziz

DIAF Nabil

Le 14 / 06 / 2015

Soutenu devant les membres de jury:

Mr KERBOUA B.

Président

Mr ALIANE A.

Examineur

Mr GUELLIL H.

Examineur

Mr SEBBANE O.

Encadreur

Mr SAIM R.

Co-encadreur

Remerciements

Avant tout nous tenons à remercier Allah Le Tout puissant de nous avoir donné la foi et la confiance, ainsi que la volonté et le courage, pour pouvoir arriver à terme de notre entreprise à savoir réaliser un mémoire de fin d'études.

Nous tenons également à adresser nos remerciements à notre encadreur Mr SEBBANE Omar qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience et sa gentillesse.

Nous remercions son attention, ses précieux conseils, ainsi que la confiance qu'il nous a toujours témoignée, sans oublier Mr SAIM Rachid, pour son soutien et sa patience. Les membres du jury Mr KERBOUA bachir, Mr ALIANE Abdelnour, et Mr QUELLIL Hocine trouvent nous vifs remerciements pour leur acceptation d'évaluer notre modeste travail.

Nous remercions également tous ceux qui, tout au long de ces années d'études, nous ont encadré, aidé, conseillé et même supporté dans des périodes difficiles.

Nos remerciements les plus sincères vont à nos chers parents. Sans leur accompagnement, nous ne serions jamais arrivés à réaliser un tel travail.

Nos remerciements les plus sincères vont aussi à tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin, par leurs conseils et leurs critiques.

Enfin, nous sommes également reconnaissants à tous nos amis que nous portons au fond de nos cœurs.

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont
soutenu de près et de loin,

A ma mère, et mon père,

A mes sœurs et mes frères

A mes proches

A tous mes amis

Abdelaziz

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont
soutenu de près et de loin,

A ma mère, et mon père,

A mes sœurs et mes frères

A mes proches

A tous mes amis

Nabil

Résumé

Les turbines à gaz ont connu une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures.

Dans ce présent travail, nous avons effectué un calcul thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz type MS5002C. Dans un premier temps le calcul a été fait avec les conditions de fonctionnement ISO tout en prenant en considération tous les facteurs influençant de près ou de loin les performances de la turbine, notamment le débit de combustible et le débit d'air, par la suite, une comparaison entre les données standards du constructeur et les données réelles sur site a été présentée.

Cette étude a montré que les résultats obtenus par le calcul thermodynamique effectué avec les conditions ISO vérifient bien les valeurs du constructeur avec un rendement de 27,04%. Cependant, le calcul effectué dans les conditions du site GASSI TOUIL a montré que les performances de ces machines sont influencées par la température élevée de l'air ambiant, ce qui a conduit à un rendement moins important de 24%.

Abstract

Gas turbines have great importance in the industrial sector in particular that of hydrocarbons. A detailed thermodynamic study was addressed in this work.

We discussed in the first chapter on generalities gas turbines, their historical. The various gas turbine schemes, modes of operation, the role of each component, a comparison between the two gas turbine types have been initiated in the second chapter.

In the third chapter, we studied the thermal and energy balances of various gas turbines.

The thermodynamic calculation of the installation of the gas turbine-type MS5002C was treated in the fourth chapter. At first the calculation was done with the conditions of ISO operation while taking into consideration all factors influencing in any way the performance of the turbine, including the flow of fuel and air flow thereafter a comparison of the standards to the manufacturer and the actual site data was presented. After completing the thermodynamic calculations, thermal yields reach 27.04% for manufacturer data and 24% for data on site. This decrease in yield is due to the increase in the site that is essential temperature directly affects the performance of the installation so on the functioning of the gas turbine.

ملخص

تعرف توربينات الغاز أهمية كبيرة في القطاع الصناعي و على وجه الخصوص في المحركات. وقد وجهت دراسة حرارية مفصلة في هذا العمل.

نناقش في الفصل الأول عموميات حول توربينات الغاز وتاريخها. مخططات توربينات الغاز المختلفة، وأساليب عملها، ودور كل مكون، وقد بدأت المقارنة بين نوعي توربينات الغاز الاثنتين في الفصل الثاني.

في الفصل الثالث، ندرس الأرصدة الحرارية والطاقوية لمختلف توربينات الغاز .

حساب حراري قمنا به لتوربينت الغاز من نوع MS5002C في الفصل الرابع. في البداية كان يتم الحساب مع ظروف التشغيل ISO مع الأخذ بعين الاعتبار جميع العوامل التي تؤثر بأي شكل من الأشكال أداء التوربينات، بما في ذلك تدفق الوقود والهواء بعد ذلك قدمنا مقارنة بين معايير الصانع وبيانات الموقع الفعلي. بعد الانتهاء من الحسابات الحرارية، وجدنا ان المحاصيل الحرارية تصل إلى 27.04% لبيانات الشركة المصنعة و 24% للبيانات في الموقع. ويرجع هذا الانخفاض في المرود إلى ارتفاع في درجة حرارة الموقع والتي تؤثر تأثيرا مباشرا على أداء توربينات الغاز .

NOMENCLATURE

Grandeurs	Désignations	Unités
T	Température	K
p	Pression	bars
Δp	Pertes de charge	bars
C_p	chaleur spécifique	kJ/kg.K
Z	L'altitude	m
h	Enthalpie	kJ/kg
ρ	Masse volumique	kg/m ³
N	Nombre de mole	moles
W	Travail	kJ/kg
Q	Quantité de chaleur	kJ/kg
G_a	Débit massique de l'air	kg/s
G_g	Débit massique de gaz	kg/s
G_c	Débit massique de combustible	kg/s
φ	Coefficient d'excès d'air	g (air)
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kgk
r	Constante caractéristique de l'air	kg/(kJ.K)
P	Puissance	MW
ξ	Paramètre aérodynamique	-
α_{st}	Rapport stœchiométrique	-
V_a	Vitesse axiale	m/s
V	Vitesse absolue	m/s
V_r	Vitesse relative	m/s
u	Vitesse d'entraînement	m/s
α	Angle entre la vitesse absolue et la direction axiale	°
β	Angle entre la vitesse relative et la direction axiale	°
w''_{if}	Frottements dans le stator	N/m ²
w'_{if}	Frottements dans le rotor	N/m ²
ϕ	coefficient de l'écoulement	-
R	degré de réaction	-

Symboles grecs

η	rendement
τ	taux de compression
γ	coefficient polytropique
λ_k	caractéristique de Mekonovalov

Les indices

a	air
g	gaz
c	combustible
c-c	chambre de combustion
e	entrée
ut	utile
p-c	poste de combustion
cr	compresseur
HP	haute pression
BP	basse pression
*	paramètre d'arrêt
m	mécanique
eff	effectif

Abréviations

HP	haute pression
BP	basse pression
TAG	turbine à gaz
DB	poste de combustion
AC	compresseur de l'air

Sommaire

Remerciements	I
Dédicace Abdelaziz	II
Dédicace Nabil	III
NOMENCLATURE	IV
Lest des symboles.....	V
ملخص.....	VI
Résumé	VII
Abstract	VIII

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

I.1. introduction :	1
I.2. domaine d'utilisation des turbines à gaz :	1
I.3. historique :	2
I.4. Principe de fonctionnement :	5
I.5. Type et application des turbines à gaz :	6
I.5.1. Turbine à gaz à cycle simple :	6
I.5.2. Turbine à gaz à un seul arbre :	6
I.5.3. Turbine à gaz à deux lignes d'arbre :	7
I.5.4. Turbine avec étage à action et à réaction :	8
I.6. Rendement :	9
I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :	9
I.8. Compresseur centrifuge :	10
I.8.1. Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge :	10
I.8.2. Pompages :	11
I.9. Conclusion :	11

Chapitre II : Différents schémas des turbines à gaz

II.1. Introduction :	12
----------------------------	----

II.2. Classification des turbines à gaz :	13
II.2.1. D'après le mode de construction :	13
II.2.1.1. Turbines à gaz à un seul arbre :	14
II.2.1.2. Turbines à gaz à deux arbres :	16
II.2.2. D'après le mode de travail :	20
II.2.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :	21
II.3. Les cycles théoriques des installations des turbines à gaz :	22
II.3.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz à un seul arbre :	24
II.3.2. Le cycle thermodynamique d'une turbine bi-arbres :	26
II.4. Comparaison entre les TAG à un arbre et à deux arbres :	28
II.5. Conclusion :	28

Chapitre III : Bilan thermique et énergétique des turbines à gaz

III.1. Introduction :	29
III.2. Description :	29
III.3. Notion d'étages et échange d'énergie :	29
III.3.1. rotor :	29
III.3.2. stator :	30
III.4. Ecoulement bidimensionnel à travers un étage :	31
III.4.1. Définition et notions :	31
III.4.2. Hypothèses :	32
III.4.3. Vitesse axiale constante :	33
III.4.4. Vitesse entre les couronnes d'aubes :	33
III.4.5. Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage :	33
III.5. Triangle des vitesses :	33
III.6. Degré de réaction :	35
III.7. Rendement d'étage :	40
III.7.1. Définition :	40
III.7.2. Interprétation physique de $\Delta p'$:	41

III.8. Rendement de l'étage en fonction de R et ϕ :	42
III.8.1. Optimisation du rendement d'étage :	42
III.9. Etude théorique d'une turbine à gaz à un seul arbre :	45
III.9.1. Cycle idéal de Brayton (figureIII-9) :	45
III.9. 2. Cycle réel (figure III-10):	46
III.9.3. Etude du cycle de Brayton :	47
III.9.3.1. Refroidisseur CH :	47
III.9.3.2. Compresseur AC (figureIII-12) :	48
III.9.3.3. Chambre de combustion CC (Figure III-11):	49
III.9.3.4. Turbine (T) (Figure III-13) :	49
III.10. Bilan de cycle figure (III-14):	52
III.11. Etude théorique d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbre :	54
III.11.1 Détermination de chaleur massique :	55
III.11.2 Partie compresseur :	55
III.11.2.1 Pression de l'air :	55
III.11.2.2 Détermination du travail et le rendement du compresseur :	56
III.11.3 Chambre de combustion :	56
III.11.4 Turbine génératrice de gaz GG :	57
III.11.4.1 Travail produit par la turbine HP : WHP	57
III.11.4.2 Exposant isentropique $\gamma_{4,5}$:	57
III.11.4.3 Détermination du taux de la turbine GG :	57
III.11.4.4 Turbine de puissance :	58
III.12. Puissance de la turbine au bout de l'arbre :	59
III.13. Rendement global de la turbine à gaz :	59
III.14. Conclusion :	59

Chapitre IV : Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

IV.1. Introduction	60
IV.2. Données de départ	60

IV.2.1. Paramètres de l'air ambiant	60
IV.2.2. Caractéristiques de fonctionnement du générateur de gaz de turbine haute Pression	60
IV.2.3. Caractéristiques de fonctionnement de la turbine de puissance basse pression	61
IV.2.4. Caractéristiques du fluide moteur.....	61
IV.2.5. Les points particuliers du cycle thermique de l'installation.....	61
IV.3. Calcul thermodynamique d'un installation de turbine à gaz a'2 lignes arbres	63
IV.3.1. Calcul du coefficient d'excès d'air α :	63
IV.3.2. Calcul de la densité ρ_1 * :	64
IV.3.3. Calcul préalable de turbine haute pression HP :	64
IV.4. Débit et rendement	75
IV.4.1. Travail massique et rendement.....	75
IV.4.2. Le rendement thermique de l'installation	76
IV.5. Tableau comparatif des résultats	77
IV.6. Conclusion.....	80

Conclusion générale

Bibliographie

Annexes

Liste des figures

Figure I- 1 :fonctionnement d'une turbine à gaz.....	6
Figure I- 2 :schéma d'une turbine à gaz à un seul arbre.....	7
Figure I- 3 :schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres.....	8
Figure II- 1 : Turbine à gaz à un seul arbre (entraînement d'extrémité froid) et à deux d'arbres (Entraînement d'extrémité chaud).....	13
Figure II- 2 :Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) d'un axe simple, et (b) deux axes.	13
Figure II- 3 : Turbine à gaz à cycle simple et à un seul arbre	14
Figure II- 4 :performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnement d'un moteur à un seul arbre.	15
Figure II- 5 : performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnement d'un moteur à deux arbres.	16
Figure II- 6 : Turbine à gaz à cycle simple à deux lignes d'arbre (c'est-à-dire avec turbine de puissance séparée).....	17
Figure II- 7 : Carte schématique de performance de turbine pour deux turbines. Générateur de gaz et turbine de puissance en série.	18
Figure II- 8 : schéma de turbine à action et turbine à réaction.....	20
Figure II- 9 :Représentation de cycle fermé (b) et ouvert (a).....	21
Figure II- 10 : Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	22
Figure II- 11 :Diagramme h-s d'un cycle de Brayton.	23
Figure II- 12 : cycle de Brayton	24
Figure II- 13 :schéma de cycle thermodynamique de turbine bi-arbre	26
Figure III- 1 : Compresseur axial multi étage	29
Figure III- 2 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial (2dimensions).....	31
Figure III- 3 : Triangle de vitesses	34
Figure III- 4 : Représentation polaire des triangles des vitesses	35
Figure III- 5 :étage avec degré de réaction égale à zéro.....	38
Figure III- 6 :étage avec degré de réaction égale à 0,5.....	39
Figure III- 7 : étage avec degré de réaction égale à 1.....	40
Figure III- 8 :Rendement de l'étage en fonction du degré de réaction et du coefficient d'écoulement (diagramme de VAVRA).	44

Figure III- 9 :Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.....	45
Figure III- 10 :Cycle réel d'une turbine à gaz.....	46
Figure III- 11 :Cycle thermodynamique sans poste de combustion.....	47
Figure III- 12 :Représentation de la notion de travail d'un compresseur.....	48
Figure III- 13 : Représentation de la notion de travail d'une turbine.....	49
Figure III- 14 : Le bilan thermique dans CC.....	50
Figure III- 15 : Cycles thermodynamique avec DB.....	52
Figure III- 16 : Cycle réel de turbine à gaz à deux lignes d'arbre.....	54
Figure IV- 1 : Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz MS5002C.....	62
Figure IV- 2 : Diagramme T-S.....	62

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production d'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

De nombreux progrès ont été réalisés, ces dernières décennies, sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, sont incorporées aux groupes déjà fonctionnels et ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et d'étendre leurs champs d'application et ainsi ont conduit à une augmentation de la durée de vie, à l'allongement des intervalles d'entretiens, à l'amélioration du rendement et par conséquent à l'augmentation de la puissance générée.

Ces progrès, qui sont d'un apport considérable, ne mettent guère les turbines à gaz à l'abri des inconvénients. L'un des inconvénients majeurs des turbines à gaz demeure leur haute sensibilité à la température ambiante qui varie considérablement, selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit. Les différents travaux réalisés ont montré qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante. D'où la nécessité de trouver des mécanismes qui permettent de garder un rendement plus ou moins constant, indépendamment de ces facteurs d'influences externes.

C'est dans cette optique que notre présent travail s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine et plus précisément de type MS5002C, ce type de turbine est plus utilisé par SONATRACH notamment au niveau du champ pétrolier de GASSI TOUIL, grâce à sa puissance et son rendement les plus élevées par rapport à d'autres turbines.

Chapitre I

Généralités sur les

turbines à gaz

I.1. introduction :

Dans le sens le plus simple, le terme turbine à gaz veut dire simplement une turbo machine motrice, dont la conception est proche d'une turbine à vapeur.

Son fonctionnement est assuré par le passage d'un flux de gaz chauds sous pression.

Ce terme désigne aussi, soit la turbine à gaz proprement dite (appareil) ou bien toute l'installation avec ses auxiliaires. Son rôle consiste à transformer l'énergie thermique ou de pression contenue dans le gaz moteur en une énergie mécanique de rotation.

La turbine proprement dite, placée entre une source chaude (la chambre de combustion) et une source froide (atmosphère, récupérateur), assure cette transformation d'énergie.

L'installation d'une turbine à gaz se compose généralement des trois parties principales suivantes [1] :

- Un compresseur
- Une chambre de combustion
- Une turbine

I.2. domaine d'utilisation des turbines à gaz :

On utilise les turbines à gaz en aviation, centrales électriques et aussi comme moteur de propulsion sur les bateaux, les locomotives et les automobiles.

Dans le domaine de l'aviation , la turbine à gaz a permis d'atteindre de très grandes vitesses de vol dépassant celle du son et aussi d'atteindre de grandes altitudes de vol .

En chemin de fer, les locomotives peuvent parfaitement concurrencer les locomotives thermiques propulsées, par des moteurs à combustion interne à piston. Son emploi dans ce domaine procure une économie de combustible et réduit considérablement l'approvisionnement en eau.

Dans le domaine d'automobiles, l'utilisation des turbines à gaz permet de diminuer la consommation du combustible et en revanche d'augmenter la puissance du moteur.

Et enfin, dans le cas de la production d'énergie électrique, elle est plus utilisée malgré son rendement qui est inférieur à celui de la turbine à vapeur, cela est dû à sa rapidité de démarrage. [1]

I.3. historique :

La turbine à gaz étant encore au premier âge de son développement, il n'est pas inutile de citer les efforts tentés jusqu'à ce jour pour lui donner naissance.

Depuis une lointaine antiquité, on avait déjà découvert l'effet de réaction produit par un jet de fluide (vapeur, eau ou gaz) s'écoulant par une ouverture.

D'après ce principe un engin a été inventé par Heron D'Alexandre il y a plus de 2000 ans.

Mais la nécessité de réaliser un moteur mécanique est apparue plus tard, à l'époque du développement de la grande industrie. Les inventeurs et savants ont joué un grand rôle dans le développement des turbines à gaz.

Le premier brevet d'invention relatif à une machine à gaz a été décerné à l'anglais John Barber en 1791.

L'appareil proposé comprenait des compresseurs à piston, une chambre de combustion et une turbine alimentée par un flux de gaz sortant de cette dernière. Donc l'appareil comportait bien une turbine mais les compresseurs étaient encore alternatifs.

Pendant tout le 18ème siècle de nombreux inventeurs s'intéressaient aux problèmes de la turbine à gaz et lui apportèrent des solutions mais sans les réaliser.

En 1861, Mennons inventa une turbine à gaz dont la conception est voisine des turbines à gaz modernes à circuit ouvert.

Il a utilisé pour la compression d'air un compresseur centrifuge à un seul étage et pour la détente des gaz chauds une turbine radiale à un sel étage aussi.

La période qui couvre les années 1872 à 1914 environ devait s'enrichir des premières turbomachines à gaz effectivement construites.

Malheureusement, les inventeurs de ces machines n'ont pas eu les satisfactions qu'ils espéraient.

Cette échec revient à l'imperfection des organes utilisés et en particulier la médiocrité du rendement du compresseur et de la turbine.

Soltze projeta une machine en 1872 et essaya sans succès de la réaliser de 1902 à 1904.

Cette machine présente déjà les caractères essentiels des dispositions modernes : compresseur axial et récupérateur sur l'échappement.

Parsons est le premier inventeur qui a prévu l'emploi d'un compresseur et d'une turbine à plusieurs étages en 1884. Les aubes de la turbine sont refroidies à l'aide d'une circulation d'eau.

Curtis dans son brevet (1895) réalisa ainsi une turbine avec refroidissement par circulation d'eau mais sa turbine était de type "à chute de vitesses".

De 1901 à 1906 Armengaud et Lemale ont fait des recherches pour réaliser une machine plus moderne. Parmi leurs inventions de réalisation il faut citer un groupe à gaz qui peut tourner en autonomie avec un rendement global de 3 %. Cette machine, réalisée avec la collaboration de la société des turbomoteurs utilisant les premiers compresseurs centrifuges construit par la société Brown-Boveri sur les plans d'August Rateau.

Après plusieurs échecs antérieurs dues aux mauvais rendements des compresseurs, l'inventeur Holtzwarth aborda ce problème sous un autre angle et réalisa en 1906 une turbine à gaz comportant une chambre de combustion dans laquelle, la combustion se faisait à volume constant ou à explosion.

En 1908 la société Korting de Hanovre a construit la première turbine fonctionnant suivant ce principe.

Plusieurs machines basées sur ce principe mais avec quelques variantes furent construites entre 1906 et 1928 par la société Brown-Boveri et Cie ainsi que par la société Thyssen. [1]

La dernière en date, fruit d'un travail inlassable de l'inventeur Holtzwarth en liaison avec la société Brown-boveri est en service depuis 1933, c'est la seule qui ait assuré un

service de longue durée. L'idée de construire en 1959 un nouveau groupe de 5000 CV ne semble pas avoir été menée à bonne fin.

Depuis la deuxième guerre mondiale, la turbine à explosion a été abandonnée pour deux raisons essentielles :

- L'installation rendue compliquée par l'emploi de deux chambres de combustion
- l'état du gaz au début de la détente ne peut pas être varié

La suralimentation (compression préalable de l'air) des moteurs à combustion et des chaudières se superposant aux travaux précédents, des découvertes fructueuses devaient avoir le jour en 1911, en 1916 et vers 1930.

Dans le domaine de la turbine à gaz, considérée comme auxiliaires sont :

L'invention du turbo-compresseur à gaz d'échappement et son application par Alfred Buchi en 1911, aux moteurs diesel par August Rateau en 1916.

La mise au point vers 1930 des chaudières suralimentées de type Velox (Brown-Boveri) et Sural (Rateau). La suralimentation étant obtenue à l'aide d'un turbo-compresseur de chauffe.

La réalisation de ces installations a donné aux constructeurs la possibilité de mettre au point un par un les organes essentiels des turbines à gaz.

Les progrès de ces chercheurs ont abouti à la conception d'une turbine à combustion destinée à la production de l'énergie électrique.

Cette turbine réalisée par Brown-Boveri et Cie a été présentée à l'exposition nationale suisse de 1939 à Zurich.

Les gaz chauds admis dans cette turbine sont à la température de 550 °C, sa puissance utile était de l'ordre de 4 MW et son rendement montait à environ 17%. Concernant l'économie de turbines à gaz, le procédé d'utiliser des échangeurs de chaleur permet d'élever son rendement et d'améliorer l'économie de toute l'installation. [1]

Les échangeurs de chaleur utilisés avaient des efficacités trop faibles, mais les recherches faites pour améliorer le rendement des turbines à gaz ont permis de réaliser des

échangeurs très efficaces et certaines turbines conçues récemment, leurs températures d'admission atteignent 1100°C, leurs puissances 100 MW et leurs rendements dépassent les 30% [1].

Enfin, l'expérience accumulée par tous les premiers chercheurs, les solutions trouvées par les constructeurs et les éléments nouveaux apportés par l'aérodynamique et la métallurgie ont donné une nouvelle impulsion à la technique des turbines à gaz [2].

I.4. Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante [1] :

- 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 les gaz brûlés à pression et température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (énergie nette). L'énergie récupérée au niveau de la turbine sert, en partie, à faire fonctionner le compresseur, par une liaison mécanique adéquate, permettant de mener de l'air à une pression et température de combustion, et le reste de l'énergie est transmis pour entraîner un quelconque organe (alternateur, compresseur...etc.).
- Elle décharge dans l'atmosphère, les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La figure I-1, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

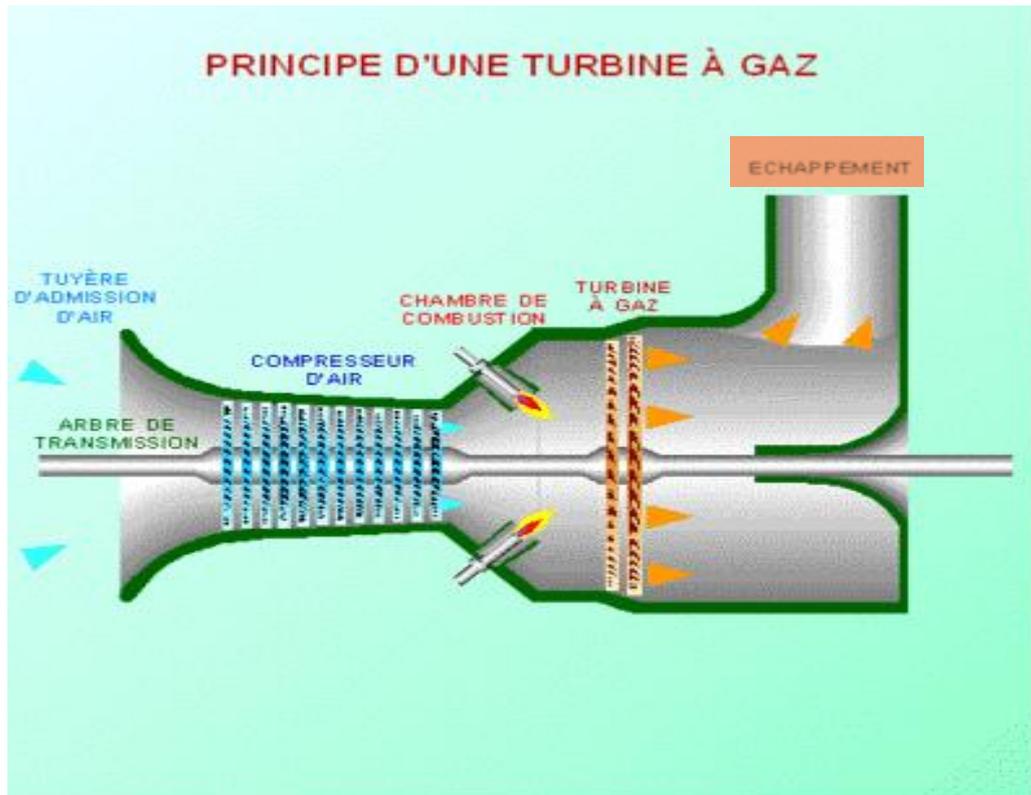


Figure I-1 Fonctionnement d'une turbine à gaz

I.5. Type et application des turbines à gaz :

I.5.1. Turbine à gaz à cycle simple :

La coupe d'une turbine à combustion interne à cycle simple est montrée sur les figures I-2 et I-3. L'air est aspiré par le compresseur de l'atmosphère et les gaz brûlés sont évacués aussi vers l'atmosphère. C'est une turbine qui fonctionne en circuit ouvert. Ce type de turbine peut être à un seul arbre, à deux arbres et des fois trois arbres.

I.5.2. Turbine à gaz à un seul arbre :

La turbine à combustion interne, dont le rotor du compresseur et de la turbine sont fixés sur même arbre, est appelé (turbine à un seul arbre), voir figure I-2. Elle n'assure un bon rendement effectif, que pour une vitesse de rotation très proche de la vitesse nominale.

Cela est provoqué par la liaison mécanique des rotors du compresseur et de la turbine. Donc, la diminution de la vitesse de rotation entraîne la diminution du débit d'air et du taux de compression, le rendement effectif ainsi que le couple et la puissance baissent.

Une turbine à un seul arbre ne dispose pas de couple de démarrage (couple de vitesse de rotationnelle ; d'où elle ne peut entrainer que des machines qui peuvent être chargées à la vitesse nominale (alternateur électrique).

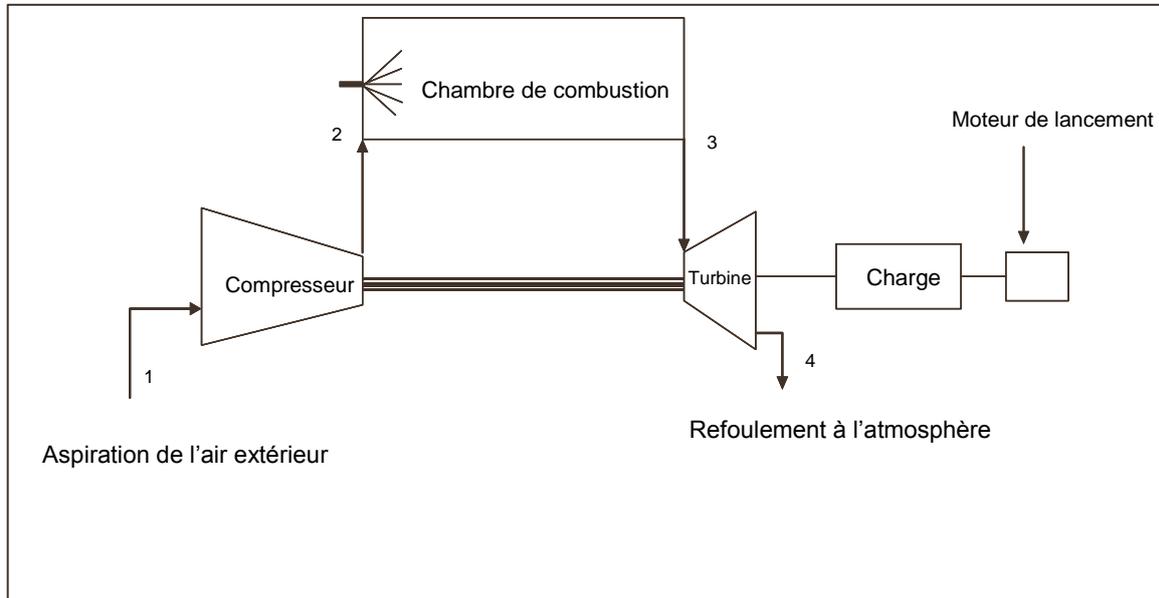


Figure I-2 Schéma d'une turbine à gaz à un seul arbre

I.5.3. Turbine à gaz à deux lignes d'arbre :

La turbine à gaz à deux lignes d'arbre est mise en application pour remédier aux difficultés de la turbine à un seul arbre, notamment les fluctuations de charge, et ce en séparant les deux fonctions de la turbine en deux parties : une turbine dite haute pression entraînant le compresseur axial (organe de compression de l'air comburant).

Une autre turbine, de puissance utile (dite turbine libre ou turbine basse pression), entraînant quant à elle, une machine réceptrice. On distingue ainsi deux compartiments, mécaniquement indépendants, l'un est générateur de gaz et l'autre est générateur d'énergie mécanique.

Le réglage est effectué par la variation de vitesse du générateur de gaz, donc du débit du compresseur entraîné par la turbine HP (turbine de compresseur). Pour une vitesse constante du turbo-compresseur (du générateur de gaz) la puissance et le couple de la turbine BP est arrêtée. Son couple atteint la valeur maximale, ce qui assure la traction des véhicules demandant le couple de démarrage important. Alors la turbine à deux lignes d'arbres supporte bien les fluctuations.

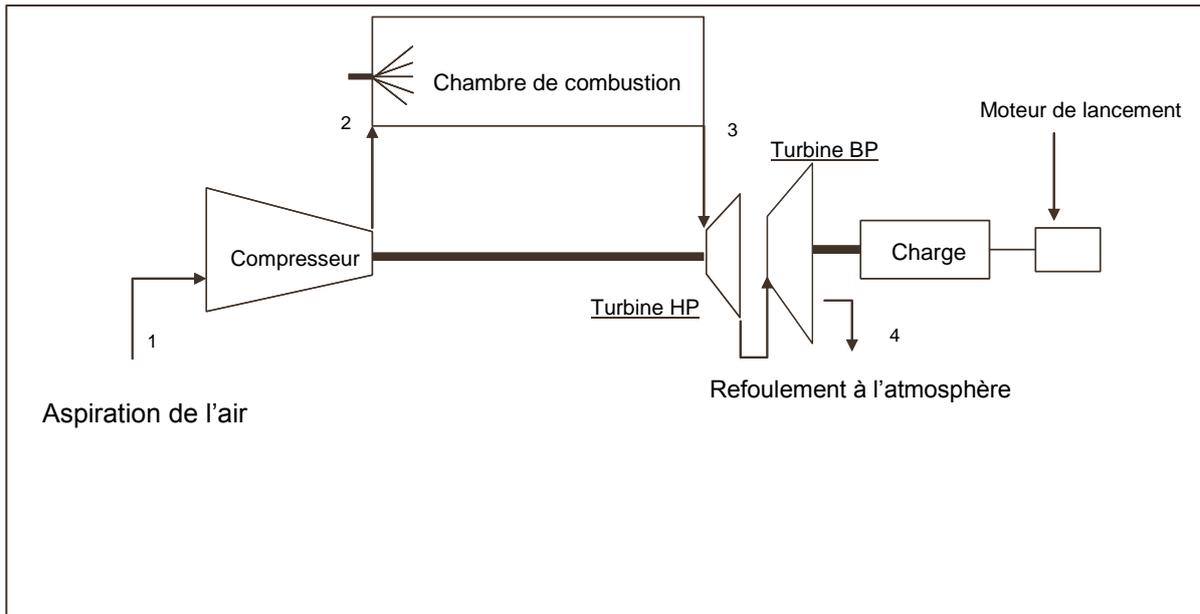


Figure I-3 Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres

I.5.4. Turbine avec étage à action et à réaction :

Un étage d'une turbine est constitué, d'aubes fixes et mobiles.

- **Étage à action :**

La chute totale de pression se produit dans les aubes immobiles, la pression du fluide demeure constant lorsqu'il circule dans le canal inter aube, et l'enthalpie augmente grâce à l'irréversibilité de l'écoulement. Donc toute l'énergie potentielle disponible est transformée en énergie cinétique avant la roue.

- **Étage à réaction pure :**

La chute totale de pression s'effectue lorsque le fluide circule entre les aubes mobiles, ainsi l'aube mobile agit comme une aube fixe, et le canal inter aube doit avoir un profil adéquat (convergent si la pression de sortie est supérieure à la pression critique, et divergent si la pression de sortie est inférieure à la pression critique).

Dans un étage à réaction pure, l'unique but de l'aube fixe est de diriger le fluide vers l'aube mobile à l'angle et à la vitesse appropriée.

- **Étage à réaction :**

Une partie seulement de la détente s'effectue dans les aubes fixes avant d'entrer au canal inter aube. Pour les turbines utilisant un étage à action, on peut contrôler la puissance de sortie en ouvrant ou en fermant les aubes. Le principal avantage de l'étage à réaction est qu'on peut obtenir des rendements élevés à partir des faibles vitesses.

I.6. Rendement :

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est absorbée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C), mais s'en heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement pour produire de la vapeur dans une chaudière. Une autre possibilité d'augmenter le rendement de la turbine, est de réchauffer les gaz en sortie des étages de compression(avant les chambres de combustion) en les faisant passer dans un échangeur situé dans le flux des gaz d'échappement et le refroidissement par absorption à l'entrée du compresseur axial...

I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception du démarrage et de l'arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, le prix d'installation est supérieur à 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 20s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cylindre simple). A titre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000KW, 32 à 38% pour un groupe diesel.

I.8. Compresseur centrifuge :

Un turbo-compresseur est composé de deux parties : d'un côté d'une turbine (en général, en gaz) et de l'autre, un compresseur (en général, centrifuge), relié par son axe à la turbine.

Le domaine d'utilisation des compresseurs est vaste. Ils sont utilisés presque partout : dans les usines de pétrochimies, les raffineries, les stations de réinjections et de distribution de gaz, les unités GNL (gaz naturel liquéfié), etc...

Le compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement continue de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c.à.d. dans les diffuseurs.

I.8.1. Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge :

Le gaz est aspiré par le compresseur et entre dans une chambre annulaire (volute d'aspiration), puis il se dirige vers la première roue. La roue pousse le gaz vers le périphérique en augmentant sa vitesse et sa pression. A la sortie de la roue, le gaz parcourt une chambre circulaire (diffuseur) où la vitesse est réduite et la pression augmente. Puis il est aspiré par la deuxième roue à travers un canal de retour.

Arrivé à la sortie de la dernière roue, le gaz est refoulé à travers une chambre annulaire (volume de refoulement) qui l'envoie à la bride de refoulement.

I.8.2. Pompages :

Le pompage est un phénomène lié aux compresseurs centrifuges, il constitue un point très important à surveiller de la part de l'exploitant, les conditions de fonctionnement où l'allure du compresseur devient instable avec de brusques variations de pressions entraînant de fortes vibrations du rotor susceptibles de provoquer des frottements sur les parties fixes et d'endommager ainsi la machine.

Les endommagements mécaniques pouvant en résulter sur l'équipement (compresseur et tuyauteries) sont les suivants :

- Risques de détérioration des coussinets, des paliers de butée et des étanchéités à l'huile et labyrinthes du compresseur.
- Efforts anormaux et alternes sur les conduites.
- Bruits excessifs et échauffement interne du compresseur. Or du fait des jeux très faibles entre le bord externe des roues et le corps du compresseur, cet échauffement peut entraîner des dilatations différentielles, génératrices de dégâts importants pouvant aller jusqu'à la destruction complète du compresseur.

Pour prévenir ces phénomènes de pompages, les compresseurs sont équipés d'un système automatique de régulation du débit qu'on appelle "circuit anti-pompage" [1].

I.9. Conclusion :

Des généralités sur les turbines à gaz ont été abordées dans ce chapitre, une description de différents types des turbines à gaz ainsi que les différentes technologies utilisées dans la conversion d'énergie, a été présentée.

Chapitre II

Différents schémas des

turbines à gaz

II.1. Introduction :

Les turbines à gaz sont disponibles dans deux modèles d'axe :

- Les turbines d'axes simples : ils sont composés par un compresseur, une turbine, et la charge sur un seul axe fonctionnant à une vitesse constante. Cette configuration est employée pour entraîner des générateurs pour l'usage de service.
- Les turbines à deux axes : ils tournent aux différentes vitesses. Le premier axe reliant le compresseur et la turbine qui le commande, l'autre reliant la turbine de puissance et la charge externe. Où un axe pourrait avoir les sections à haute pression du compresseur et de la turbine, alors que l'autre a le compresseur de basse pression, la turbine, et la charge externe.

Dans l'un ou l'autre cas, la partie du système contient le compresseur, la chambre de combustion, et la turbine à haute pression qui s'appelle parfois le générateur de gaz. La configuration à deux axes permet à la charge d'être conduite à des vitesses variables, ce qui convient bien à beaucoup d'applications industrielles. Les caractéristiques des turbines à gaz industrielles dépendent des conditions ambiantes et de fonctionnement. Elles sont non seulement influencées par l'élévation de site, température ambiante et humidité relative, mais également par la vitesse des équipements pilotés, du carburant et des conditions de charge. L'application appropriée des turbines à gaz exige la considération de ces facteurs. [4]

II.2. Classification des turbines à gaz :

II.2.1. D'après le mode de construction :

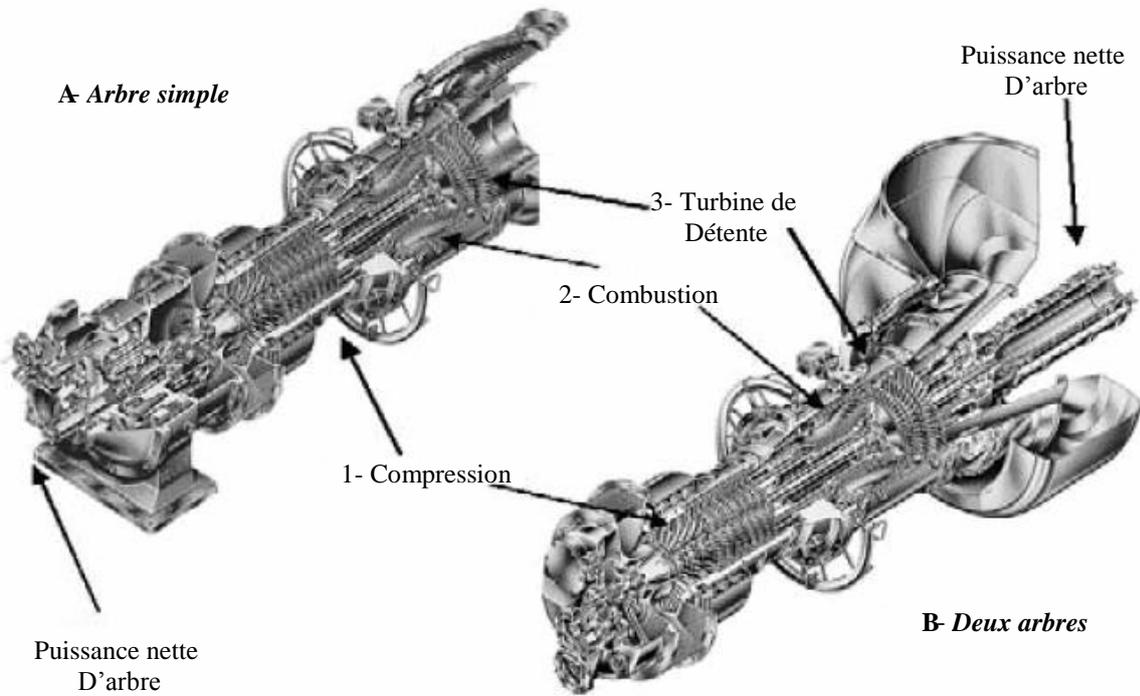


Figure II- 1 : Turbine à gaz à un seul arbre (entraînement d'extrémité froid) et à deux d'arbres (entraînement d'extrémité chaud)

Nota : voir page 23, la Figure II-11 (en couleur)

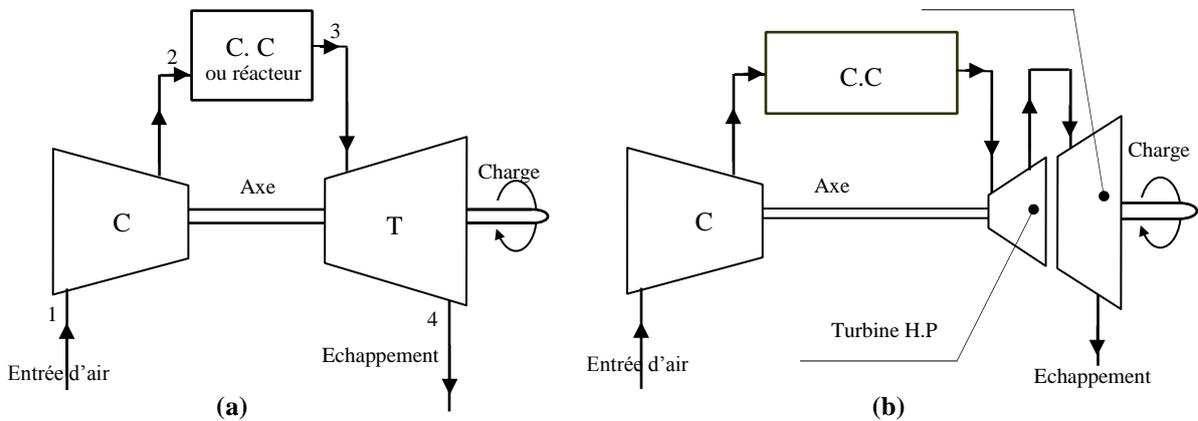


Figure II- 2 : Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) à axe simple, et (b) à deux axes

II.2.1.1. Turbines à gaz à un seul arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, 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.

Un moteur d'axe simple se compose d'un compresseur d'air, d'une chambre de combustion et d'une turbine. Le compresseur produit de l'air à une haute pression, qui est introduit dans la chambre de combustion où le carburant est brûlé. Les produits et les gaz de combustion laissent la chambre de combustion à la pression et à la température élevées. Ces gaz sont détendus dans la turbine de générateur de gaz qui fournit la puissance à l'entraînement du compresseur d'air. [4]

La puissance restante est utilisée comme moyen d'entraînement la charge. La plupart des turbines à un seul arbre sont utilisées pour entraîner les générateurs électriques aux vitesses constantes. Le fonctionnement des composants exige les conditions suivantes :

- Vitesse du compresseur = vitesse de la turbine du générateur de gaz
- débit massique traversant la turbine = débit massique traversant le compresseur – le débit massique de purge + débit massique du carburant.
- Puissance du compresseur < puissance de la turbine.

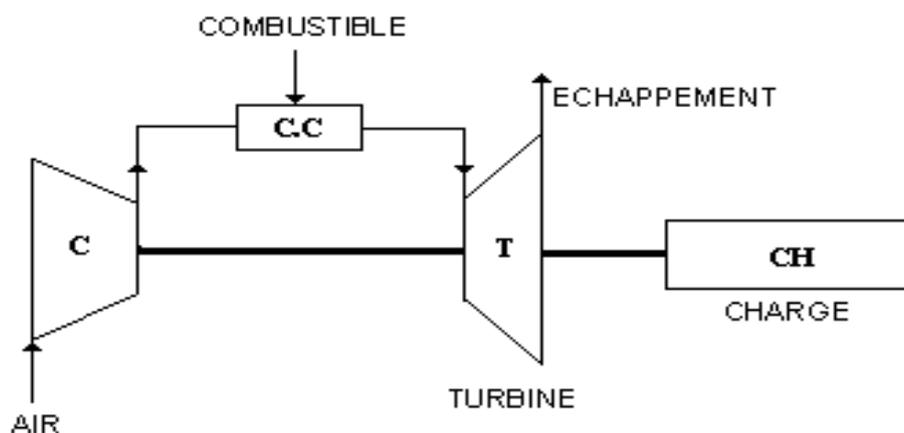


Figure II- 3 : Turbine à gaz à cycle simple et à un seul arbre

Des diagrammes typiques de compresseur et de turbine sont montrés sur les figures II-4 et II-5, respectivement.

Le fait que le fonctionnement de la turbine à gaz s'effectue avec une vitesse moyenne constante pour n'importe quel point de fonctionnement du compresseur de moteur se trouve sur une ligne de vitesse simple (pour des conditions ambiantes données). Des augmentations de charge sont initiées par l'augmentation du débit de carburant, qui augmente la température d'allumage. Etant donné que la première tuyère de la turbine est habituellement saturée, le point de fonctionnement du compresseur se déplace à un taux de compression plus élevé pour compenser la densité réduite (de la température plus élevée d'allumage). Les points de fonctionnement possibles du compresseur dépendent du fonctionnement de charge. Dans le cas du moteur à axe simple entraînant un générateur, la diminution de la puissance de sortie est due aux changements minutieux du débit massique du compresseur et à une certaine réduction du taux de compression de compresseur. [5]

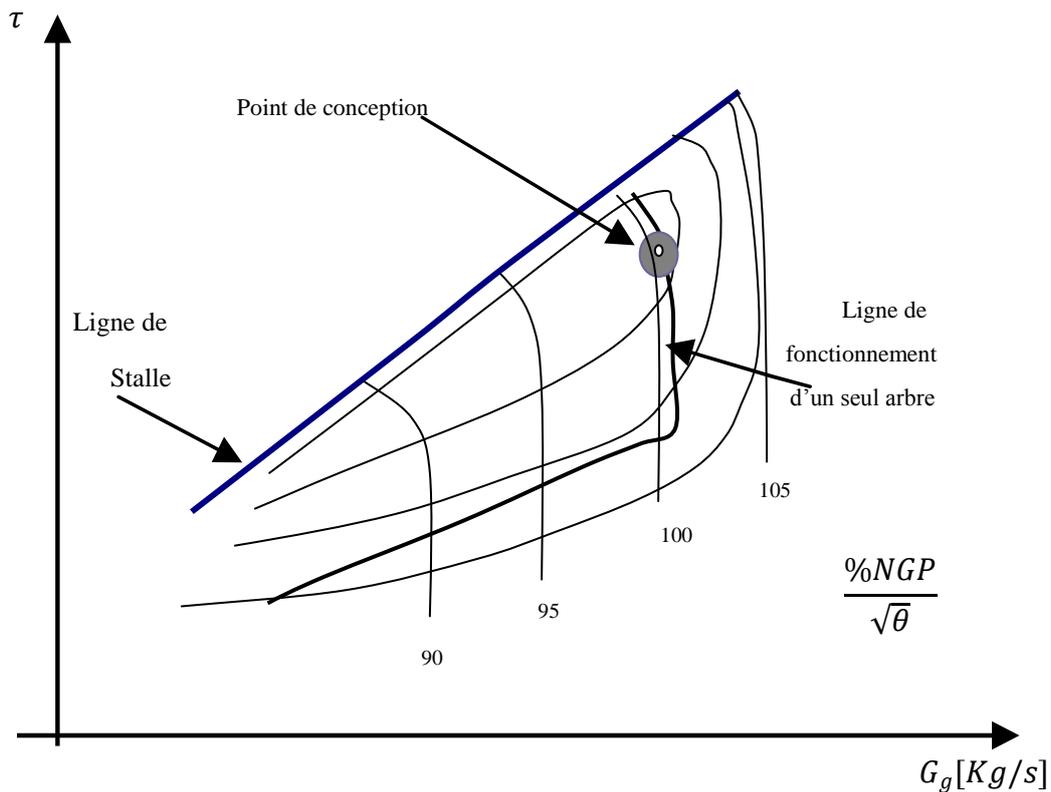


Figure II- 4 : Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnement d'un moteur à un seul arbre

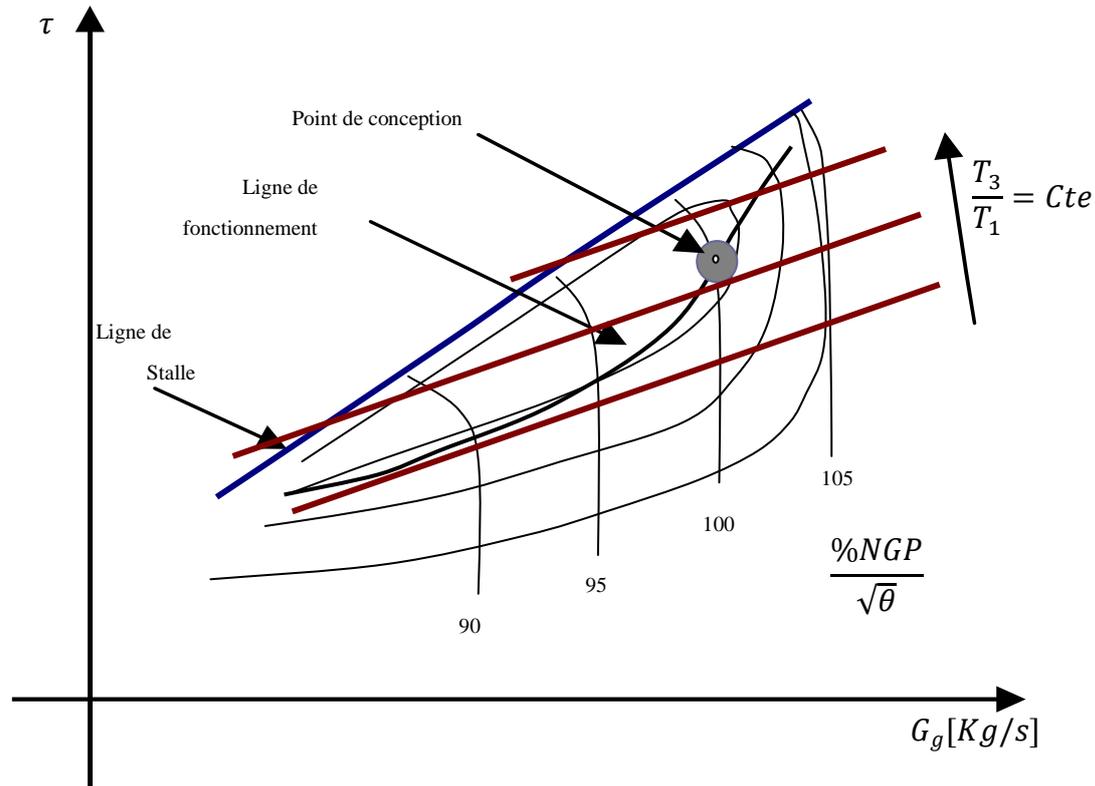


Figure II- 5 : Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnement d'un moteur à deux arbres

II.2.1.2. Turbines à gaz à deux arbres :

Une turbine à gaz à deux axes se compose d'un compresseur d'air, d'une chambre de combustion, d'une turbine de générateur de gaz et d'une turbine de puissance. Le compresseur d'air produit de l'air à une haute pression, qui est introduit dans la chambre de combustion où le carburant est brûlé.

Les produits de combustion et l'excès d'air quittent la chambre de combustion et se détendent dans la turbine de générateur de gaz, qui a un rôle unique de fournir la puissance du compresseur d'air. Après avoir quitté la turbine de générateur de gaz, le gaz ayant encore une haute pression et température se détend dans la turbine de puissance reliée à l'équipement à entraîner. On doit noter que la turbine de puissance ainsi que l'équipement entraîné peuvent fonctionner à une vitesse indépendante de celle du générateur de gaz.

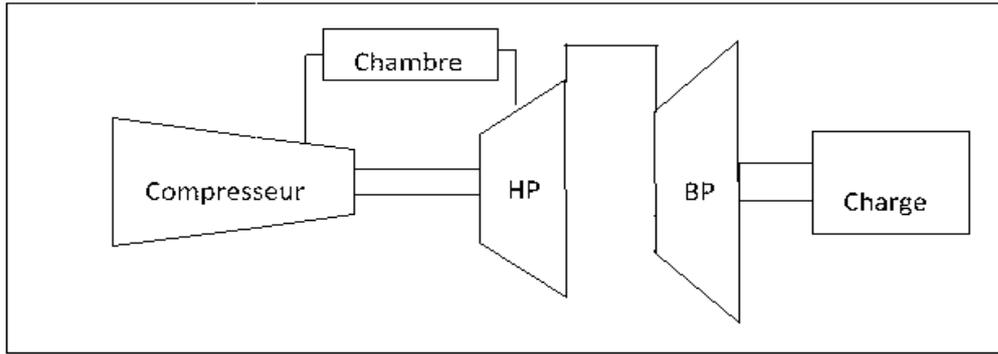


Figure II- 6 : Turbine à gaz à cycle simple à deux lignes d'arbre (c'est-à-dire avec turbine de puissance séparée)

La vitesse du générateur de gaz est contrôlée par la quantité de combustible injectée dans la chambre de combustion. Les deux contraintes de fonctionnement sont la température d'allumage et la vitesse maximale du générateur de gaz. Si le débit du combustible est augmenté, la température d'allumage et vitesse de générateur de gaz augmentent, jusqu'à ce qu'une des deux limites de fonctionnement soit atteinte. Des ailettes variables du stator du compresseur sont fréquemment utilisées, afin de contrôler le flux d'air, optimisant ainsi la vitesse du générateur de gaz. Dans le moteur à deux axes, le débit d'air est contrôlé par les capacités d'écoulement de gaz du générateur de gaz et des tuyères de la turbine de puissance. L'augmentation de la vitesse et de la température du générateur de gaz fournissent à la turbine de puissance un gaz à une énergie plus élevée, qui permet à celle-ci de produire plus de puissance. Si la puissance de la turbine est plus grande que la puissance absorbée par la charge, le système accélère jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint. Le fonctionnement des composants exige les conditions suivantes [4] :

- Vitesse de rotation du compresseur = vitesse de rotation de la turbine du générateur de gaz.
- Débit massique traversant la turbine = débit massique traversant le compresseur – débit massique des pertes (refroidissement) + débit massique du carburant.
- Puissance du compresseur = puissance de la turbine de générateur de gaz – puissance des pertes mécanique.

Le générateur du gaz pour un moteur à deux axes s'adapte pour différentes conditions de charge (et, en conséquence, au débit du combustible différent) en changeant les deux paramètres : la vitesse de rotation et la température d'allumage du cycle. Notez que les points de fonctionnement du compresseur sont différents entre moteur d'un axe simple et un moteur à deux axes.[4]

Le moteur à deux axes fonctionne avec la turbine de générateur de gaz et la turbine de puissance en série. Le taux de compression de détente de turbine de puissance p_5/p_a est ainsi lié au taux de compression de compresseur p_2/p_a par :

$$\frac{P_5}{P_a} = \frac{P_2}{P_a} \frac{P_3}{P_2} \frac{P_5}{P_3}$$

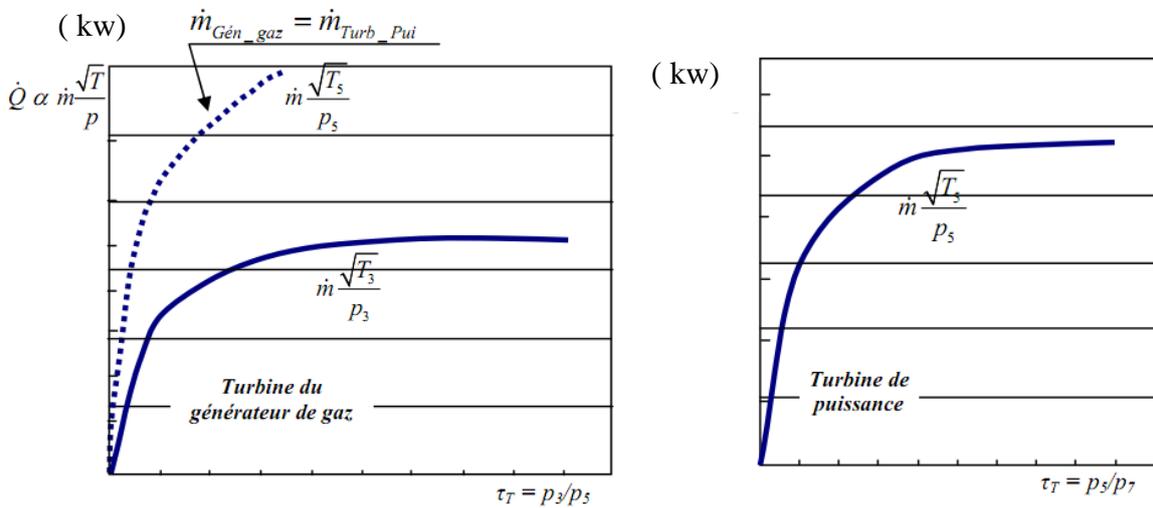


Figure II- 7 : Carte schématique de performance pour deux turbines. Générateur de gaz et turbine de puissance en série

Le taux de compression maximum possible p_5/p_a est contrôlé par la capacité du flux de la turbine de puissance P_5 . En particulier si la turbine de puissance est saturée, il est nécessaire de fonctionner la turbine de générateur de gaz à un point fixe.

Dans plusieurs cas, les deux composants : la tuyère du premier étage de la turbine du générateur du gaz et la tuyère de la turbine de puissance fonctionnent près des conditions d'étranglement de l'écoulement. Dans ce cas, l'écoulement réel P_3 qui traverse la tuyère de la turbine du générateur de gaz est pratiquement constant. Le débit massique dépend alors seulement de la pression p_3 , de la température d'allumage T_3 , la composition du gaz (qui

détermine la chaleur spécifique des gaz à la sortie de la chambre de combustion, ainsi que l'augmentation du volume pendant la détente), et la géométrie de la tuyère, qui détermine la section du passage d'écoulement. La variation des paramètres ci-dessus entraîne les conséquences suivantes :

- L'augmentation de la température d'allumage (sans changement de la vitesse de rotation ou de géométrie) conduit à un débit massique plus bas.
- L'augmentation de la vitesse de rotation du générateur de gaz ; de ce fait la croissance du p_2 et du p_3 , tiendra compte d'un plus grand débit massique de l'écoulement.
- Le taux de compression, la vitesse, et la température d'allumage sont tous liés, et ne peuvent pas être changés indépendamment les uns des autres.

La géométrie de la turbine détermine les deux débits d'écoulement P_3 et P_5 , aussi bien que le rendement de la turbine du générateur de gaz. La géométrie et la vitesse du compresseur sont déterminées par le flux d'air.

- Avec les ailettes de guidage d'admission variable, le flux d'air peut être changé sans changer la vitesse de générateur de gaz, de ce fait en fixant une nouvelle T_3 et un taux de compression du compresseur p_2/p_1 différent, la relation entre τ et T_3 demeure, cependant, interchangeable.

Seuls les paramètres d'écoulement de turbine déterminent le comportement du générateur de gaz, et pas l'arrangement du réglage d'ailettes de guidage d'admission.

Le moteur à deux arbres à une turbine de puissance n'est pas mécaniquement couplé avec l'axe du générateur de gaz. Les performances globales de la turbine à gaz sont optimales pour une température ambiante de fonctionnement donnée. Si la puissance utile de la turbine de puissance doit être augmentée, la soupape de commande du carburant doit s'ouvrir pour injecter plus de carburant dans la chambre de combustion. Ceci conduit à une augmentation de la vitesse du générateur de gaz et de la température maximale du cycle, d'où une augmentation de la puissance disponible de la turbine à gaz. En raison des contraintes mécaniques, les deux paramètres : la vitesse du générateur de gaz et la température d'allumage ont des limites supérieures qui ne peuvent pas être dépassées sans endommager le moteur ou réduire sa durée de vie. [3]

II.2.2. Mode de travail :

- **Turbine à action :** Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($p_1 > p_2$) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($p_2 = p_3$).
- **Turbine à réaction :** Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-d qu'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 variation de la pression statique $p_1 > p_2 > p_3$.

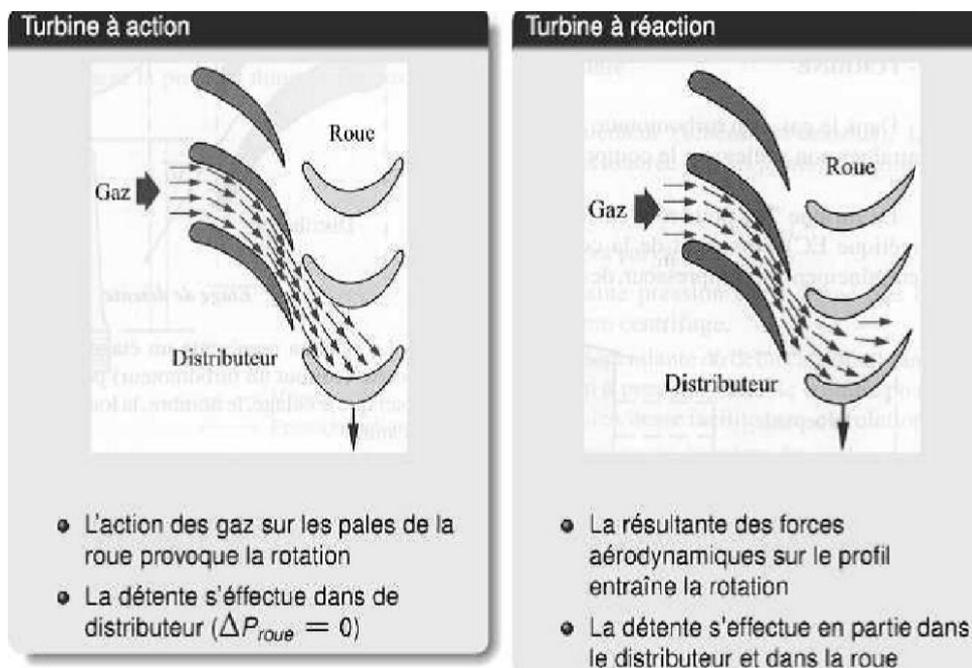


Figure II- 8 : Schéma de turbine à action et turbine à réaction

II.2.3. Mode de fonctionnement thermodynamique :

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte.

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique. Après la détente, les gaz possèdent encore un potentiel énergétique et qui sont perdus dans l'atmosphère à travers une cheminée (fig II.9.b).
- **Turbine à cycle avec régénération** : Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion ou récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère(fig II.9.a).

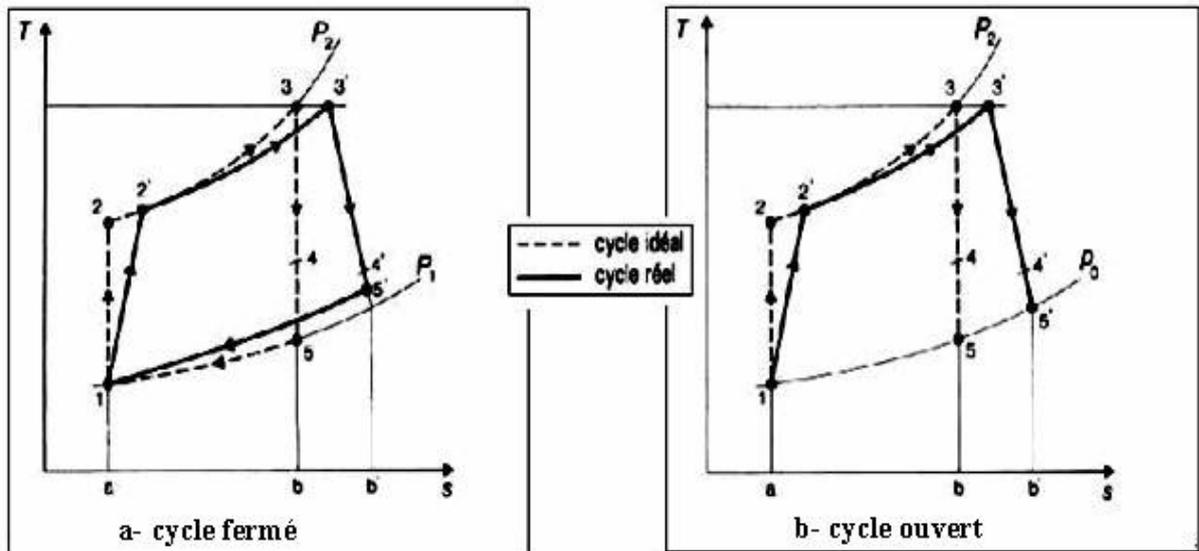


Figure II- 9 : Représentation de cycle fermé (a) et ouvert (b)

La Figure II-10 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

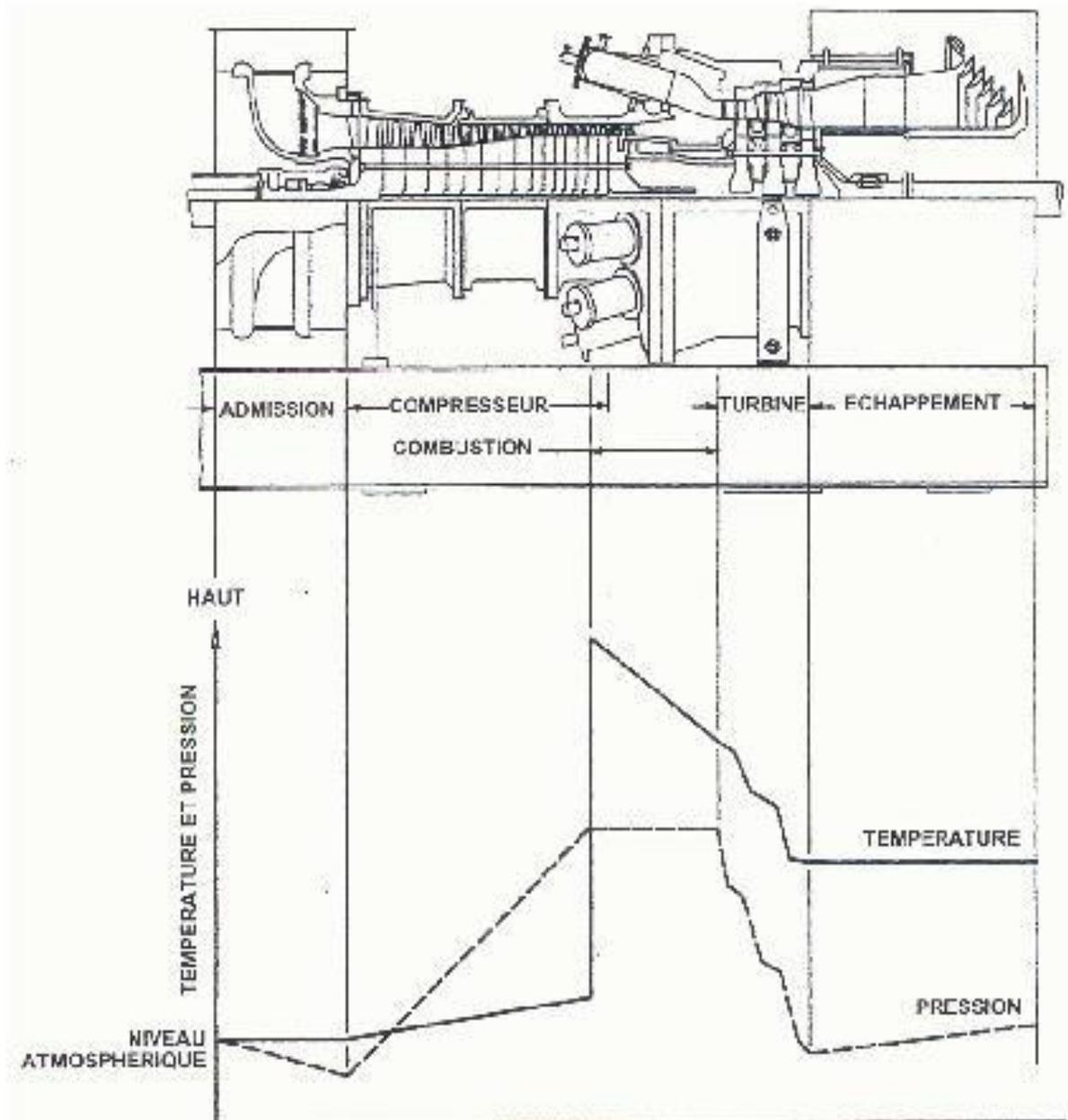


Figure II- 10 : Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine

II.3. Cycles théoriques des installations des turbines à gaz :

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton montré dans un diagramme h-s comme l'indique la figure II-12.

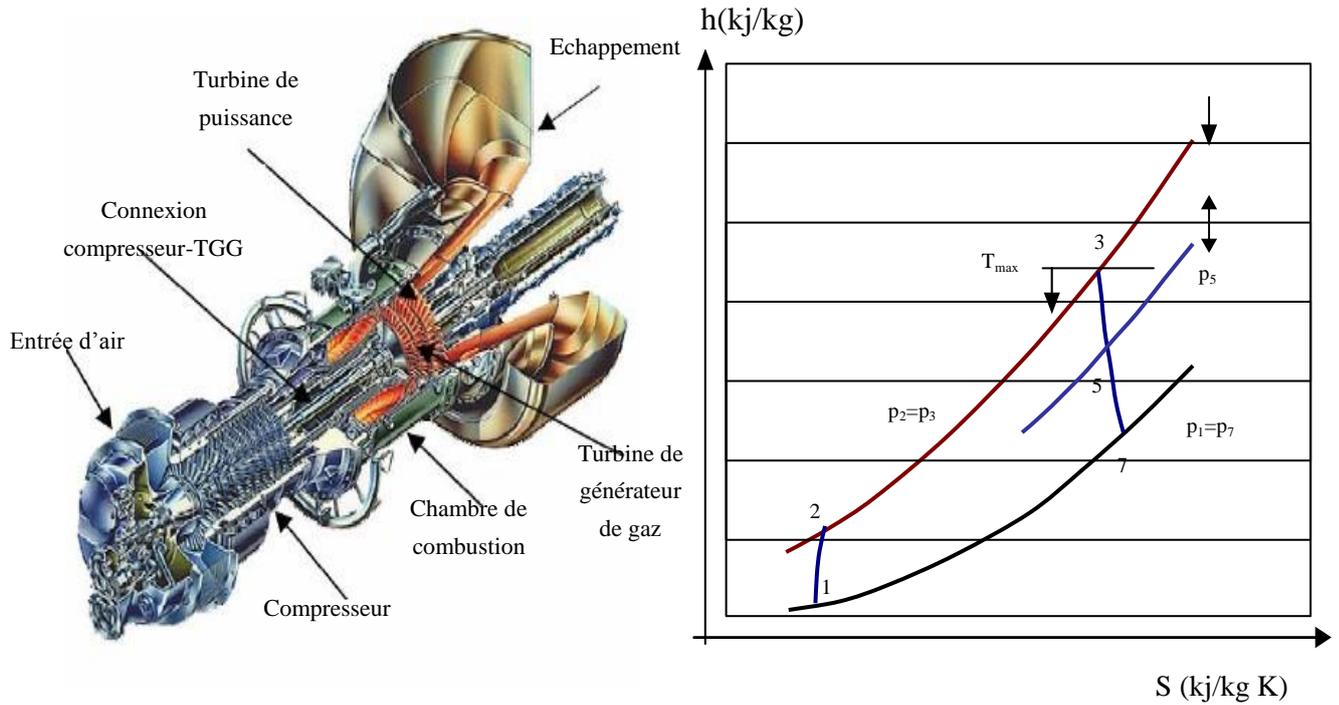


Figure II- 11 : Diagramme h-s d'un cycle de Brayton

L'air est comprimé dans le compresseur de la TAG de la position 1 à la position 2.

La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3. Les gaz chauds alors se détendent. Dans une turbine à un seul arbre, la détente s'effectue de 3 à 7, alors que dans un moteur à deux arbres, les gaz se détendent de 3 à 5 dans la turbine de générateur de gaz et après de 5 à 7 dans la turbine de puissance. La différence entre les travaux spécifiques de détente 3-7 et de compression 1-2 constitue le travail utile de la turbine, la majeure partie du travail de la détente 3-7 est utilisée pour fournir le travail 1-2 de compression.

Dans un moteur à deux arbres, les distances de 1 à 2 et de 3 à 5 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la turbine de générateur de gaz. La ligne 5-7 décrit le travail net de la turbine de puissance.

II.3.1. Cycle thermodynamique d'une turbine à gaz à un seul arbre :

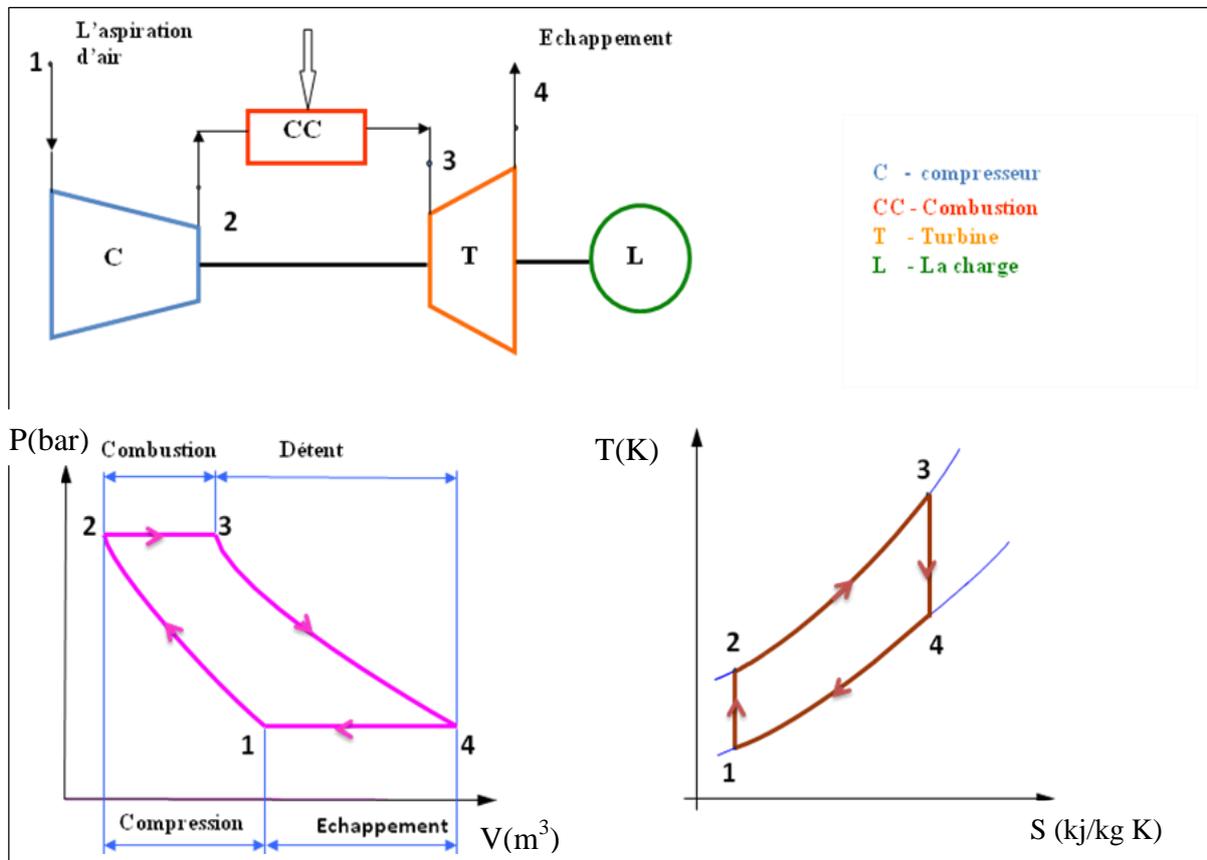


Figure II- 12 : cycle de Brayton

1-2 : compression isentropique

2-3 : combustion isobare

3-4 : détente isentropique

4-1 : Echappement isobare

La température des gaz augmente dans la chambre de combustion de T_2 jusqu'à T_3 , après cela les gaz se détendent adiabatiquement dans la turbine de la pression p_3 jusqu'à la pression atmosphérique p_4 .

Au cours de la détente des gaz dans la turbine l'énergie potentielle se transforme en énergie cinétique et puis dans les aubes mobiles l'énergie cinétique se transforme en énergie mécanique, c.-à-d. en énergie de rotation du rotor de la turbine.

Dans le cycle illustré dans la figure ci-dessus, les 4 points correspondent aux mêmes points décrits ci-dessus. En particulier, on doit noter que la compression et les transformations d'expansion, évidemment, qui ne sont pas isentropiques. A cet égard, rappelons que : le travail de compression spécifique W_c , de (1) à (2), est exprimé avec une grande approximation par l'équation suivante [2]:

$$W_c = C_{p_{m(2,1)}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-1})$$

Le travail d'expansion spécifique W_t , de (3) à (4), est exprimé par :

$$W_t = C_{p_{m(3,4)}} T_3 - T_4 \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-2})$$

La chaleur Q_1 , fournie à la chambre de combustion à partir de (2) à (3), est exprimée par :

$$Q_1 = C_{p_{m(3,2)}} \cdot (T_3 - T_2) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-3})$$

Le cycle de la turbine à gaz "se ferme" idéalement avec la transformation de (4) à (1), qui correspond au refroidissement des gaz d'échappement, en éliminant la chaleur Q_2 dans l'atmosphère, comme si ces derniers étaient un réfrigérant aux possibilités infinies. L'équation thermodynamique qui décrit le refroidissement des gaz d'échappement est la suivante :

$$Q_2 = C_{p_{m(4,1)}} \cdot (T_4 - T_1) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-4})$$

Les diverses valeurs pour le C_{p_m} , exprimées par les rapports précédents, représentent la chaleur spécifique moyenne à une pression constante entre les valeurs extrêmes de la température dans l'intervalle examiné.

Une fois que Q_1 , Q_2 , W_c et W_t , sont connus, on peut obtenir les valeurs pour les paramètres significatifs suivants :

Rendement thermodynamique :

$$\eta = (Q_1 - Q_2)/Q_1 \quad (\text{II-5})$$

Cette équation nous indique que, par rapport à la chaleur Q_1 , présentée dans la chambre de combustion par le combustible, le rendement augmentera alors que la chaleur Q_2 , "dissipée" dans l'atmosphère diminue. Le travail utile W_u fourni à la machine conduite = $G_{\text{gaz}} W_t - G_{\text{air}} W_c$ Dans la dernière équation, G_{gaz} et G_{air} représentent respectivement les débits massiques des gaz d'admission à la turbine et l'air d'admission au compresseur nécessaires

pour passer des valeurs spécifiques à des valeurs globales. Jusqu'ici, toutes les descriptions et exemples se rapportent à une turbine à un seul arbre telle que la MS 6001. En effet, dans le diagramme illustré dans la fig. I.2, la section de la turbine entière est reliée mécaniquement au compresseur axial. Les turbines à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante, telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique. Dans les applications où la puissance est réglée en variant la vitesse de la machine conduite, on utilise normalement des turbines à gaz à deux arbres ; dans ce cas-ci, la turbine est divisée en deux sections séparées mécaniquement:

- Une section à haute pression, qui fonctionne à vitesse constante dans une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression liée à la machine conduite par l'intermédiaire d'un accouplement ; cette section peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression.

II.3.2. Cycle thermodynamique d'une turbine bi-arbres :

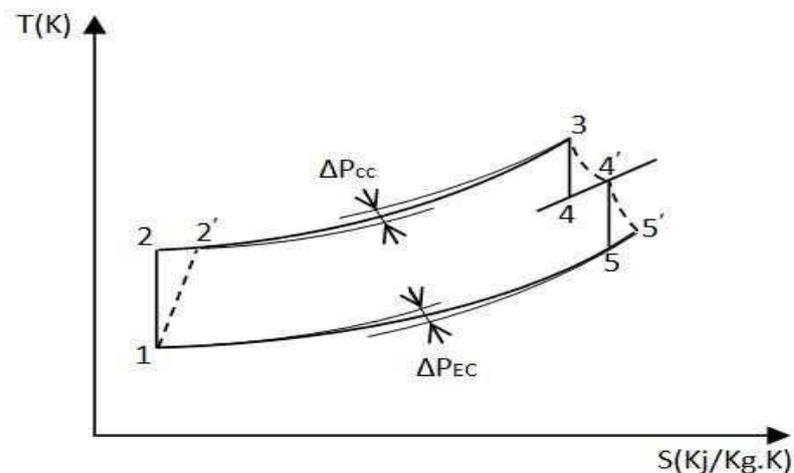


Figure II- 13 : Schéma de cycle thermodynamique d'une turbine bi-arbres

1-2 : compression isentropique dans le compresseur.

1-2' : compression réelle dans le compresseur.

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

3-4 : détente isentropique dans la turbine (HP).

3-4' : détente réelle dans la turbine (HP).

4'-5 : détente isentropique dans la turbine (BP).

4'-5' : détente réelle dans la turbine (BP).

5-1 : échappement vers l'atmosphère.

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine. Dans le diagramme T, S de la figure II-13 ci-dessus, sont représentées à la fois le cycle idéal (1, 2, 3, 4,5) et cycle réel (1,2', 3,4',5') donc les valeurs de T_2 , T_4 , T_5 sont données par les relations [2] :

- Le travail :

$$W_c = C_p(1,2') (T_2' - T_1) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-6})$$

$$W_{\text{THP}} = C_p(3,4') (T_4' - T_3) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{II-7})$$

Le travail utile devient :

$$W_u = W_{\text{THP}} = C_p(4',5') (T_4' - T_5') \quad (\text{II-8})$$

Rendement thermodynamique :

$$\eta_{thp} = \frac{cp(T_3 - T_4')(T_3 - T_4')}{cp(T_3 - T_4)(T_3 - T_4)} \quad (\text{II-9})$$

$$\eta_{tbp} = \frac{cp(T_4 - T_5')(T_4 - T_5')}{cp(T_4 - T_5)(T_4 - T_5)} \quad (\text{II-10})$$

II.4 .Comparaison entre les TAG à un arbre et à deux arbres :

Le choix d'employer une centrale d'axe simple ou à deux axes est déterminé par les caractéristiques de la charge motrice. Si la vitesse de charge est constante, comme dans le cas d'un générateur électrique, une unité d'axe simple est souvent indiquée. Si la charge doit être conduite avec des vitesses variables (compresseurs, pompes), un moteur à deux arbres est avantageux. Les caractéristiques du couple sont différentes, et la variation du couple avec la vitesse de sortie à une puissance donnée peut déterminer le moteur convenable pour certaines applications. Le compresseur d'un moteur d'axe simple est destiné pour tourner à un certain multiple de la vitesse de charge, fixé par le rapport de vitesse de transmission, de sorte qu'une réduction de vitesse de charge implique une réduction de vitesse du compresseur. Ceci a comme conséquence une baisse du débit massique par conséquent du rendement et du couple. Ce type de turbine est d'utilisation limitée pour l'entraînement mécanique.

L'unité à deux axes, ayant une turbine de puissance libre possède la caractéristique de couple très favorable. Pour un débit de combustible constant, et la vitesse du générateur de gaz constante, la turbine de puissance libre peut fournir une puissance relativement constante pour une large gamme de vitesses. C'est dû au fait que le compresseur peut assurer un débit constant à une vitesse donnée, indépendamment de la vitesse de la turbine libre.

En outre, pour des conditions de fonctionnement du générateur de gaz fixes, la réduction de la vitesse de sortie est comme une conséquence d'une augmentation du couple.

II.5. Conclusion :

Dans ce chapitre, les différents schémas d'une turbine à gaz ont été présentés. Le rôle de chaque type de turbine a été mentionné, avec les cycles thermodynamiques et leur fonctionnement, et une comparaison entre les deux types de turbines les plus utilisées.

Chapitre III

Bilan thermique et

énergétique des

turbines à gaz

III.1. Introduction :

Après avoir expliqué le fonctionnement de la turbine à gaz dans ses deux catégories, on insistera sur le bilan thermique et énergétique, pour mieux comprendre la partie calcul et de connaître les phénomènes physiques qui régissent le fonctionnement de ces machines.

III.2. Description :

Le fluide entre et sort avec une vitesse débitante approximativement axiale. Ces Machines sont caractérisées par des débits importants, mais des taux de pression limités (de l'ordre de 1,4 pour un compresseur transsonique et de 2 pour un compresseur supersonique). Ce taux de compression est lié à la vitesse de rotation et au nombre d'étages [10].

III.3. Notion d'étages et échange d'énergie :

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelée rotor (ou rouet) et d'une partie fixe appelée stator (ou selon le cas : redresseur, distributeur, diffuseur,...)

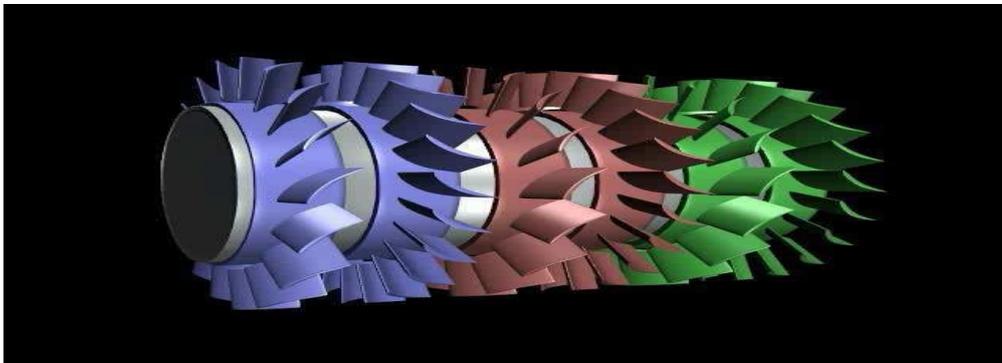


Figure III- 1 : Compresseur axial multi étages

III.3.1. rotor :

Son rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement.

L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages.

Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc travail => échange d'énergie.

Énergie de pression : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

Énergie cinétique : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la giration de l'écoulement au passage de la roue mobile.

Énergie calorifique : il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue.

Cependant le fluide peut recevoir de la chaleur naissant de la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique => travail des forces de frottement liées à la nature visqueuse du fluide. Phénomène de dissipation principalement localisé près des parois = transformation de la forme d'énergie et non transfert de l'énergie («pertes» => rendement). Une faible surface des parois en rapport avec les grands débits rendent les échanges de chaleur avec l'extérieur négligeable => parois considérées comme adiabatiques.

III.3.2. stator :

Son rôle c'est de redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique. « Orienter » le fluide dans une direction compatible avec l'étage suivant.

Il existe, comme pour la roue mobile, une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement.

Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force. Donc pas de travail => pas d'échange d'énergie.

III.4. Ecoulement bidimensionnel à travers un étage :

III.4.1. Définition et notions :

Nous considérons une section du compresseur suivant une surface cylindrique avec rayon moyen R_m . Ce rayon moyen est déterminé en prenant soit la moyenne arithmétique des rayons du carter et du tambour, soit le rayon tel que l'aire de la section entre la surface cylindrique et le tambour qui est égale à celle entre la surface cylindrique et le carter. Le plus souvent c'est la première définition qui est adoptée. La section est alors développée dans un plan. Avec ce modèle nous considérons par conséquent qu'il n'y a pas d'effets de paroi sur le tambour et le carter et nous pouvons admettre que les aubes ont une hauteur infinie.

Un étage est composé d'un rotor et d'un stator. Le premier étage est parfois précédé d'un distributeur dont les aubes ont un angle de calage réglable (moteur F100 du F16). Le dernier étage doit rétablir un écoulement axial [11].

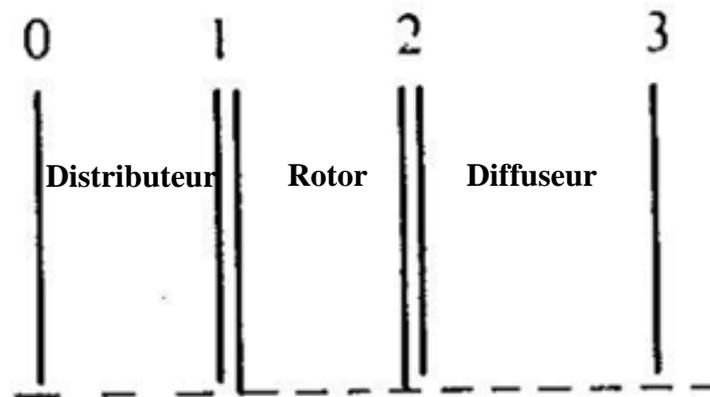


Figure III- 2 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial

Nous distinguons les sections suivantes, perpendiculaire à l'axe (fig.III-2) :

- 0 : entrée de distributeur
- 1 : entrée d'un rotor
- 2 : sortie d'un rotor
- 3 : sortie d'un stator (diffuseur)

Les vitesses et les angles d'écoulement sont notés comme suit (figureIII-3) :

- V_a : vitesse axiale
- V : vitesse absolue
- W : vitesse relative
- u : vitesse d'entraînement
- α : angle entre la vitesse absolue et la direction axiale
- β : angle entre la vitesse relative et la direction axiale
- W''_{if} : les frottements dans le stator
- W'_{if} : les frottements dans le rotor

III.4.2. Hypothèses :

Densité constante : Vu que pour éviter le décollement de la couche limite l'augmentation de pression dans un étage doit être limitée. On peut admettre que la densité dans un étage est constante. Ceci n'est bien évidemment pas vrai à travers toute la machine. Dans ce qui suit, nous admettons qu'il y a un saut discontinu de densité lorsque le fluide passe d'un étage vers le suivant. Pour l'avant-projet, cette simplification est acceptable. Lors de calculs plus détaillés on peut tenir compte de la variation de la densité à travers un étage. Dans ce qui suit nous posons que :

- pour le Rotor : $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p_R}{\rho}$
- pour le stator : $\int_2^3 \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p_S}{\rho}$

Où Δp_R et Δp_S représentent respectivement l'augmentation de pression à travers le rotor et le stator.

III.4.3. Vitesse axiale constante :

La vitesse axiale à travers le compresseur est supposée constante. Vu que la densité du fluide augmente les sections d'écoulement à partir de l'entrée vers la sortie doivent par conséquent diminuer. Dans la pratique, la vitesse axiale n'est pas constante. Du fait qu'une couche limite se développe le long du tambour et de l'enveloppe, la vitesse au centre de la section augmente au fur et à mesure que la couche limite épaisse.

III.4.4. Vitesse entre les couronnes d'aubes :

Dans l'espace entre deux couronnes d'aubes, on admet que le fluide présente les mêmes caractéristiques mécaniques et thermodynamique. Ici encore cela ne correspond pas à la réalité à cause des effets de couche limite. Les couches limites sur chacune des faces d'une aube se rencontrent au bord de fuite et forment un sillage. Dans la direction tangentielle il existe donc un gradient. Ce n'est qu'après mélange complet que le gradient disparaît. La distance dont le fluide a besoin pour se mélanger est plus grande que la distance entre les deux roues d'aubes. Le long du cercle avec rayon moyenne, nous admettons que l'écoulement est axisymétrique. Pour l'approche type cascade, cela signifie que l'écoulement dans l'espace entre deux rangées d'aubes est uniforme.

III.4.5. Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage :

Les calculs de compresseur et la programmation des machines qui doivent fabriquer les aubes sont simplifiées lorsqu'on impose que la vitesse absolue à l'entrée d'un étage tant en grandeur qu'en direction, soit égale à la vitesse de sortie [11].

III.5. Triangle des vitesses :

A l'entrée d'un étage (section 1) le fluide a une vitesse absolue V_1 qui est identique à la vitesse absolue V_3 de l'étage suivant. En soustrayant vectoriellement la vitesse d'entraînement u , on obtient la vitesse relative W_1 à l'entrée du rotor. L'angle que cette vitesse relative fait avec la tangente au squelette de l'aube rotorique doit être suffisamment limité de façon à ce que le fluide ne décroche pas.

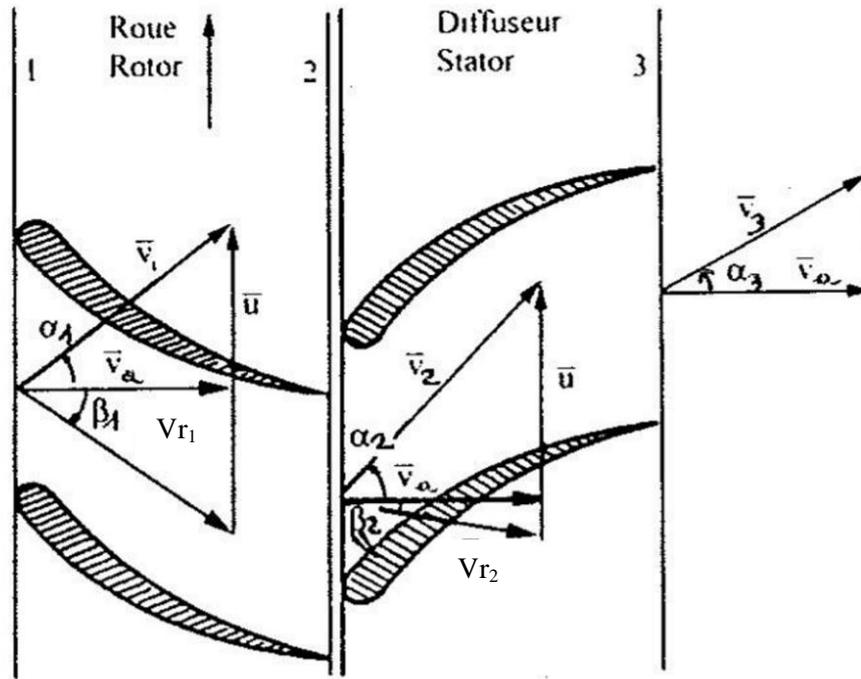


Figure III- 3 : Triangle de vitesses

Une augmentation de pression du fluide à travers le rotor impose que la vitesse relative soit déviée vers la direction axiale si bien que, vu la constance de composante axiale de la vitesse, $V_{r2} < V_{r1}$. Par application de l'équation de l'énergie cinétique dans un espace relatif, on obtient :

$$\frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2} = -\frac{\Delta dp}{\rho} - W_{if}'' \quad (\text{III. 1})$$

Si V_{r2} est connue, la vitesse absolue V_2 à la sortie du rotor peut être obtenue par sommation vectorielle des vitesses relatives et d'entraînement (figure III-4).

Le stator transforme une partie de l'énergie cinétique liée à la vitesse V_2 en énergie de pression. C'est donc pour la même raison que pour le rotor que le vecteur de vitesse doit être dévié par les aubes vers la direction axiale. L'équation ci-dessous permet de déduire que si la pression augmente alors la vitesse doit diminuer :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = -\frac{\Delta dp}{\rho} - W_{if}' \quad (\text{III. 2})$$

Nous établissons, à présent, une expression pour le degré de réaction qui est directement en rapport avec le triangle des vitesses.

Par application de l'équation énergétique dans un conduit mobile et dans un conduit fixe, on peut exprimer les numérateurs et dénominateur comme suit :

$$h_2 - h_1 = -\frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} \quad (\text{III.4})$$

$$h_{t_3} - h_{t_1} = h_{t_2} - h_{t_1} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_2 - h_1 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} \quad (\text{III.5})$$

De sorte que :

$$R = \frac{-(Vr_2^2 - Vr_1^2)}{V_2^2 - V_1^2 - (Vr_2^2 - Vr_1^2)} \quad (\text{III.6})$$

Une expression plus pratique du degré de réaction est obtenue en appliquant quatre fois le théorème de Pythagore (figure III- 3) :

$$V_1^2 = V_a^2 + V_{1u}^2 \quad (\text{III.7})$$

$$Vr_2^2 = V_a^2 + V_{1u}^2 \quad (\text{III.8})$$

$$Vr_1^2 = V_a^2 + (Vr_{2u} + \Delta Vr_u)^2 \quad (\text{III.9})$$

$$V_2^2 = V_a^2 + (V_{1u} + \Delta V_u)^2 \quad (\text{III.10})$$

Ce qui, après calcul et en constatant que :

$$\Delta V_u = \Delta Vr_u \quad (\text{III.11})$$

$$Vr_{2u} + \Delta Vr_u + V_{1u} = u \quad (\text{III.12})$$

donne l'expression du degré de réaction en fonction des composantes tangentielles de vitesse du rotor :

$$R = \frac{Vr_{2u} + \Delta Vr_u / 2}{u} \quad (\text{III.13})$$

Une autre expression intéressante est obtenue en introduisant les angles de sortie dans l'expression précédente :

$$R = \frac{1}{2} (Vr_{2u} + \frac{\Delta Vr_u}{u}) \quad (\text{III.14})$$

$$R = \frac{1}{u} \left(Vr_{2u} + \frac{u - Vr_{2u} - V_{1u}}{2} \right) = \frac{1}{u} \left(\frac{Vr_{2u}}{2} + \frac{u - V_{1u}}{2} \right) \quad (\text{III.15})$$

$$R = \frac{1}{u} \left(\frac{V_a \tan \beta_2}{2} + \frac{u}{2} - \frac{V_a \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (\text{III.16})$$

Si bien qu'avec : $\phi = \frac{V_a}{u}$ coefficient de l'écoulement

$$R = \frac{1}{2} + \phi \left(\frac{\tan \beta_2 - \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (\text{III.17})$$

Dans les étages avec un grand degré de réaction, l'augmentation de pression dans le rotor est grande et celle dans le stator reste limitée. Un petit degré de réaction signifie que l'augmentation de pression dans le rotor est petite et celle dans le stator élevée. Nous illustrons ceci par quelques exemples :

a. Etage avec degré de réaction égal à zéro (figure III-5) :

Dans ce cas, les vitesses relatives d'entrée et de sortie ont la même grandeur ($Vr_2 = Vr_1$) et sont placées symétriquement par rapport à la direction axiale. Dans la roue, à cause des pertes, la pression diminue. La température reste constante. Ceci peut être montré à l'aide des relations suivantes :

$$h_1 - h_2 = \frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} = 0 \quad (\text{III.18})$$

$$\frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}'' \quad (\text{III.19})$$

Le rôle de la roue consiste à élever l'énergie cinétique absolue ($V_2 > V_1$), qui sera alors partiellement transformée en énergie de pression.

- $R=0$

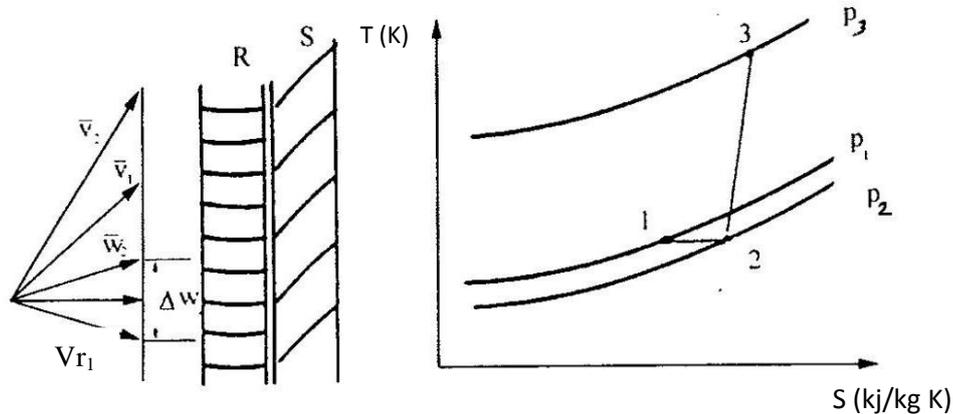


Figure III- 5 : Etage avec degré de réaction égale à zéro

b. Etage avec degré de réaction égale à 0,5 (figure III-6) :

En utilisant l'expression :

$$Vr_{2u} + \frac{\Delta Vr_u}{2} = \frac{u}{2} \quad (III.20)$$

On constate que les triangles de vitesses sont le reflet l'un de l'autre suivant un miroir placé sur la direction axiale. Cette caractéristique rend la fabrication des aubes plus simple. Du fait de la symétrie, les pertes dans les deux rangées d'aubes sont plus ou moins identiques. L'équation de l'énergie cinétique, appliquées aux aubes rotoriques et statoriques, montre que l'augmentation de pression est pratiquement la même, (équations III-21, III-22).

$$\frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}'' \quad (III.21)$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}' \quad (III.22)$$

Comme déjà signalé, le danger de décollement de la couche limite à cause du gradient de pression positif est bien plus grand pour les compresseurs que pour les turbines. C'est pour cette raison que l'augmentation de pression dans un étage est généralement répartie de façon égale entre rotor et stator. Ceci explique pourquoi un degré de réaction de 0,5 est très souvent appliqué sur le rayon moyen [11].

- $R=0,5$

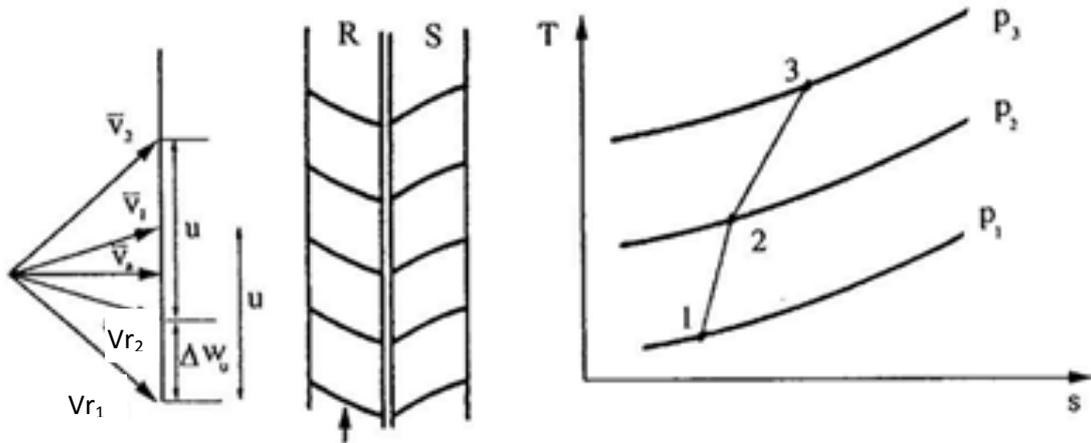


Figure III- 6 : Etage avec degré de réaction égale à 0,5

c. Etage avec degré de réaction égale à un (figure III-7) :

Dans ce cas :

$$Vr_{2u} + \frac{\Delta Vr_u}{2} = Vr_{2u} + \frac{\Delta Vr_u}{2} = u \quad (\text{III.23})$$

La vitesse V_2 à l'entrée du stator est égale en grandeur à la vitesse V_3 à la sortie. Il s'en suit que les températures d'entrée et de sortie du stator sont les mêmes et qu'il se produit une légère chute de pression due aux pertes :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = h_2 - h_3 \quad (\text{III.24})$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_s}{\rho} - W'_{if} \quad (\text{III.25})$$

Si bien que : $T_3 = T_2$

et : $\Delta p_s < 0$

- $R=1$

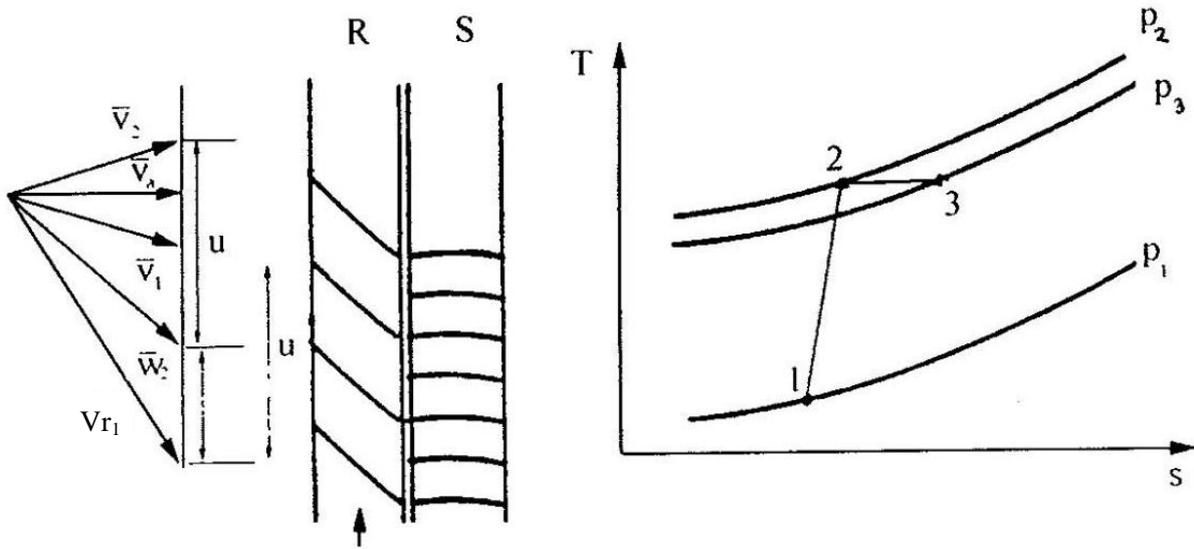


Figure III- 7 : Etage avec degré de réaction égale à 1

III.7. Rendement d'étage :

III.7.1. Définition :

Dans l'intérêt de trouver une valeur optimale pour le degré de réaction et le coefficient d'écoulement, nous allons dans les paragraphes qui suivent exprimer le rendement d'étage η_e en fonction de R et ϕ . Le rendement d'étage (η_e) est défini comme le rapport entre la puissance isentropique ($P_{R is}$) sur la roue et la puissance réelle sur la roue P_R :

$$\eta_e = \frac{P_{R is}}{P_R} \quad (\text{III. 26})$$

Par la formule d'Euler-Râteau, on peut exprimer la puissance sur la roue comme :

$$P_R = G_R(u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}) \quad (\text{III.27})$$

$$Vr^2 = u^2 + V^2 - 2uV_u \quad (\text{III.28})$$

En faisant appel au triangle des vitesses on peut écrire la puissance sur la roue comme :

$$P_R = G_R \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} \right) \quad (\text{III.29})$$

Avec : $u_1 = u_2$

Par application de l'équation de l'énergie cinétique

- Dans la roue (conduit mobile) :

$$\frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = - \int_1^2 v dp - W_{if}'' = - \frac{\Delta p_s}{\rho} - W_{if}'' \quad (\text{III.30})$$

(Avec : $u_1 = u_2$)

- Et dans le stator (conduit immobile) :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} - \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = - \int_2^3 v dp - W_{if}' = - \frac{\Delta p_s}{\rho} - W_{if}' \quad (\text{III.31})$$

Nous pouvons exprimer la puissance sur la roue en fonction de l'augmentation de pression dans le rotor et dans le stator :

$$P_R = G_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} + W_{if}'' + W_{if}' \right) \quad (\text{III.32})$$

Dans le cas d'une évolution isentropique dans la roue, il n'y aura pas de frottements :

$$P_R = G_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} \right) \quad (\text{III.33})$$

Partons de la définition, nous pouvons exprimer le rendement d'étage comme :

$$\eta_e = \frac{G_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} \right)}{G_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} + W_{if}'' + W_{if}' \right)} = \frac{\left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} \right) \rho}{\left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_s}{\rho} + W_{if}'' + W_{if}' \right) \rho} \quad (\text{III.34})$$

Pour simplifier, le dénominateur de l'expression ci-dessous est noté $\Delta p'$:

$$\eta_e = \frac{\Delta p_R + \Delta p_s}{\Delta p'} \quad (\text{III.35})$$

III.7.2. Interprétation physique de $\Delta p'$:

Par application de l'équation énergétique dans la roue :

$$\frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = h_1 - h_2 \quad (\text{III.36})$$

Et la formule d'Euler-Râteau :

$$P_R = G_R \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{Vr_2^2 - Vr_1^2}{2} \right) \quad (\text{III.37})$$

Nous pouvons exprimer la puissance sur la roue comme :

$$P_R = G_R \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_2 - h_1 \right) = h_{t2} - h_{t1} = h_{t3} - h_{t1} \quad (\text{III.38})$$

Étant donné que l'enthalpie totale ne varie pas dans un conduit fixe (le stator) et que $V_3 = V_1$, la puissance sur la roue devient :

$$P_R = G_R (h_3 - h_1) = G_R C_P (T_3 - T_1) \quad (\text{III.39})$$

Et en tenant compte de :

$$P_R = G_R \frac{\Delta p'}{\rho} \quad (\text{III.40})$$

$\Delta p'$ représente l'augmentation de pression réalisée dans un étage si la compression se fait sans frottements.

III.8. Rendement de l'étage en fonction de R et ϕ :

Le rendement d'étage est finalement donné par :

$$\eta_E = \phi \left(\frac{R - \phi \varepsilon_R}{\phi + \varepsilon_R R} + \frac{1 - R \phi \varepsilon_S}{\phi + \varepsilon_S (1 - R)} \right) \quad (\text{III.41})$$

Tel que :

ε_R : jeu d'extrémité du rotor

ε_S : jeu d'extrémité du stator

III.8.1. Optimisation du rendement d'étage :

Nous allons déterminer successivement la valeur optimale de R et de ϕ . Vu que les paramètres R et ϕ peuvent être choisis indépendamment l'un de l'autre, la valeur optimale de R est déterminée par :

$$\frac{\partial \eta_E}{\partial R} = 0 \quad (\text{III.42})$$

Ce calcul conduit au résultat suivant :

$$R_{opt} = \frac{1 + \frac{\phi}{\varepsilon_S} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \varepsilon_S^2}{1 + \varepsilon_R^2}}\right)}{1 + \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_S} \sqrt{\frac{1 + \varepsilon_S^2}{1 + \varepsilon_R^2}}} \quad (\text{III.43})$$

Puisque ε_S et ε_R sont petits, on négligera les termes d'ordre supérieur. On trouve une valeur indépendante de ϕ , puisque :

$$R_{opt} = \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_S}} \quad (\text{III.44})$$

En pratique, ε_R est plus ou moins égal à ε_S , si bien que :

$$R_{opt} = \frac{1}{2} \quad (\text{III.45})$$

Ce qui signifie que le rendement de l'étage atteint une valeur maximale dans le cas où le stator et le rotor sont équipés d'aubes symétriques identiques.

Poser $\varepsilon_R \approx \varepsilon_S$ est donc une hypothèse acceptable.

Le rendement maximum devient :

$$\eta_{E_{max}} = 2\phi \frac{1 - 2\varepsilon\phi}{\varepsilon + 2\phi} \quad (\text{III.46})$$

Après quelques calculs, on trouve que ϕ_{opt} vaut :

$$\phi_{opt} = \frac{1}{2} (\sqrt{1 + \varepsilon^2} - \varepsilon) \cong \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \cong \frac{1}{2} \quad (\text{III.47})$$

Le rendement maximum (appelé maximorum) d'étage est obtenu pour :

$$\eta_{E_{max \ max}} = 2 \frac{1}{2} \left(\frac{1 - 2\varepsilon \frac{1}{2}}{\varepsilon + 2 \frac{1}{2}} \right) = \frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon} = \frac{(1 - \varepsilon)^2}{1 + \varepsilon^2} \quad (\text{III.48})$$

$$\eta_{E_{max \ max}} \cong 1 - 2\varepsilon \quad (\text{III.49})$$

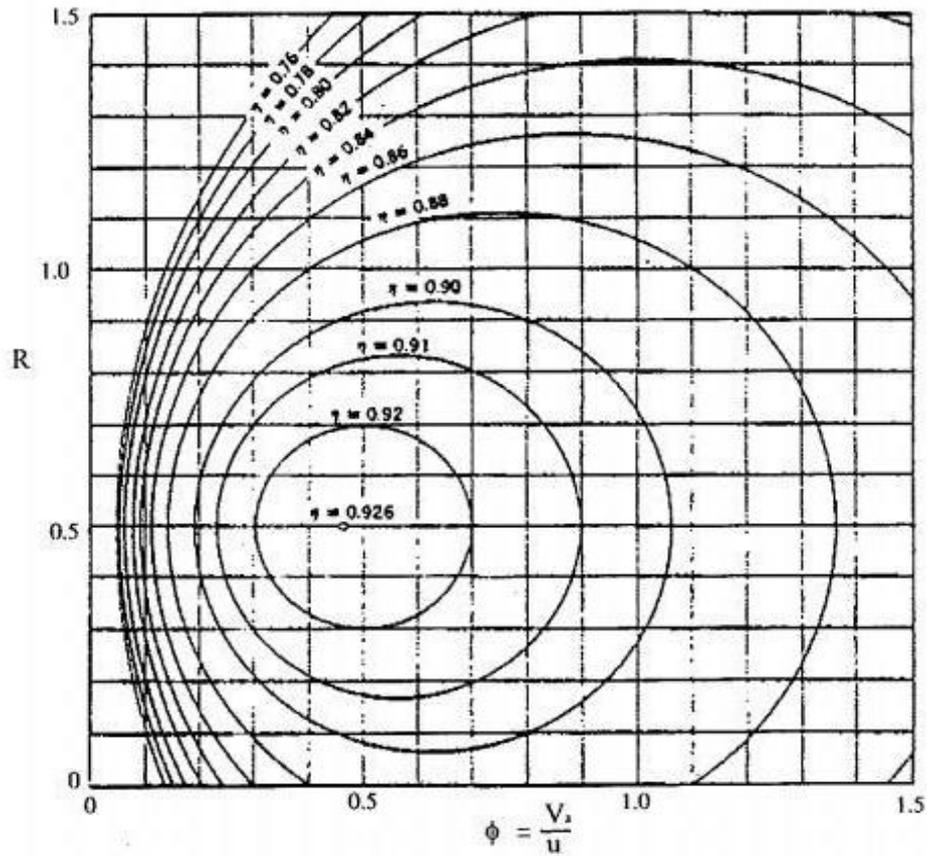


Figure III- 8 : Rendement de l'étage en fonction du degré de réaction et du coefficient d'écoulement (diagramme de VAVRA) [11]

Le diagramme de VAVRA montre également que les compresseurs axiaux ne sont pas conçus pour de faibles vitesses axiales ou de faibles débits. Dans le cas où ϕ est petit, la moindre variation de la vitesse de rotation aura une grande influence sur le rendement d'étage.

III.9. Etude théorique d'une turbine à gaz à un seul arbre :

III.9.1. Cycle idéal de Brayton :

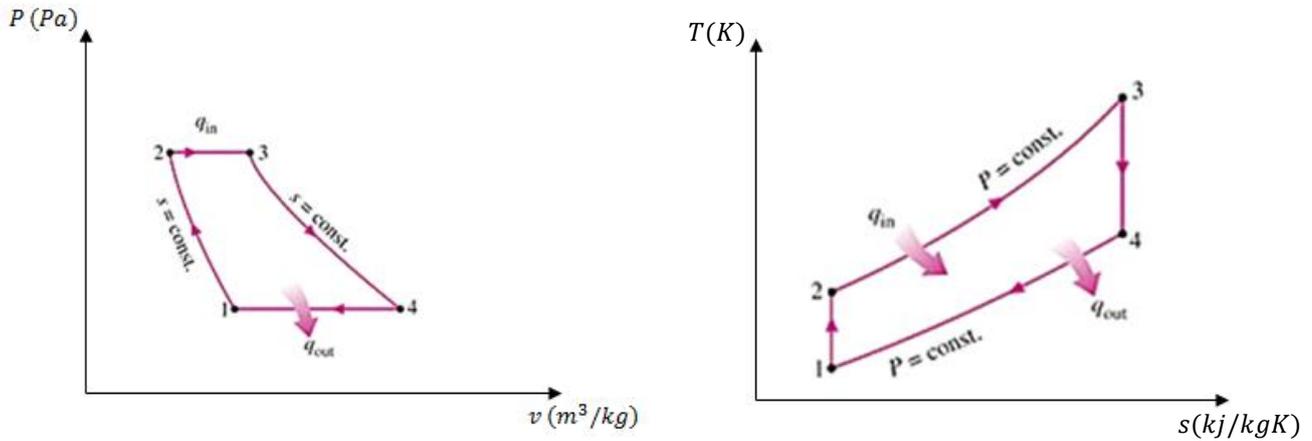


Figure III- 9 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz

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)

III.9. 2. Cycle réel :

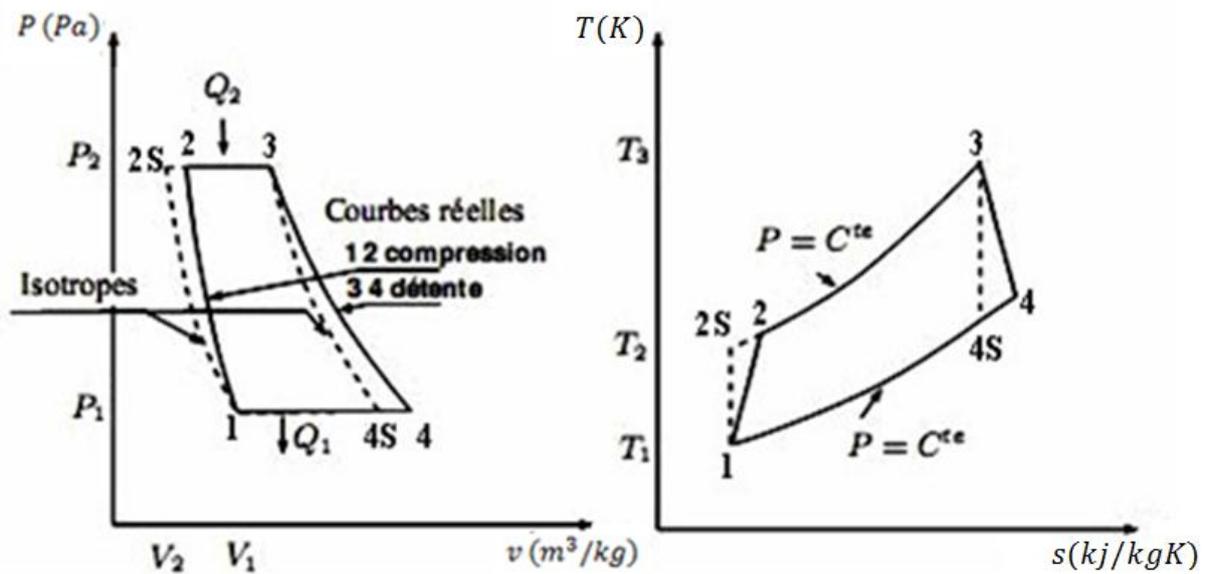


Figure III- 10 :Cycle réel d'une turbine à gaz

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement. La température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$.
- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$ [2].

III.9.3. Etude du cycle de Brayton :

A. sans poste de combustion DB :

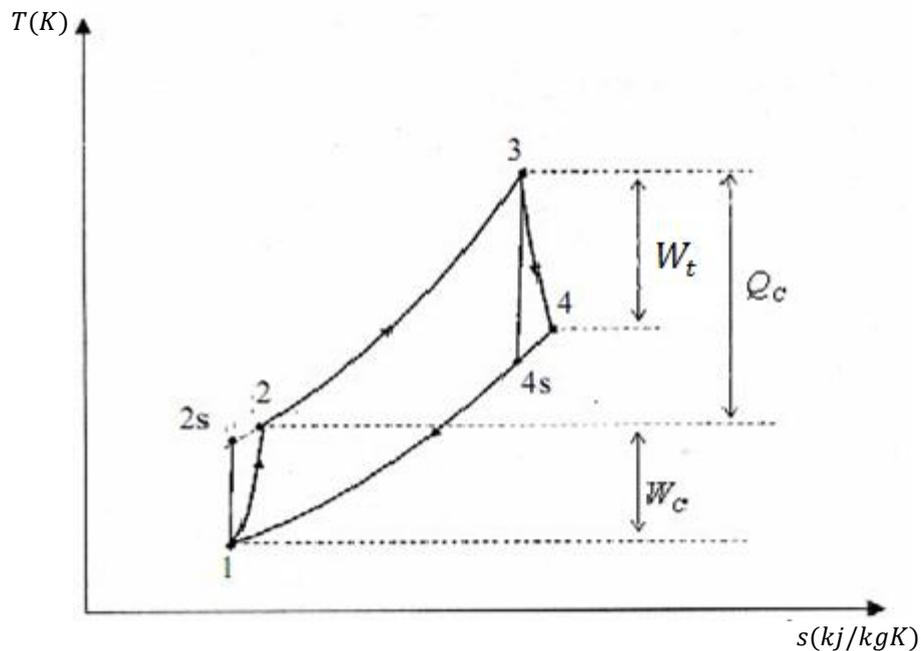


Figure III- 11 : Cycle thermodynamique sans poste de combustion

W_c : travail de compresseur

Q_c : quantité de chaleur fournie dans la chambre de combustion

W_t : travail de turbine

III.9.3.1. Refroidisseur CH :

La chaleur dégagée Q_{CH} par l'air pendant son refroidissement avant son entrée dans le compresseur peut être calculée comme suit :

$$Q_{CH} = c_{pair} \cdot \Delta T \quad (III.50)$$

III.9.3.2. Compresseur AC :

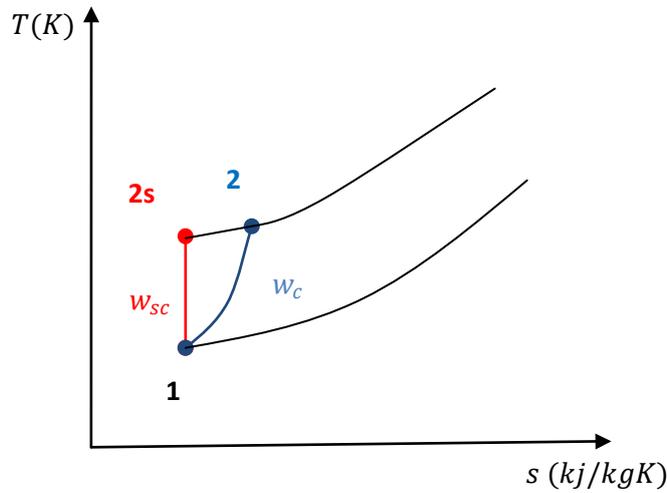


Figure III- 12 : Représentation de la notion de travail d'un compresseur

Coefficient polytropique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{air} = \frac{c_{p_{air}}}{c_{p_{air}} - r_{air}} \quad (III.51)$$

La pression à la sortie de compresseur P_2 :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad \Leftrightarrow \quad P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (III.52)$$

avec ;

τ : Taux de compression

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = c_{p_{air}}(T_{2s} - T_1) = c_{p_{air}}T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (III.53)$$

-Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = \tau^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (III.54)$$

$$W_{sc} = c_{p_{air}}T_1 \left(\left(\tau \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (III.55)$$

Le travail réel fourni à l'air par le compresseur w_c :

$$\eta_{sc} = \frac{w_{sc}}{w_c} \Rightarrow w_c = \frac{w_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (\text{III.56})$$

Avec ;

η_{sc} : rendement isentropique du compresseur

La température à la sortie de compresseur T_2 :

$$w_c = c_{p_{air}}(T_2 - T_1) \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{w_c}{c_{p_{air}}} \quad (\text{III.57})$$

III.9.3.3. Chambre de combustion CC:

Chaleur apportée au gaz au niveau de la chambre de combustion Q_{c-c} :

$$Q_{c-c} = c_{p_{moy}}(T_3 - T_2) \quad (\text{III.58})$$

Avec ;

$c_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés.

III.9.3.4. Turbine (T) :

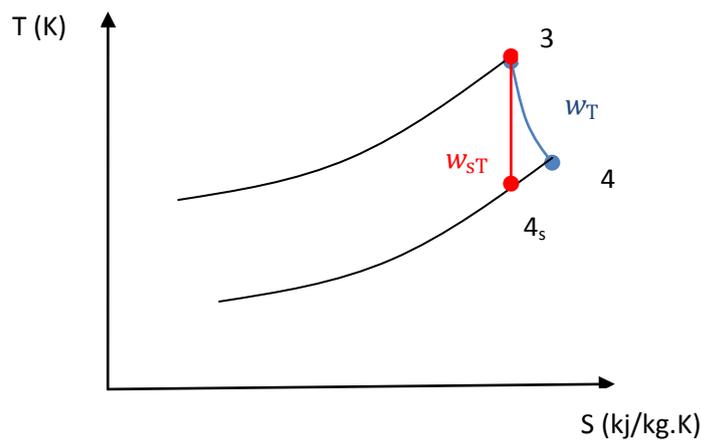


Figure III- 13 : Représentation de la notion de travail d'une turbine

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} [8]:

$$\gamma_{moy} = \frac{c_{p_{moy}}}{c_{p_{moy}} - r_{gb}} \quad (III.59)$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine w_{sT} :

$$w_{sT} = c_{p_{moy}}(T_{4s} - T_3) = c_{p_{moy}} T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (III.60)$$

Transformation isentropique ($p_4 = p_{4s} = p_1$ et $p_3 = p_{2s} = p_2$)

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{\frac{(\gamma_{moy}-1)}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{(\gamma_{moy}-1)}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{(\gamma_{moy}-1)}{\gamma_{moy}}} \quad (III.61)$$

$$w_{sT} = c_{p_{moy}} T_3 \left(\left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{(\gamma_{moy}-1)}{\gamma_{moy}}} - 1 \right) \quad (III.62)$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine w_T :

$$\eta_{sT} = \frac{w_T}{w_{sT}} \Rightarrow w_T = \eta_{sT} \cdot w_{sT} \quad (III.63)$$

avec;

η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine

Température à la sortie de turbine (échappement) T_4 :

$$w_T = c_{p_{moy}}(T_4 - T_3) \Rightarrow T_4 = T_3 + \frac{w_T}{c_{p_{moy}}} \quad (III.64)$$

-Détermination des débits massiques :

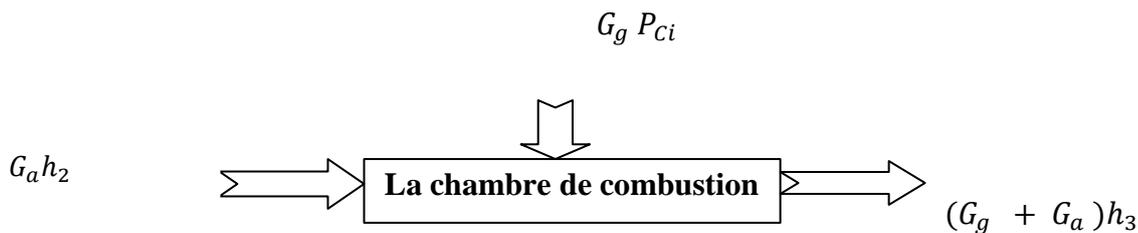


Figure III- 14 : Le bilan thermique dans CC

A partir de la figure III-14, on peut écrire :

$$G_a h_2 + G_g P_{Ci} = (G_a + G_g) h_3 \quad (III.65)$$

En divisant cette équation par \dot{m}_a on aura :

$$h_2 + \frac{G_g}{G_a} P_{Ci} = (1 + \frac{G_g}{G_a})h_3 \quad (\text{III.66})$$

On pose :

$$f = \frac{G_g}{G_a} \quad (\text{III.67})$$

Avec ;

f : rapport des débits dans une chambre de combustion [9]

G_a : débit de l'air

G_g : débit de gaz naturel

h_2 : enthalpie d'entrée à la chambre de combustion

h_3 : enthalpie de sortie à la chambre de combustion

P_{Ci} : pouvoir calorifique du gaz naturel

L'expression (III.66) devient :

$$h_2 + f P_{Ci} = (1 + f)h_3 \quad (\text{III.68})$$

f étant faible de l'ordre de $1/50 \div 1/75$ [9]

$$h_2 + f P_{Ci} = h_3 \quad (\text{III.69})$$

Par suite on aura :

$$f = \frac{c_{p moy}(T_3 - T_2)}{P_{Ci}} \quad (\text{III.70})$$

$$G_{ge} = G_a + G_g \quad (\text{III.71})$$

Avec ;

G_{ge} : Le débit de gaz d'échappement.

Chaleur apportée au gaz au niveau du poste de combustion : Q_{p-c}

$$Q_{p-c} = c_{pmoy}(T_5 - T_4) \quad (\text{III.77})$$

Débit de gaz à la sortie de poste de combustion m_g :

$$G_g = G_{ge} + G_g \quad (\text{III.78})$$

Chaleur apportée au gaz dans la turbine à gaz Q_{GT} :

$$Q_{GT} = Q_{c-c} + Q_{p-c} \quad (\text{III.79})$$

Flux de chaleur Q_{GT} :

$$Q_{GT} = G_g Q_{c-c} + G_{ge} Q_{p-c} \quad (\text{III.80})$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{GT} = \frac{W_{ut}}{Q_{GT}} \quad (\text{III.81})$$

III.11. Etude théorique d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbre :

- Cycle idéal de brayton (figure III-16) :

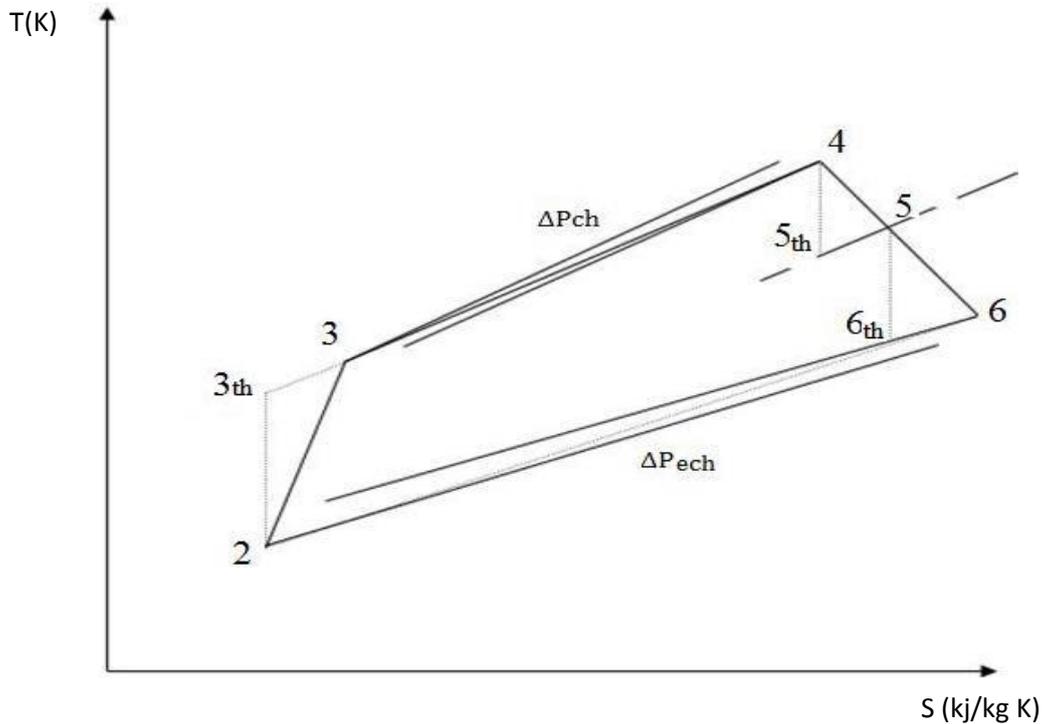


Figure III- 16 : Cycle réel de turbine à gaz à deux lignes d'arbre

- Le segment (2-3) représente une compression réelle avec une température T_3 supérieure à T_{3th} qu'aurait donné une compression isentropique.
- Le segment (3-4) représente la combustion qui se fait à pression constante à une perte de charge ΔP_{ch} près de la chambre de combustion.
- Le segment (4-5) représente la détente dans la turbine (HP) elle se fait avec une dissipation d'énergie à travers les parois, la température de détente T_5 est supérieure à T_{5th} qu'aurait donnée une détente isentropique.
- Le segment (5-6) représente la détente dans la turbine (BP), la température T_6 finale est supérieure à T_{6th} .
- La pression p_6 est légèrement supérieure à celle atmosphérique ce qui pousse les gaz de combustion vers l'atmosphère (échappement).

III.11.1 Détermination de chaleur massique :

Les chaleurs massiques des gaz réels sont fonction des paramètres d'état (T-P).

Dans les calculs pratiques, on néglige l'influence de la pression, lorsqu'elle est inférieure à 20 bars, sur la chaleur massique Cp de l'air ;

Pour $T < 1300$ K on a [6]:

$$Cp = 0,9648 + 0,099 \cdot \frac{T}{1000} \left[\frac{kJ}{kg.K} \right] \quad (III.82)$$

La variation d'enthalpie au cours de la compression adiabatique (2-3) s'exprime comme suit :

$$h_3 - h_2 = Cp_{(T_3)} \cdot (T_3 - 273,15) - Cp_{(T_2)} \cdot (T_2 - 273,15) \quad (III.83)$$

En introduisant la chaleur massique moyenne de convention $Cp_{(T_3, T_4)}$ dans l'intervalle de température $T_3 - T_4$ on a :

$$\begin{aligned} h_3 - h_4 &= cp_{(T_3, T_4)} \cdot (T_3 - T_4) \\ &= cp_{(T_3)} \cdot (T_3 - 273,15) - cp_{(T_4)} \cdot (T_4 - 273,15) \end{aligned} \quad (III.84)$$

D'où :

$$cp_{(T_3, T_4)} = \frac{cp_{(T_3)} \cdot T_3 - cp_{(T_4)} \cdot T_4}{T_3 - T_4} \quad (III.85)$$

où : $t = T - 273,15$

III.11.2 Partie compresseur :

III.11.2.1 Pression de l'air :

A l'admission du compresseur, la pression de l'air est égale à :

$$p_2 = p_1 - \Delta p_a \quad (III.86)$$

Où p_1 est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude Z comme suit [8]:

$$p_1 = p \cdot \left[1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{288,5} \right]^{5,31} \quad (III.87)$$

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

$$\gamma_{2,3} = \frac{Cp(T_2, T_3)}{Cp(T_2, T_3) - r} \quad (\text{III.88})$$

r : constante caractéristique des gaz parfaits ($r = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

La température théorique est déterminée à partir de la relation suivante :

$$T_{3th} = T_2 \cdot \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\gamma_{2,3}-1}{\gamma_{2,3}}} \quad (\text{III.89})$$

III.11.2.2 Détermination du travail et le rendement du compresseur :

- Travail de compresseur :

Le travail de compression par unité de masse :

$$W_c = Cp_{(T_{3,2})} \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III.90})$$

- Rendement du compresseur :

Le rendement du compresseur est égal :

$$\eta_c = \frac{T_{3th} - T_2}{T_3 - T_2} \quad (\text{III.91})$$

- le taux du compresseur :

$$\tau_c = \left(\frac{T_{3th}}{T_2}\right)^{\frac{\gamma_{2,3}}{\gamma_{2,3}-1}} \quad (\text{III.92})$$

- la puissance du compresseur :

$$P_c = W_c \cdot G_a \quad (\text{III.93})$$

III.11.3 Chambre de combustion :

La combustion provient de l'oxydation des différents composants de combustible.

- le rapport stœchiométrique α_{st} :

$$\alpha_{st} = \frac{\text{masse du combustible}}{\text{masse d'air}} \quad (\text{III.94})$$

Chaleur apportée au gaz au niveau de la chambre de combustion Q_{c-c} :

$$Q_{c-c} = c_{pmoy}(T_3 - T_2) \quad (III.95)$$

III.11.4 Turbine génératrice de gaz GG :

III.11.4.1 Travail produit par la turbine HP : W_{HP}

L'équilibre de puissance entre le compresseur à air et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité du travail produit par la turbine de haute pression W_{HP} et celui reçu par le compresseur à air ainsi on a :

$$W_{HP} = \frac{W_c}{\eta_m} \quad (III.96)$$

η_m : Le rendement mécanique du compresseur à air qui vaut:

$$\eta_{HP} = \frac{c_{p(T_4, T_5)} \cdot (T_4 - T_5)}{c_{p(T_4, T_{5th})} \cdot (T_4 - T_{5th})} \quad (III.97)$$

D'où :

$$T_{5th} = T_4 - \frac{c_{p(T_4, T_5)} \cdot (T_4 - T_5)}{c_{p(T_4, T_{5th})} \cdot \eta_{HP}} \quad (III.98)$$

III.11.4.2 Exposant isentropique $\gamma_{4,5}$:

L'exposant isentropique $\gamma_{4,5}$ est alors :

$$\gamma_{4,5} = \frac{c_{p(T_4, T_5)}}{c_{p(T_4, T_5)} - r} \quad (III.99)$$

La pression à la sortie de la turbine HP exprimée par :

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_{5th}}{T_4} \right)^{\frac{\gamma_{4,5}}{(\gamma_{4,5}-1)}} \quad (III.100)$$

III.11.4.3 Détermination du taux de la turbine GG :

$$\tau_c = \left(\frac{T_4}{T_{5th}} \right)^{\frac{\gamma_{4,5}}{(\gamma_{4,5}-1)}} \quad (III.101)$$

III.11.4.4 Turbine de puissance :

III.11.4.4.1 Pression d'échappement :

Lorsque la turbine est installée sur le site, il existe en aval une cheminée d'évacuation des gaz brûlés, il en résulte des pertes de charge à l'échappement Δp_{ech} mais la pression p_6 à l'échappement reste plus élevée que la pression ambiante p_1 alors :

$$p_6 = p_1 + \Delta p_{ech} \quad (III.102)$$

III.11.4.4.2 détermination de la température théorique d'échappement T_{6th} :

Le rendement isentropique de la turbine BP est égal [4] :

$$\eta_{bp} = \frac{Cp_{(T_5, T_6)} \cdot (T_5 - T_6)}{Cp_{(T_5, T_{6th})} \cdot (T_5 - T_{6th})} \quad (III.103)$$

D'où :

$$T_{6th} = T_5 - \frac{Cp_{(T_5, T_6)} \cdot (T_5 - T_6)}{Cp_{(T_5, T_{6th})} \cdot \eta_{bp}} \quad (III.104)$$

III.11.4.4.3 Détermination de l'exposant isentropique $\gamma_{5,6}$:

L'exposant isentropique $\gamma_{5,6}$ est donnée par :

$$\gamma_{5,6} = \frac{Cp_{(T_5, T_6)}}{Cp_{(T_5, T_6)} - r} \quad (III.105)$$

III.1.4.4.4 pression d'échappement :

La pression à la sortie de la turbine BP exprimée par :

$$p_6 = p_5 \cdot \left(\frac{T_{6th}}{T_5} \right)^{\frac{\gamma_{5,6}}{(\gamma_{5,6} - 1)}} \quad (III.106)$$

III.11.4.4.5 taux de turbine BP :

$$\tau_c = \left(\frac{T_5}{T_{6th}} \right)^{\frac{\gamma_{5,6}}{(\gamma_{5,6}-1)}} \quad (\text{III .107})$$

Le travail par unité de masse dans la turbine BP est donné par :

$$W_{BP} = (T_{5,6}) \cdot (T_5 - T_6) \quad (\text{III .108})$$

III.11.4.4.6 Puissance de la turbine BP :

La puissance de la turbine (BP) :

$$P_{BP} = W_{bp} \cdot (G_a + G_g) \quad (\text{III .109})$$

III.12. Puissance de la turbine au bout de l'arbre :

La puissance de la turbine au bout de l'arbre est donnée par :

$$P_{arb} = P_{BP} \cdot \eta_m \quad (\text{III .110})$$

III.13. Rendement global de la turbine à gaz :

On calcule le rendement global d'après la formule suivante :

$$\eta_g = \frac{P_{arb}}{P_{ci} \cdot G_g} \quad (\text{III .111})$$

III.14. Conclusion :

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel dans les deux types. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, les facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et aussi les vitesses et les autres qui sont les conditions ambiantes qui sont liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Chapitre IV

Calcul thermodynamique

de la turbine à gaz MS5002C

IV.1. Introduction

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes).

- a- D'après les données standards du constructeur.
- b- D'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de ce chapitre est de déterminer les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C.

On utilise ce type des turbines, qui sont les plus utilisées dans le domaine des hydrocarbures notamment par la SONATRACH.

La turbine à gaz MS5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

Grâce à un système de lancement par moteur électrique, le rotor de la turbine HP est lancé à 20 % de sa vitesse nominale.

Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion, où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur ou gaz chaud à pression constante.

Les gaz chauds ainsi produits viennent se détendre sur la roue haute pression, puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère.

Donc on produit un travail utile pour entrainer le compresseur centrifuge BCL606-3/A, à partir du rotor de la roue BP[5].

IV.2. Données de départ

IV.2.1. Paramètres de l'air ambiant

Température de l'air ambiant : $T_1=15^\circ\text{C}$ ou $T_1=288\text{K}$

Pression de l'air ambiant : $P_1=1,013$ bars

IV.2.2. Caractéristiques de fonctionnement du générateur de gaz de turbine haute Pression

Taux de compression du compresseur axial : $\tau_{cr} = 7$;

Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic} = 0,87$;

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,97$;

Température dans la chambre de combustion : $T_3=1223\text{K}$;

Rendement mécanique de la transmission compresseur-turbine : $\eta_m = 0,88$;

Rendement isentropique de la turbine haute pression : $\eta_{iTHP} = 0,88$;

Vitesse de la turbine haute pression : $n=5100$ tr/mn

IV.2.3. Caractéristiques de fonctionnement de la turbine de puissance basse pression

Rendement isentropique de la turbine basse pression : $\eta_{iTHP} = 0,88$;

Puissance utile : $P_u=26$ MW

Rendement mécanique de transmission: turbine-compresseur : $\eta_m = 0,98$;

Vitesse de la turbine basse pression: $N=4670$ tr/mn

IV.2.4. Caractéristiques du fluide moteur

Pouvoir calorifique du combustible : $P_{ci}=10645$ kcal/K

IV.2.5. Les points particuliers du cycle thermique de l'installation

Les points particuliers du cycle thermique de l'installation sont illustrés dans les figures IV.1 et IV.2.

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

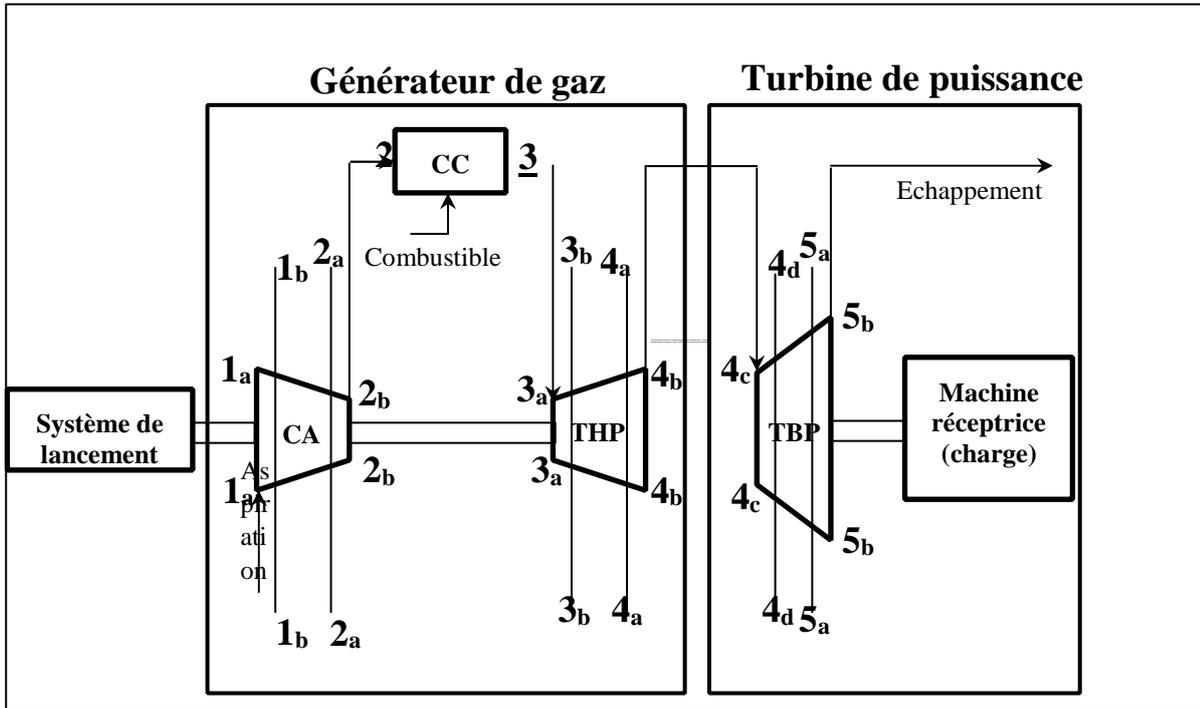


Figure IV- 1 : Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz MS5002C

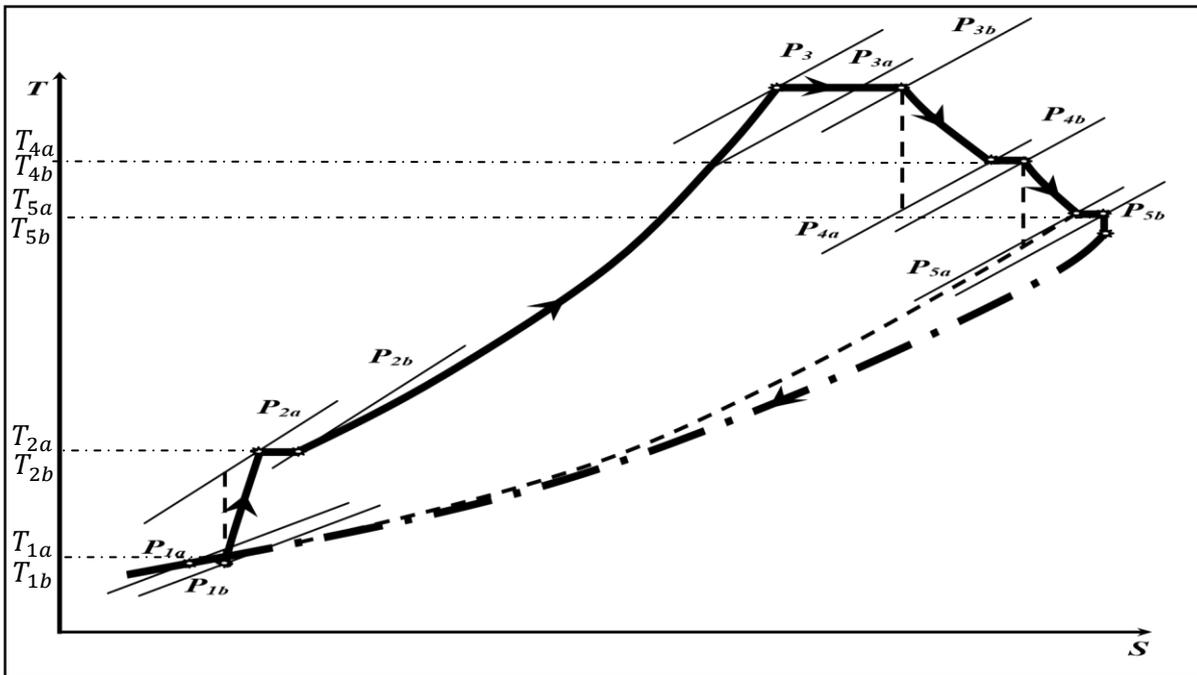


Figure IV- 2 : Diagramme T-S

IV.3. Calcul thermodynamique de l'installation de turbine à gaz à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes géodynamiques dans les différents éléments de l'installation

IV.3.1. Calcul du coefficient d'excès d'air φ

:

Débit massique théorique d'air G_0 ou pouvoir comburivore du carburant :

$$G_0 = \lambda_{\kappa} \cdot P_{CI} \quad (IV-1)$$

Où $\lambda_{\kappa} = 1.43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de MEKONOVALOV.[3]

P_{CI} - Pouvoir calorifique inférieur du gaz, $P_{CI}=45 \cdot 10^6 \text{kJ/kgc}=10645 \text{kcal/kgc}$

A.N. $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15,2 \text{ kgair/ kgc}$

Coefficient d'excès d'air φ :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

Où :

$$P_{CI} \eta_{CC} = \varphi \cdot G_0 C_{pa} (T_3 - T_{2a}^*) \quad (IV-2)$$

C_{pa} : Chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre la température d'entrée $T_{2a}^*=530\text{K}$ et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

On calcule la température moyenne T_m entre la sortie de compresseur et la sortie de la chambre de combustion.

D'où $T_m = \frac{530+1223}{2} = 876,5\text{K}$

D'après l'annexe [2] $T_m=876,5\text{K}$ $C_{pa} = 1110 \text{ j/kg K}$

A.N. $\varphi = \frac{44550,0,97}{15,2 \cdot 1110 (1223-530)} = 3,8$

IV.3.2. Calcul de la densité ρ_1^* :

La densité de l'air à l'entrée du filtre :

Où :

$$\rho_1^* = \frac{P_1^*}{rT_1^*} \quad (\text{IV-3})$$

T_1^* : la température de l'air ambiante, $T_1^* = T_0 = 288K$

P_1^* : la pression atmosphérique

R : constante de l'air

$$\text{D'où} \quad \rho_1 = \rho_1^* = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3. Calcul préalable de la turbine haute pression HP :

IV.3.3.1. Paramètre de l'air avant le premier étage du compresseur

Au point 1b :

➤ **Pour les Paramètres d'arrêts : les grandeurs physiques sont données avec ***

-La pression

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P \quad (\text{IV-4})$$

Avec :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (\text{IV-4.a})$$

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 installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude de 50 à 250 mmH₂O, on prend $\Delta P_1 = 0,015 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_{1a} qui est de 30 à 50 m/s.

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à $\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

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

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2} \quad (\text{IV-4.b})$$

η : rendement du diffuseur.

Où : C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1a} varie de 30 à 50 m/s et la vitesse C_{1b} varie de 100 à 200 m/s .

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$), le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Prenons : $C_{1b} = 100 \text{ m/s}$ et $\eta = 0,9$;

$$\text{A.N.} \quad \Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 1,23 \cdot \frac{100^2 - 40^2}{2} = 574 \text{ Pa}$$

Finalement :

$$\Delta P = (0,015 + 0,005 + 0,00574) \cdot 10^5 = 2500 \text{ Pa}$$

d'après la relation (IV-4) on détermine : P_{1b}^*

$$P_{1b}^* = (1,013 - 0,025) = 0,987 \text{ bars}$$

- Température :

$$T_{1b}^* = T_1^* = 288 \text{ K}$$

-Masse volumique :

$$\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{r T_{1b}^*} \quad (\text{IV.5})$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{0,9873 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,194 \text{ kg/m}^3$$

➤ paramètres statiques

- Température

$$T_{1b} = T_{1b}^* - \frac{C_{1b}^2}{2C_p} \quad (\text{IV.6})$$

$$T_{1b} = 288 - \frac{100^2}{2 \cdot 1005} = 283 \text{ K}$$

- Pression :

$$P_{1b} = P_{1b}^* \cdot \left(\frac{T_{1b}}{T_{1b}^*}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (\text{IV-7})$$

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

A.N. $P_{1b} = 0,9873 \left(\frac{283}{288}\right)^{\frac{1}{0,285}} = 0,927 \text{ bars}$

-Masse volumique

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{rT_{1b}} \quad (\text{IV-8})$$

$$\rho_{1b} = \frac{0,928 \cdot 10^5}{287 \cdot 283} = 1,434 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3.2. Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur

Au point 2a :

➤ **Paramètres d'arrêt**

- Pression

$$P_{2a}^* = \tau_{cr} \cdot P_{1b}^* \quad (\text{IV-9})$$

$$P_{2a}^* = 7,09873 = 6,911 \text{ bars}$$

- Température

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left(1 + \frac{\tau_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}}\right) \quad (\text{IV-10})$$

Telle que $T_{1b}^* = 288K$

η_{ic} - rendement isentropique du compresseur, d'après les données de départ évaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a}=554K$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} \quad (\text{IV-10.a})$$

A.N. $T_m = \frac{283+540}{2} = 411,5K$

En utilisant l'annexe [1] pour déterminer les valeurs moyennes de C_p et γ

$$T_m = 411,5K \rightarrow \gamma = 1,4 \rightarrow C_p = 1,013 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{Donc } T_{2a}^* = 288. \left(1 + \frac{7^{0,283}-1}{0,87}\right) = 531,13K$$

-Masse volumique

$$\rho_{2a}^* = \frac{P_{2a}^*}{r T_{2a}^*} \quad (\text{IV-11})$$

$$\rho_{2a}^* = \frac{6,11.10^5}{287.531,13} = 4,594 \text{ kg/m}^3$$

➤ **Paramètres statiques**

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

Prenons cette vitesse $C_{2a}=120$ m/s, alors les paramètres statiques sont :

-temperature

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2C_p} \quad (\text{IV-12})$$

$$T_{2a} = 531,13 - \frac{120^2}{2.1030} = 524,40K$$

D'après l'annexe [1], $T_{2a}^* = 531,13$ K $\rightarrow \gamma=1,385 \rightarrow C_p=1034$ j/kg K

- pression

$$P_{2a} = P_{2a}^* \cdot \left(\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{IV-13})$$

$$P_{2a} = 6,912. 10^5 \cdot \left(\frac{524,14}{531,13}\right)^{\frac{1}{0,27}} = 6,60 \text{ bars}$$

Masse volumique

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{rT_{2a}} \quad (\text{IV-13})$$

$$\rho_{2a} = \frac{6,60. 10^5}{287.524,40} = 4,393 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3.3. paramètres de l'air avant la chambre de combustion au point 2

➤ **Paramètres d'arrêt**

-pression

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P \quad (\text{IV-15})$$

Avec :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (\text{IV-15.a})$$

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

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2b}^* \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2} \quad (\text{IV-15.b})$$

Rendement du diffuseur à la sortie du compresseur : $\eta=0,5$ à $0,7$ on prend $\eta=0,6$ [3]

Où $C_{2b} = 40 \text{ m/s}$: vitesse dans la conduite.

$$\text{A.N.} \quad \Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 4,594 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 11760,64 \text{ Pa}$$

ΔP_2 - pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b-2);

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a}^* \quad (\text{IV-15.c})$$

C_{2b} -vitesse dans la conduite $C_{2b} = 40 \text{ m/s}$

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot 6,911 \cdot 10^5 = 6911 \text{ Pa}$$

D'où : $\Delta P = 11760 + 6911 = 1871,64 \text{ Pa}$

Finalement :

$$P_2^* = 6,911 - 0,018672 = 6,72 \text{ bars}$$

- température

$$T_2^* = T_{2a}^* = 531,13 \text{ K}$$

-Masse volumique

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{r T_2^*} \quad (\text{IV-16})$$

$$\rho_2^* = \frac{6,72 \cdot 10^5}{287 \cdot 531,13} = 4,42 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3.4. paramètres du gaz après la chambre de combustion

au point 3 :

➤ Paramètres d'arrêt

On évalue les paramètres aérodynamiques ξ pendant l'apport jusqu'à 1% de la chambre de combustion [7];

- pression

$$P_3^* = P_2^* - \xi \cdot P_2 \quad (\text{IV-17})$$

$$P_3^* = 6,72 - 0,01 \cdot 6,72 = 6,65 \text{ bars}$$

- température

D'après l'annexe [2]

$$T_3^* = 1223K \quad \rightarrow \quad \gamma = 1,312 \quad \rightarrow \quad C_p = 1210 \text{ j/kg K}$$

- Masse volumique

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r T_3^*} \quad (\text{IV-18})$$

$$\text{A.N.} \quad \rho_3^* = \frac{6,65 \cdot 10^5}{287 \cdot 1223} = 1,9 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3.5. paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)

au point 3b :

➤ Paramètres d'arrêt

- Pression

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P \quad (\text{IV-19})$$

Avec ;

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (\text{IV-19.a})$$

où ΔP_1 - pertes de pression d'arrêt dans la conduite :

$$\Delta P_1 = 0,005 P_3^* \quad (\text{IV-19.b})$$

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 6,65 \cdot 10^5 = 3330 \text{ Pa}$$

ΔP_2 - pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la conduite

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a} \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} \quad (\text{IV-19.c})$$

$$\Delta P_2 = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 1,986 \cdot \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1102,26 \text{ Pa}$$

A.N. $P_{3b}^* = 6,65 - 0,01023 = 6,63 \text{ bars}$

-Masse volumique

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}}{r T_{3b}} \quad (\text{IV-20})$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{6,63 \cdot 10^5}{287 \cdot 1218} = 1,8678 \text{ kg/m}^3$$

➤ **paramètres statiques**

- température

$$T_{3b} = T_{3b}^* - \frac{C_{3b}^2}{2C_p} \quad (\text{IV-21})$$

$$T_{3b} = 1223 - \frac{110^2}{2 \cdot 1210} = 1218 \text{ K}$$

- pression

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left(\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (\text{IV-22})$$

$$P_{3b} = 6,63 \left(\frac{1218}{1223} \right)^{\frac{1}{0,2378}} = 6,52 \text{ bars}$$

- Masse volumique

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r T_{3b}} \quad (\text{IV-23})$$

$$\rho_{3b} = \frac{6,52 \cdot 10^5}{287.1218} = 1,86 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.3.6. paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine haute pression

au point 4a :

➤ Paramètres d'arrêt

- pression

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \tau_{THP} \quad (\text{IV-24})$$

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendements mécaniques du compresseur et de la turbine haute pression, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple) [9].

Admettons que : $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,88$

Alors nous obtenons :

$$C_{Pa} T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} C_{Pg} T_{3b}^* \eta_{mTHP} (1 - \tau_{THP}^{-m_g}) \quad (\text{IV-25})$$

$$\begin{cases} T_{1b}^* = 288K \\ T_{2b}^* = 531,13K \\ T_m = 404,64K \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C_{Pa} = 1005 \frac{J}{kg \cdot K} \\ \gamma = 1,4 \\ m_{air} = 0,283 \end{cases}$$

Pour $T_{m_g} = 876K$

$$\begin{cases} C_{Pg} = 1190 \text{ J/kg} \cdot K \\ \gamma = 1,32 \quad m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0,2424 \end{cases}$$

$$\text{Donc : } 1005.288. \frac{1}{0,87} (7^{0,283} - 1) = 0,88.1190.1223.0,83(1 - \tau_{THP}^{-0,2424})$$

$$\text{Alors: } \tau_{THP} = 2,506$$

$$\text{Donc: } P_{4a}^* = \frac{6,65}{2,506} = 2,645 \text{ bars}$$

- Température

$$T_{4a} = T_{3b}^* / \tau_{THP}^{m_g} \quad (\text{IV-26})$$

$$T_{4a} = \frac{1223}{(2,506)^{0,2424}} = 978,84K$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP}(T_{3b}^* - T_{4a}) \quad (\text{IV-27})$$

$$\Rightarrow T_{4a}^* = 1223 - 0,88(1223 - 978,84) = 1008,14 \text{ K}$$

- Masse volumique

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{r T_{4a}^*} \quad (\text{IV-28})$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{2,645 \cdot 10^5}{288 \cdot 1008,14} = 0,914 \text{ kg/m}^3$$

➤ **paramètres statiques**

- Température

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \left(\frac{C_{4a}^2}{2C_p} \right) \quad (\text{IV-29})$$

$$T_{4a} = 1008,14 - \left(\frac{90^2}{2 \cdot 1160} \right) = 1004,64 \text{ K}$$

- Pression

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (\text{IV-30})$$

$$P_{4a} = 2,65 \cdot \left(\frac{1004,64}{1008,14} \right)^{\frac{1}{0,248}} = 2,61 \text{ bars}$$

-Masse volumique

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r T_{4a}} \quad (\text{IV-31})$$

$$\rho_{4a} = \frac{2,61 \cdot 10^5}{288,45 \cdot 1004,64} = 0,905 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.4. Calcul préalable de turbine basse pression BP

IV.3.4.1. paramètres avant le premier étage de la turbine basse pression au point 4 d :

➤ **Paramètres d'arrêt :**

- pression

$$P_{4d}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3) \quad (\text{IV-32})$$

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

Avec $\eta = 0,6$
$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a}^* \frac{c_{4a}^2 - c_{2b}^2}{2} \quad (IV-33)$$

A.N.
$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 0,914 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1188,2 Pa$$

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

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot P_{4d}^* = 0,005 \cdot 2,645 \cdot 10^5 = 1325 Pa$$

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

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1-\eta}{\eta}\right) \rho_{4a}^* \frac{c_{4d}^2 - c_{4c}^2}{2} \quad (IV-34)$$

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1 - 0,9}{0,9}\right) 914 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 649,95 Pa$$

$$\Delta P_3 = 649,95 Pa$$

$$\Delta P = 1188,2 + 1325 + 649,95 = 3163,15 Pa$$

$$P_{4d}^* = 2,645 - 3163,15 \cdot 10^{-5} = 2,61 bars$$

-Température

On prend : $T_{4d}^* = T_{4a}^* = 1008,14 K$

- Masse volumique

$$\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{r T_{4d}^*} \quad (IV-35)$$

$$\rho_{4d}^* = \frac{2,61 \cdot 10^5}{287 \cdot 1008,14} = 0,89 kg/m^3$$

➤ Paramètres statiques

- Température

$$T_{4d} = T_{4d}^* - \left(\frac{c_{4d}^2}{2 \cdot c_p}\right) \quad (IV-36)$$

$$T_{4d} = 1008,14 - \left(\frac{120^2}{2 \cdot 1160}\right) = 1001,93 K$$

- Pression

$$P_{4d} = P_{4d}^* \left(\frac{T_{4d}}{T_{4d}^*}\right) \quad (IV-37)$$

A.N.
$$P_{4d} = 2,61 \left(\frac{1001,93}{1008,14}\right)^{\frac{1}{0,248}} = 2,54 bars$$

-Masse volumique

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r T_{4d}} \quad (\text{IV-38})$$

$$\rho_{4d} = \frac{2,54 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1001,93} = 0,883 \text{ kg/m}^3$$

IV.3.4.2. paramètres après le dernier étage de la turbine basse pression

au point 5a :

➤ Paramètres d'arrêt

-pression

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 $\rho_5=0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors :

$$P_5^* = P_5 + \rho_5 \frac{C_5^2}{2} \quad (\text{IV-39})$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine HP est $C_{5a}=90\text{m/s}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a :5b et 5b :5 sont égales à 1,5% [7].

$$P_{5a}^* (1 - 0,015) = P_5^* \quad \Rightarrow P_{5a}^* = \frac{1,0139 \cdot 10^5}{1 - 0,015} = 1,029 \text{ bars}$$

- Température

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\tau_{THP}} \quad (\text{IV-40})$$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{1008,14}{2,45^{0,248}} = 800 \text{ K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4d}^* - \eta_{TBP} (T_{4d}^* - (T_{5a}^*)_s) \quad (\text{IV-41})$$

A.N. $T_{5a}^* = 1008,14 - 0,88(1008,14 - 800) = 824,97 \text{ K}$

Masse volumique

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r T_{5a}^*} \quad (\text{IV-42})$$

A.N. $\rho_{5a}^* = \frac{1,029 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 824,97} = 0,442 \text{ kg/m}^3$

➤ Paramètres statiques

-Température

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{c_{5a}^2}{2 \cdot C_p} \quad (\text{IV-43})$$

$$T_{5a} = 824,97 - \left(\frac{90^2}{2 \cdot 1120} \right) = 821,35K$$

-Pression

$$P_{5a} = P_{5a}^* \left(\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (\text{IV-44})$$

$$P_{5a} = 1,029 \left(\frac{821,35}{824,97} \right)^{\frac{1}{0,2537}} = 1,012 \text{ bars}$$

-Masse volumique

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}} \quad (\text{IV-45})$$

$$\rho_{5a} = \frac{1,012 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 821,35} = 0,432 \text{ kg/m}^3$$

IV.4. Débit et rendement

IV.4.1. Travail massique et rendement

$$W_{TBP} = C_{p_g} \cdot T_{4d}^* \cdot \eta_{TBP} \cdot [1 - (\tau_{TBP}^*)^{-mg}] \quad (\text{IV-46})$$

$$\begin{cases} T_{4d}^* = 1008,14K \\ T_{5a}^* = 824,97K \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \gamma = 1,335 \\ C_p = 1150 \text{ J/kg.K} \end{cases}$$

A.N. $W_{TBP} = 1150 \cdot 1008,14 \cdot 0,88 (1 - (2,54)^{-0,25}) = 212085,91 \text{ J/kg}$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 26 MW, le débit massique des gaz

$G_{g(TBP)}$ sera:

$$P_{eff} = \eta_m \cdot G_g W_{TBP} \quad (\text{IV-47})$$

Donc :

$$G_{g(TBP)} = \frac{P_{eff}}{\eta_m W_{TBP}}$$

A.N. $G_{g(TBP)} = \frac{26 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 212085,9} = 125,06 \text{ kg/s}$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion : [9]

$$\eta_{cc} P_{Cl} q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_c) \quad (\text{IV-48})$$

Car:

$$P_{CI} G_c \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_c) \quad (IV-49)$$

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur

q_c : débit massique relatif du combustible

q_r : débit massique relatif de l'air de refroidissement

q_f : débit massique relatif des fuites

C_p^a : chaleur spécifique de l'air

Et :

$$q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2)}{P_{CI} \eta_{cc} - C_p^c \cdot (T_3 - T_c)} \quad (IV-50)$$

Où : T_c : température de combustible (70 à 80) °C , on prend $T_c = 350$ K

$$\text{A.N} \quad q_c = \frac{1065(1223 - 531,13) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,95 \cdot 45 \cdot 10^6 - (1223 - 350) \cdot 1009} = 0,01620$$

$$\text{Avec } \left. \begin{array}{l} T_3 = 1223K \\ T_2 = 531,13K \end{array} \right\} \rightarrow T_m = 877K \rightarrow C_p^a = 1065 \text{ J/kg.K}$$

Et:

$$q_g = 1 - q_f - q_r + q_c \quad (IV-51)$$

$$\text{A.N} \quad q_g = 1 - 0,05 - 0,01 + 0,01620 = 0,9562$$

D'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} \quad (IV-52)$$

$$G_a = \frac{125,09}{0,9562} = 135,4 \text{ kg/sec}$$

Le débit massique de combustible sera :

$$G_c = G_a \cdot q_c \quad (IV-53)$$

$$G_c = 135,4 \cdot 0,01620 = 2,18 \text{ kg/sec}$$

IV.4.2. rendement thermique de l'installation

$$\eta_{th} = \frac{P_{eff}}{Q_{c-c}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{P_{ci} \cdot G_c} \quad (IV-54)$$

$$\eta_{th} = \frac{212085,91 \cdot 125,09}{45 \cdot 10^6 \cdot 2,18}$$

$$\eta_{th} = 0,2704 \text{ ou } \eta_{th} = 27,04\%$$

IV.5. Tableau comparatif des résultats (tableau IV-1) :

D'après le tableau comparatif, on peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de la température de l'air ambiant. Cette augmentation de la température ambiante baisse la masse volumique d'air d'admission, de ce fait une réduction du débit massique traversant la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement à la sortie. A une vitesse constante, où le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique augmente avec la diminution de la température.

Le taux de compression, à une vitesse constante, devient plus petit avec l'augmentation de la température. Ceci peut être déterminé à partir du diagramme de Mollier, prouvant que plus la température d'admission est haute, plus du travail absorbé est exigé pour réaliser une certaine élévation de pression. Le travail accru doit être fourni par la turbine de générateur de gaz, et ainsi une puissance perdue de la turbine libre. Le diagramme T-S (figure VI-2) décrit le cycle de Brayton pour une turbine à gaz à deux axes. Les lignes 1-2 et 3-4 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la puissance de la turbine du générateur de gaz et la ligne 4-5 décrit la détente dans la turbine de puissance. A des températures ambiantes plus élevées, le point de départ 1 se déplace à une température plus élevée et ainsi la pression de sortie sera inférieure.

Le processus de combustion 2-3, avec une température plus élevée de sortie du compresseur et en considérant que la température d'allumage T_3 est limitée, on constate que moins de chaleur possible est donnée, c.-à-d., moins de carburant sera consommé. Le processus de la détente qui a eu lieu avec un taux de détente moins de celui de compression, où une plus grande partie du travail disponible de la détente est employée dans la turbine de générateur de gaz, laissant moins du travail disponible pour la turbine de puissance. L'effet des températures ambiantes élevées est une augmentation de la quantité de chaleur et une réduction de la puissance utile. L'impact de la température ambiante est habituellement moins prononcé pour la quantité de chaleur que pour la puissance utile, parce que l'impact des changements de la température ambiante influe moins sur les rendements des composants que sur la puissance globale du cycle.

D'après les résultats obtenus à partir du site de Gassi Touil, nous pouvons voir une légère différence entre ces résultats et celles du constructeur. La turbine à gaz MS5002C du site de Gassi Touil fonctionne près des normes conseillées par le constructeur.

Pression (bar)		Température (K)		Les masses volumiques (kg/m ³)		Rendement thermique (%)		Puissance utile (MW)		Travail TBP (kj/kg)		Débit d'air (kg/s)		Débit combustible (kg/s)		Débit gaz brulé (kg/s)	
C	S	C	S	C	S	C	S	C	S	C	S	C	S	C	S	C	S
$P_1=0,987$	$P_1=0,964$	$T_1=288$	$T_1=298$	$\rho_1=1,194$	$\rho_1=1,127$	27,04	24,5	26	20,24	212,085	180,64	135,4	119,6	2,18	1,85	125,09	114,33
$P_2=6,72$	$P_2=6,74$	$T_2=531,13$	$T_2=549,57$	$\rho_2=4,42$	$\rho_2=4,278$												
$P_3=6,65$	$P_3=6,67$	$T_3=1223$	$T_3=1223$	$\rho_3=1,9$	$\rho_3=1,9$												
$P_4=2,61$	$P_4=2,64$	$T_4=1008,14$	$T_4=1004,64$	$\rho_4=0,89$	$\rho_4=0,905$												
$P_5=1,029$	$P_5=1,018$	$T_5=824,97$	$T_5=824,49$	$\rho_5=0,442$	$\rho_5=0,432$												

C : constructeur (MS5002C)

S : Site (MS5002C de Gassi Touil)

Tableau IV- 1 : Tableau comparatif de la turbine du constructeur avec celle du site de Gassi Touil

IV.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abordé un calcul thermodynamique pour chaque élément de transformation de la turbine à gaz qui nous a permis d'évaluer les performances de la turbine par la pression, la température, la masse volumique et le rendement thermique par rapport à la turbine à gaz MS5002C du site de Gassi Touil.

Conclusion générale

Conclusion générale

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Les turbines utilisées aux centres industriels, sont des turbines à deux arbres. Ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine de production de l'électricité et de gaz. Ces machines connaissent un développement remarquable justifié, à juste titre, par leur simplicité d'exploitation.

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'enrichir les connaissances sur l'étude des turbines à gaz. Durant l'élaboration de ce sujet, nous sommes arrivés à faire l'étude analytique et thermodynamique de la machine thermique, surtout sur la partie essentielle, notamment la partie qui a créé l'énergie mécanique.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique sur les performances de la turbine à gaz.

Le calcul thermodynamique effectué avec les conditions ISO ($T=15^{\circ}\text{C}$, $P=1,013$ bars) a montré que les résultats obtenus vérifient bien les valeurs du constructeur, ce qui se traduit par un même rendement de 27,04%. Cependant, le calcul effectué dans les conditions du site GASSI TOUIL a montré que les performances de ces machines sont influencées par la température élevée de l'air ambiant ($T = 25^{\circ}\text{C}$), ce qui a conduit à un rendement moins important de 24%.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail dans l'avenir pour les étudiants intéressés dans le traitement des turbines à gaz ; et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

Bibliographie

Bibliographie :

- [1] : "Turbine à vapeur et à gaz". - Lucien Vivier- Edition Albin Michel (1965).
- [2] : Turbine à gaz, URL: [Www. Wikipédia.com](http://Www.Wikipédia.com)
- [3] : S. L. Dixon, 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt).
- [4] : A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, "Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles", Colloque international sur les Energies Renouvelables (CER) organisé du 4 Mai au 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [5] : La turbine à gaz NUOVO PIGNONE
- [6] : Rainer Kurz, 2005, "Gas turbine performance" Proceedings of the thirty-Fourth Turbomachinery Symposium -2005, pp. 131-146.
- [7] : Turbomachines (Théorie Générale) JAN KRYSINSKI OPU 1994
- [8] : F. KHALDI, "Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria", Proceedings of ECOS 2012, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems, PERUGIA, ITALY, JUNE 26-29, 2012.
- [9] : A. GAHMOUSSE, "étude d'une turbine à gaz pour la production d'électricité", mémoire Département Génie mécanique, Ecole Nationale Polytechnique, 1984).
- [10] : PompagedescompresseursparJean-MarcPUGNET.1992
- [11]:ChapitreIII-coursturbocompresseuraxiauxFluidMechanicsandThermodynamicsof Turbomachinery"Fourthedition,Butterworth-Heinemann,Woburn,MA,USA,199

Annexes

Annexe .1

Propriétés communes pour l'air sont indiquées au tableau ci-dessous

Température T (°C)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Chaleur spécifique C_p (kj/kg.K)	Conductivité thermique λ (W/m.K)	Viscosité cinématique ν $\times 10^{-6}$ (m ² /s)	Coefficient d'expansion b $\times 10^3$ (1/K)	Nombre de Prandt Pr
-150	2.793	1.026	0.0116	3.08	8.21	0.76
-100	1.980	1.009	0.0160	5.95	5.82	0.74
-50	1.534	1.005	0.0204	9.55	4.51	0.725
0	1.293	1.005	0.0243	13.30	3.67	0.715
20	1.205	1.005	0.0257	15.11	3.43	0.713
40	1.127	1.005	0.0271	16.97	3.20	0.711
60	1.067	1.009	0.0285	18.90	3.00	0.709
80	1.000	1.009	0.0299	20.94	2.83	0.708
100	0.946	1.009	0.0314	23.06	2.68	0.703
120	0.898	1.013	0.0328	25.23	2.55	0.70
140	0.854	1.013	0.0343	27.55	2.43	0.695
160	0.815	1.017	0.0358	29.85	2.32	0.69
180	0.779	1.022	0.0372	32.29	2.21	0.69
200	0.746	1.026	0.0386	34.63	2.11	0.685
250	0.675	1.034	0.0421	41.17	1.91	0.68
300	0.616	1.047	0.0454	47.85	1.75	0.68
350	0.566	1.055	0.0485	55.05	1.61	0.68
400	0.524	1.068	0.0515	62.53	1.49	0.68

Annexe .2

