

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des hydrocarbures énergies renouvelables et science de la terre et de l'univers

Département de Production des Hydrocarbures

MEMOIRE

Pour obtenir le Diplôme de Master

Option : Production Académique

Présenté Par :

**ABDULLAH HASAN MOHAMMED MOHAMMED
ALMAHGARI ,
HAITHAM MOHAMMED AHMED SULTAN**

-THÈME-

Etude thermo-énergétique de la turbin à gaz

MS5002C de HASSI R'MEL

Soutenu le : / / 2020 devant la commission d'examen

Jury :

Président : NECIB HICHEM	M.A.A	Univ Ouargla
Examinatrice : ROBEI SARRA	M.A.A	Univ Ouargla
Rapporteur : OUZZAZI MOHAMED	M.A.A	Univ Ouargla

N° Série :/2020

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des hydrocarbures énergies renouvelables et science de la terre et de l'univers

Département de Production des Hydrocarbures

MEMOIRE

Pour obtenir le Diplôme de Master

Option : Production Académique

Présenté Par :

**ABDULLAH HASAN MOHAMMED MOHAMMED
ALMAHGARI ,
HAITHAM MOHAMMED AHMED SULTAN**

-THÈME-

Etude thermo-énergétique de la turbin à gaz

MS5002C de HASSI R'MEL

Soutenue le : / / 2020 devant la commission d'examen

Jury :

Président : NECIB HICHEM

M.A.A

Univ Ouargla

Examinatrice : ROBEI SARRA

M.A.A

Univ Ouargla

Rapporteur : OUZZAZI MOHAMED

M.A.A

Univ Ouargla

Dédicace

J'ai le grand honneur de dédier ce modeste travail :
À ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui
n'a jamais cessé de prier pour moi ainsi que pour son amour et ses
conseils.

À mon très cher père, mon exemple, pour ses encouragements, son
soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien
n'entrave le déroulement de mes études.

À toutes mes adorables sœurs.

A mes frères Mohammed ALBORAI et Ahmed ALBORAI

À toute ma famille de près et de loin.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

ABDULLAH HASAN MOHAMMED MOHAMMED ALMAHGARI

Dédicaces

A mon exemple et la fierté des Musulmans Muhamed Sella Ellah
Alayhi Wassallam
A Mes chers parents, source
des mes joies secrets de ma force, vous serez toujours les modèles .
Papa, dans ta détermination, ta force et ton honnêteté.
Maman dans ta lonté, ta patience et ton dévouement pour nous.
Merci pour tous vos sacrifices pour que vos enfants grandissent et
prospèrent .
Merci de trimer sans relâche, Malgré les péripities de la vie au bien
être de vos enfants .
Merci d'être tout simplement mes parents .
C'est à vous que je dois cette réussite et je suis fier de vous l'offrir .
A mes frères et mes sœurs:
A mes tantes et mes oncles .
A ceux qui ont été à mes cotés durant la réalisation de ce travail
Ainsi tous mes amis et collègues

HAITHAM MOHAMMED AHMED SULTAN

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier DIEU le Tout Puissant de nous avoir accordés la santé, la force et le courage pour la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions profondément le gouvernement et le peuple algériens pour tout ce qu'ils nous ont apportés ; nous leur souhaitons un progrès, une stabilité et une prospérité continue.

Ensuite, nos sincères remerciements au **Mr OUZZAZI Mohamed** d'avoir volontairement accepté notre encadrement. Ce dernier a été marqué par sa disponibilité, sa loyauté, ses orientations, sa patience et surtout sa gentillesse ; sans oublier l'ensemble des enseignants du département de production et des hydrocarbures de l'université Kasdi Merbah Ouargla.

Nous voudrions aussi remercier les personnels de **SONATRACH HASSI R'MEL**, précisément **OUBIRA Mohamed Amine** pour ses apports documentaires ; Sans oublier l'ensemble des enseignants du département de production et des hydrocarbures de l'université Kasdi Merbah Ouargla.

Et enfin, nos remerciements vont à l'endroit des membres du jury pour avoir accepté d'évaluer soigneusement notre recherche.

Sommaire

Remerciements	III
Sommaire.....	IV
Liste du figure.....	VIII
Liste du tableau.....	IX
Liste des symbole	X
Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz	
I.1 Définition de turbine à gaz :	3
I.2 Note Historique sur le développement des turbines à gaz :	3
I.3 Les éléments d'une turbine à gaz :	4
I.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :	5
I.5 Classification des turbines à gaz :	6
I.5.1. D'après le mode de construction :	6
I.5.1.1. turbine mono-arbre :	6
I.5.1.2. turbine bi-arbre :	7
I.5.2. D'après le mode de travail :	8
I.5.2.1. Turbine à action :	8
I.5.2.2. Turbine à réaction :	8
I.5.3. D'après les types d'architectures :	9
I.5.3.1. Turbine liée :	9
I.5.3.2. Turbine libre :	11
I.5.3.3. Turbine à échangeur de chaleur :	12
I.5.3.4. Compression refroidie et détente réchauffée :	14
I.5.3.5. Turbine à gaz à cycle fermé :	15
I.5.4. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :	16
I.5.4.1. Turbine à gaz à cycle fermé :	16
I.5.4.2. Turbine à gaz à cycle ouvert :	16
I.6 Configuration de base d'une turbine à gaz :	17
I.6.1 Entrée d'air :	18
I.6.2 Compresseur :	19
I.6.2.1. Les types de compresseur :	19
I.6.3. Chambre de combustion :	20
I.6.4. Turbine de détente :	21
I.6.4.1. Turbine centripète (radiale) :	21
I.6.4.2. Turbine axiale :	21
I.6.5. Echappement de la turbine à gaz :	21
I.7 Domaines d'application des turbines à gaz :	22

I.8 Appellation des turbines à gaz GE :[11]	22
I.9. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :	23
I.9.1. Avantages :	23
I.9.2. Inconvénients :	23
Conclusion.....	23

Chapitre II Généralités sur la turbine MS 5002C

Introduction	25
II.1 Que ce qu'une turbine.....	25
II.2. Utilisations	26
II.2.1.a Production d'électricité (turbine mono-arbre)	26
II.2.1.b Production combinée chaleur- force	26
II.2.1.c Pompage et compression.....	26
II.2.2 La turbine bi-arbre MS5002 [14].....	26
II.3 La turbine MS 5002C	27
II.3.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C : [15].....	27
II.3.2 Présentation de la turbine à gaz de type MS 5002C	29
II.3.3 Principe de fonctionnement	29
II.3.4. Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002C	30
II.4 Les systèmes auxiliaires de la turbine.....	32
II.4.1 Systèmes de démarrage.....	32
II.4.2 Système d'admission d'air	34
II.4.3 Système d'huile d'étanchéité	34
II.4.4 Système d'air d'étanchéité et de refroidissement	34
II.4.5 Systèmes de lubrification.....	34
II.4.6 Système de refroidissement d'huile.....	36
II.5 Système de l'huile dans les turbocompresseurs :	36
II.5.1 Description des systèmes d'huile dans les turbocompresseurs :	37
II.5.2 Description fonctionnelle :	37
II.5.3 Boucle de régulation de la température d'huile :	39
II.5.4 Eléments principaux de la boucle :	39
II.5.5 Régulateur numérique de la température d'huile dans le Mark v :	40
II.5.6 Vanne de régulation de la température d'huile (VTR) :	40
II.6 Système d'aéro réfrigérants	41
II.6.1 Généralités	42
II.6.2 Aéro réfrigérants d'huile des turbocompresseurs au SB(S,N et C) :	42
Conclusion.....	43

Chapitre II Etude Thermodynamique des Turbines à Gaz

Introduction :	45
III.1. Cycle thermodynamique des turbines à gaz : [20] [21].....	45

III.1.1. Etude de cycle idéal de la turbine à gaz :	45
III.1.2- Etude des différentes séquences :	47
III.1.2.1- Etude de la compression :	47
III.1.2.2- Etude de la combustion :	47
III.1.2.3- Etude de la détente :	47
III.2- Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :	49
III.2.1- Cycle réel :	49
III.3- Pertes de charge en cours de combustion :	52
III.4- Influence d'agents externes sur la performance de la turbine :	53
III.4.2- Effet de la pression atmosphérique :	53
Conclusion :	54
Chapitre IV Calcul thermique de l'installation de la turbine à gaz	
Introduction :	56
IV.1 Données du problème :	56
IV. 2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :	58
IV.3 Les paramètres opératoires :	59
IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :	59
IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible Q_C :	60
IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine : 63	
IV.7 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:	64
IV.7.2 Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA} :	64
IV.7.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10 ⁱ ème étage du compresseur axial T_S :	65
IV.7.4 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :	66
IV.7.4 .1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial :	66
IV.7.4 .2 Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H_4 :	66
IV.7.4 .3 Détermination de l'enthalpie au point 2 :	67
IV .7. 4 .4 Calcul de l'enthalpie du combustible :	67
IV.7.4.5 Recalcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible :	67
IV 7.4 .6 Détermination du débit d'air stœchiométrique :	68
IV.7.4.7 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :	68
IV.7.4.8 Détermination de la valeur de l'excès d'air:	69
IV.7.4.9 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :	71
IV.7.4.10 L'Enthalpie à la température T_4 en tenant compte du débit de combustible H'_4 :	71
IV .7.4 .11 Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :	72
IV.7.5 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :	72
IV.7.5 .1 Détermination de la quantité d' O_2 nécessaire par 1Kg de combustible :	72

IV.7.5 .2 Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible :.....	72
IV.7 .5 .3 Détermination des quantités de CO ₂ et de H ₂ O émises :.....	73
IV.7.5 .4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement :.....	73
IV.7.5.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :.....	74
VI .8. Détermination de la température sortie chambre de combustion T _{3r}	74
VI.8 .1 Détermination de l'enthalpie H ₃ :.....	74
IV. 9 Détermination de la température théorique T _{4th} :	75
IV.9 .1 Calculons δ au point T ₃ :.....	75
IV.9 .2 détermination de C _{PT3} :.....	75
IV.9 .3 détermination de C _{VT3} :.....	75
IV. 10 Détermination du rendement de la détente de la turbine :.....	76
IV. 10 .1 Détermination du rendement global de la turbine :.....	76
IV. 10 .2 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :.....	76
IV. 10 .3 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :	76
IV .10 .4 La chaleur perdue à l'échappement :.....	76
IV. 10. 5Calcul thermodynamique à partir des données réelles :.....	77
IV .10.5.1 Données de départ :.....	77
IV.10 .5.2 Résultats des calculs :.....	77
IV. 10 .6 Résultats et interprétation :.....	78
IV. 10 .6 .1 Puissance utile :.....	78
IV. 10 .6 .2Rendement global de la turbine :.....	79
CONCLUSION :	80

Liste du figure

Figure I- 1.Les éléments de la turbine à gaz.....	5
Figure I- 2.Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	6
Figure I- 3.schéma de la turbine à un seul arbre.....	7
Figure I- 4.schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	7
Figure I- 5.schéma de turbine à action et turbine à réaction.....	8
Figure I- 6.a.turbine liée (prise avant).	10
Figure I- 7.b.cycle réel.....	10
Figure I- 8.c.cycle idéal.	10
Figure I- 9.a.Mono corps : prise avant et avantarbre concentrique.....	11
Figure I- 10.b.Mono corps : prise et arbres parallèles.....	11
Figure I- 11.c.Double corps, prise direct arrière, et arbres concentrique.	12
Figure I- 12.turbine à échangeur.....	13
Figure I- 13.a.cycle idéal.....	13
Figure I- 14.b. cycle réel.....	13
Figure I- 15.c.turbine libre avec échangeur.	13
Figure I- 16.a.compression refroidie.	14
Figure I- 17.b.détente réchauffée.....	15
Figure I- 18.c.Compression refroidie et détente.....	15
Figure I- 19.a.turbomoteur à cycle fermé.....	17
Figure I- 20.b.Cycle fermé : influence du rapport de pression.....	16
Figure I- 21. Configuration de base d'une turbine à gaz.....	17
Figure I- 22. Les principaux éléments d'une turbine à gaz industrielle.....	18
Figure I- 23.Méthode d'appellation des turbines à gaz.....	22
Figure II- 1. La turbine MS 5002.....	25
Figure II- 2. Les deux arbres de la turbine MS 5002.....	27
Figure II- 3. Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre.....	30
Figure II- 4. Les systèmes auxiliaires de la turbine.....	32
Figure II- 5.pompe auxiliaire QA et pompe de secours QE.....	36
Figure II- 6.interface graphique 'contrôle du système d'huile des turbocompresseurs'.....	38
Figure II- 7.vanne de régulation de la température (VTR).....	41
Figure II- 8.Les trois aéroréfrigérants.....	42
Figure II- 9.Différentes positions des faisceaux dans les aéro réfrigérants.....	42
Figure II- 10. Moteur asynchrone de l'aerorefrigerant.....	43
Figure III- 1.Cycle thermodynamique de turbine à gaz.....	46
Figure III- 2. Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.....	49
Figure III- 3.Diagramme T-S pour un cycle réel avec pertes de pression.....	53
Figure III- 4. Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.....	54
.Figure IV- 1.turbine à gaz MS 5002C.....	56
Figure IV- 2.Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz.....	57
Figure IV- 3.compresseur centrifuge.....	63
Figure IV- 4Compresseur axial.....	65
Figure IV- 5.résultats la Puissance utile de la turbine thermique.....	79
Figure IV- 6.résultats de rendement global de la turbine de thermique.....	80

Liste du tableau

Table I- 1.Historique de développement de la turbine à gaz MS5002	4
Table II- 1.Eléments principaux de la boucle.....	40
Table IV- 1.Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C [22].....	58
Table IV2 -. les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C [23].....	59
Table IV- 3.Compositions et caractéristiques du gaz combustible [23].....	62
Table IV- 4.Paramètres de marche du compresseur centrifuge.....	63
Table IV- 5.Paramètres de marche de la turbine	63
Table IV- 6.Masse de l'O ₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible.....	69
Table IV- 7.Le débit d'air en fonction de la température ambiante	71
Table IV- 8.Quantités de CO ₂ et H ₂ O émises par les gaz d'échappement.....	73
Table IV- 9.Centrations et poids moléculaire des gaz d'échappement	74
Table IV- 10.résultats des calculs pour les données du constructeur.	77
Table IV- 11.résultats des calculs.....	77
Table IV- 12.Comparaison entre les deux cas de fonctionnement	78

Liste des symboles

Symboles	Désignation	Unités
P_U	Puissance utile fournit à la machine réceptrice	kW
PCA	: Puissance totale absorbée par le compresseur axial	kW
P'_{CA}	Puissance absorbée au 16 ^{ème} étage	kW
P''_{CA}	Puissance absorbée au 10 ^{ème} étage	kW
mair	Débit d'air total entrant dans le compresseur axial	kg/h
m stœchiométrique	débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible	kg/h
m air refroid	Débit d'aire de refroidissement au 10 ^{ème} étage	kg/h
mgaz réinjecté	Débit de gaz réinjecté au centrifuge	kg/h
m_C	du combustible consommé par une machine	kg/h
H_2	Enthalpie au point T_2	kJ/kg
H_3	Enthalpie au point T_3	kJ/kg
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du combustible	kcal/kg
Q_1	La Chaleur fournie dans la chambre de combustion	kcal/h
Q_2	la chaleur perdue à l'échappement	kcal/h
η_{CA}	Rendement de compresseur axial	%
η_{dt}	Rendement de la détente de la turbine	%
η_{global}	Rendement global de la turbine	%
WCA	Travail total réalisé par le compresseur	kJ/kg
W'_{CA}	Travail réalisé au 16 ^{ème} étage	kJ/kg
W''_{CA}	Travail réalisé au 10 ^{ème} étage	kJ/kg
WC	Travail compresseur	kJ/kg
W_u	Travail utile	K cal / kg
T_{S_r}	Température de l'air au 10 ^{ème} étage	°C
C_p	La chaleur spéciphique a pression constante	k cal/kg °C
C_v	La chaleur spéciphique a volume constant	kcal/kg
CP GE	La chaleur spéciphique des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air	Kcal /kg K
ϵ	Taux de compression	
E	L'excès d'air	%
ρ_{air}	La masse volumique d'air	kg/ m ³
Y_i GE MOLLAIRE	Consentration moulaira	
Y_i GE MASSIQUE	Concerntation massique	
PMmoy	Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement	kg/kmol
mO2	La masse d'oxygène	kg
mN2	La masse d'azote	kg
mCO2	La masse d'oxyde de carbone	kg
mH2O	La masse de la vapeur d'eau	kg

Introduction Générale

Introduction générale

Le développement permanent au rythme accéléré dans l'industrie, en conformité avec le plan global de l'économie nationale, exige l'utilisation à plein rendement des équipements en place. Cela implique une exploitation correcte et efficace des machines, des mécanismes et des dispositifs utilisés. Ce qui permet d'améliorer la productivité et d'augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines qui jouent un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on trouve les machines génératrices de puissance. Ces équipements transforment l'énergie mécanique en d'autres formes d'énergies. Les turbines à gaz font partie de cette classe de machines. La turbine à gaz est devenue de nos jours un élément principal dans toutes les installations de production d'énergie. Généralement les turbines à gaz sont conçues à partir des conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, en exploitation ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, chaud). A cet effet, les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année. Différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air de combustion) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter la puissance spécifique comparée à un cycle simple de turbine à gaz. A ce propos notre travail consiste à une étude thermodynamique sur les performances de turbine à gaz et prévoir les solutions adéquates et pratiques afin de bien estimer l'impact de la température et de dimensionner un système de refroidissement de l'air d'admission de la turbine à gaz. Dans le premier chapitre on a fait une présentation générale sur les différentes unités du complexe de gaz naturel liquéfié de Skikda ainsi que leur capacité de production. Introduction générale 2 La description du fonctionnement de la turbine à gaz et les principaux composants ont été présentés dans le deuxième chapitre. Dans le troisième chapitre on a regroupé les différents techniques et méthodes existants qui permettent l'optimisation des performances des turbines à gaz. Dans la partie calcul on fait une comparaison des performances de la turbine de propane par pour plusieurs valeurs de la température ambiante, après avoir le résultat on a fait une modélisation d'un échangeur de chaleur dans l'admission comme solution pour augmenter le rendement de la turbine. et on termine par une conclusion

Introduction générale

CHAPITRE I



Généralités sur les turbines à
gaz

I.1 Définition de turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique. [1]

I.2 Note Historique sur le développement des turbines à gaz :

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société Suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans von Ohain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service [2]. Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique. Le tableau suivant montre l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970 (le modèle sur lequel on a effectué notre étude) [3]

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10 ³ lbs/hr (10 ³ kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337	975/ 524
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	43,000/ 32,066	-	8,650/ 12,235	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle

GT18463G

MS5002 Performance History - ISO Rating

Table I- 1 Historique de développement de la turbine à gaz MS5002

I.3 Les éléments d'une turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

1. Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;
2. Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;
3. Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [4]

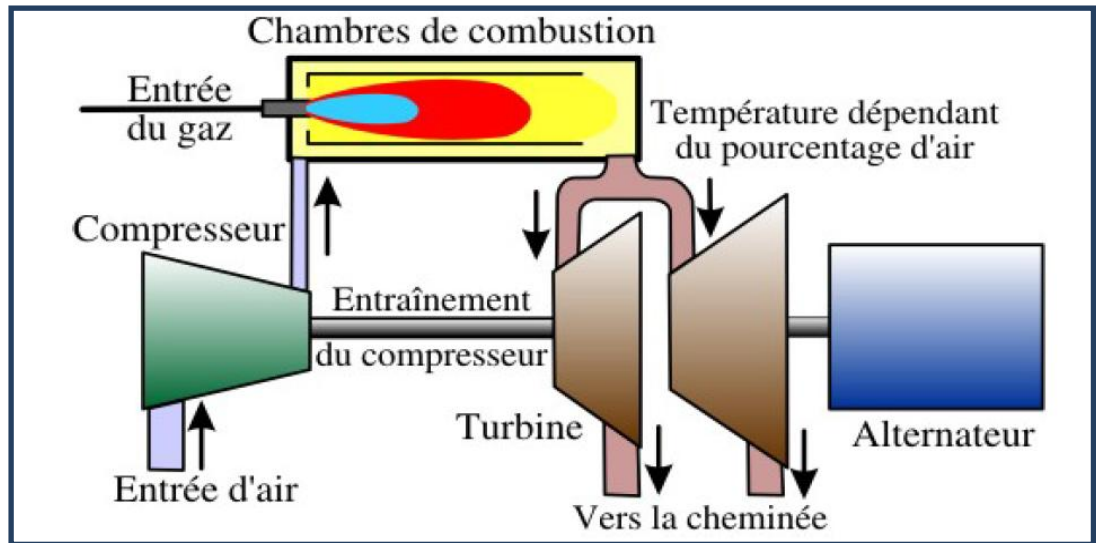


Figure I- 1. Les éléments de la turbine à gaz.

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

- Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :
- elle extrait de l'air du milieu environnant;
- elle le comprime à une pression plus élevée;
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion;
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine;
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus;
- La figure I.2 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus. [5]

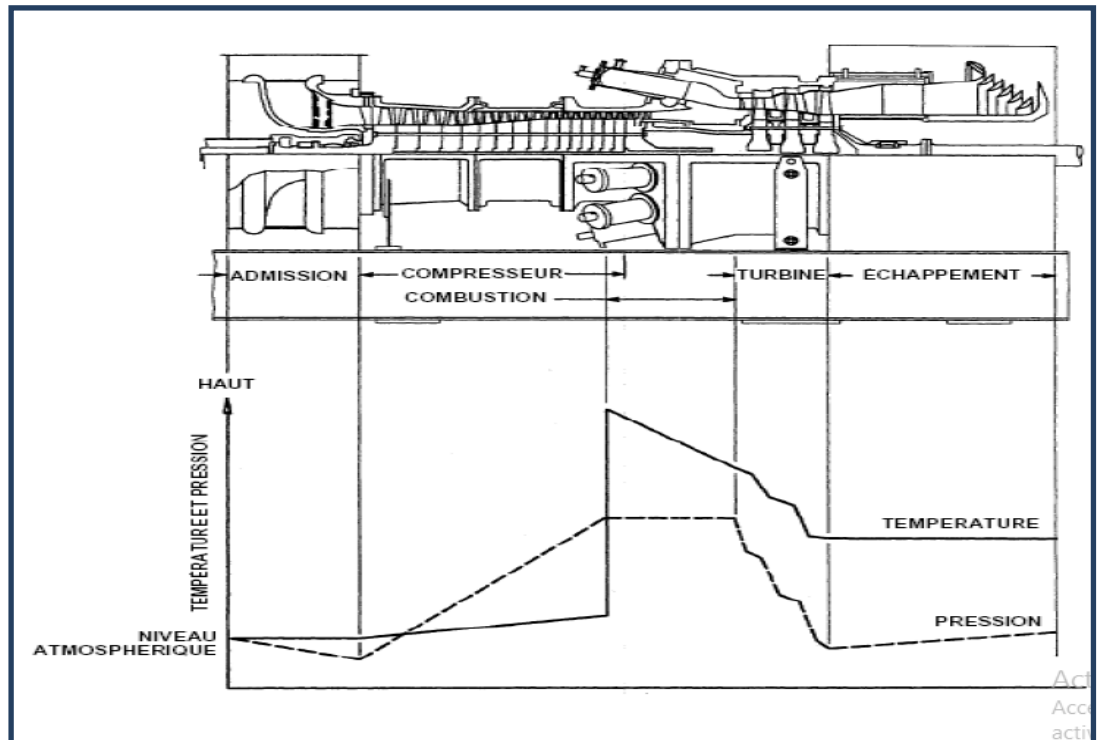


Figure I- 2. Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

I.5 Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points :

- D'après le mode de construction.
- D'après le mode de travail.
- D'après les types d'architectures.
- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.

I.5.1. D'après le mode de construction :

I.5.1.1. turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, 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, (voir la fig.I.3). [6]

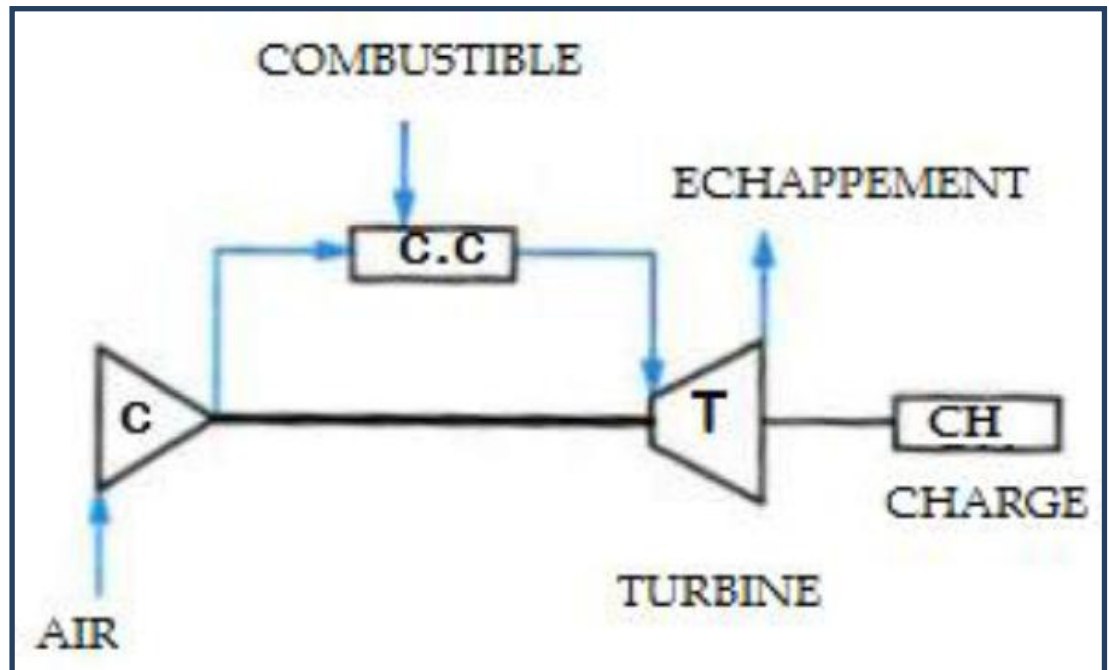


Figure I- 3.schéma de la turbine à un seul arbre

I.5.1.2. turbine bi-arbre :

Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs, (voir la fig.I.4). [6]

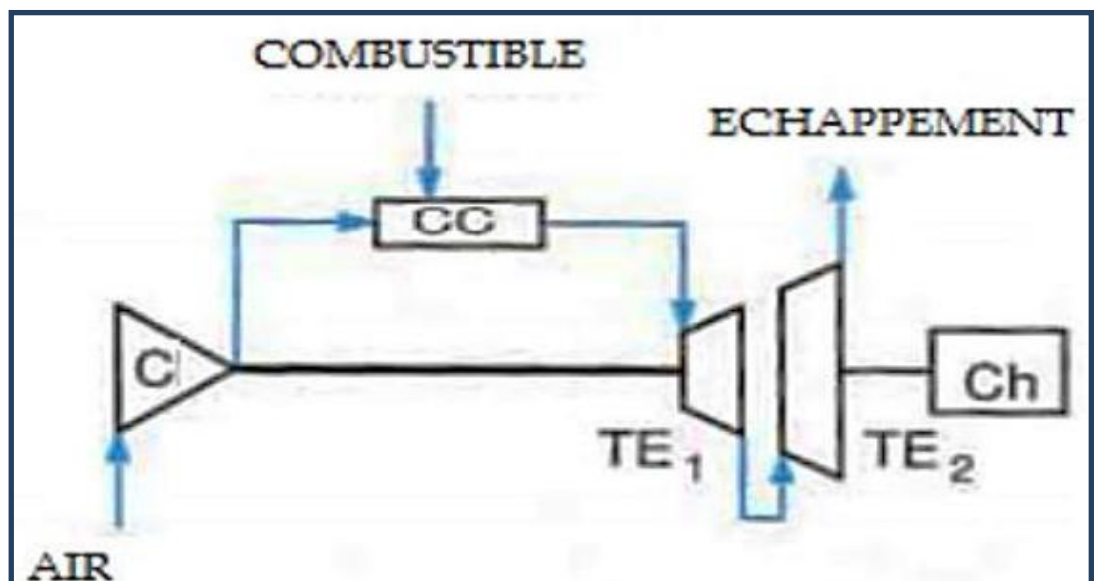


Figure I- 4.schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

I.5.2. D'après le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

I.5.2.1. 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 ($p_2 = p_3$), (voir la fig.I.5). [7]

I.5.2.2. 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'est à dire 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 $p_1 > p_2 > p_3$, (voir la fig.I.5). [7]

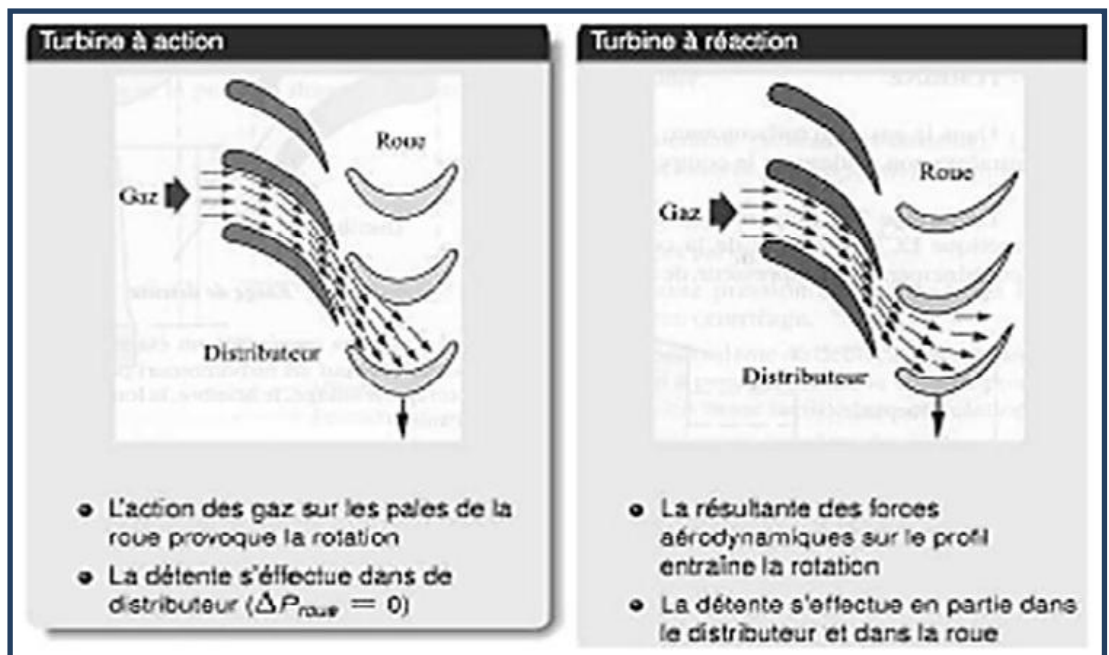


Figure I- 5. schéma de turbine à action et turbine à réaction

I.5.3. D'après les types d'architectures :

Plusieurs architectures de turbomoteurs sont utilisées à savoir :

- Turbine liée.
- Turbine libre.
- Turbine à échangeur chaleur.
- Compression refroidie et détente réchauffée.
- Turbine à gaz cycle fermé.

I.5.3.1. Turbine liée :

La machine la plus simple est la turbine liée appelée encore turbine fixe ou turbine solide. Elle ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente, les deux combinent les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance), (**voir la fig.I.6.a**).

La chambre de combustion peut être soit intégrée à la machine, soit séparée ; dans ce dernier cas, elle est reliée au compresseur et à la turbine par des collecteurs. Cette disposition n'est rencontrée, en pratique, que dans les installations non aéronautiques où les problèmes de masse et d'encombrement sont en général beaucoup moins critiques. [8]

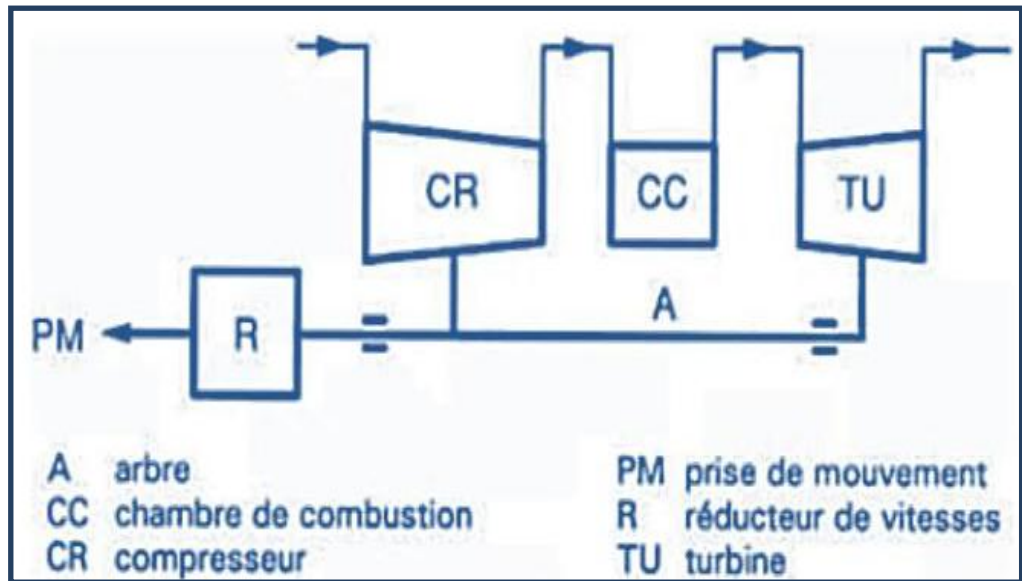


Figure I- 6.a. Turbine liée (prise avant).

Turbine liée : diagramme d'optimisation d'un cycle réel (voir la fig.I.7.b), et cycle idéal Figure (voir la fig.I.8.c) :

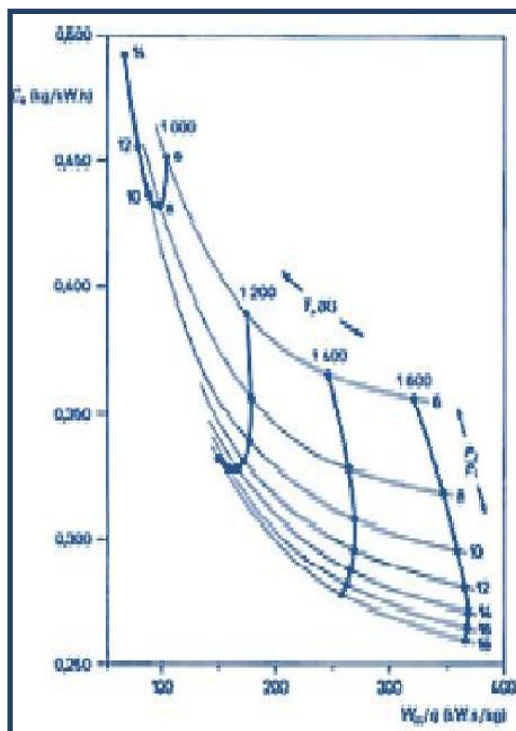


Figure I- 7.b.cycle réel.

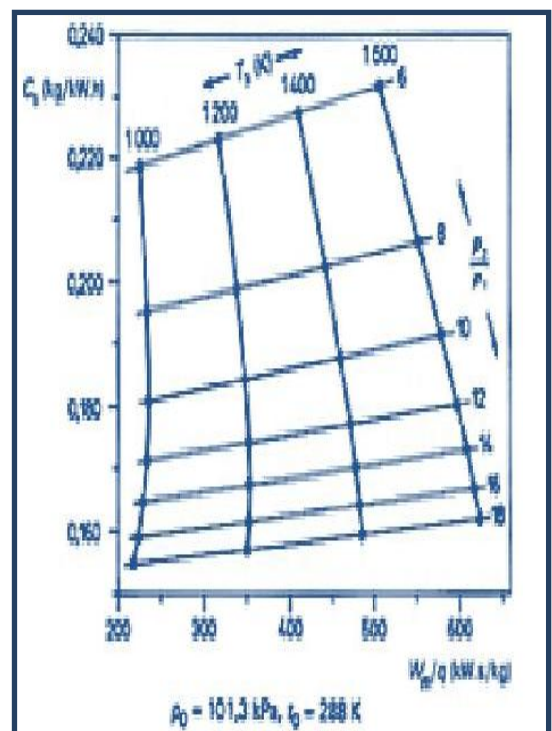


Figure I- 8.c.cycle idéal.

Bien souvent, un boîtier d'engrenages ou réducteur de vitesses vient compléter le turbomoteur afin de faciliter son accouplement à la machine entraînée. Selon la position du réducteur, on a affaire à un turbomoteur à prise de mouvement avant ou arrière. Sans réducteur, la turbine à gaz est dite à prise directe. [8]

I.5.3.2. Turbine libre :

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance.

Le générateur de gaz peut être mono corps, c'est-à-dire qu'il ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul rotor commun au compresseur et à la turbine ; ce dernier organe porte alors le nom de « turbine générateur », (voir la fig.I.7.a et.1.8 b).

Pour les machines plus sophistiquées, généralement de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être double corps, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes : un corps basse pression et un corps haute pression.

Ce dispositif, où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires rapides lorsque les taux de compression globaux sont élevés ; on évite ainsi de rencontrer le phénomène de pompage, (voir la fig.I.9.c).

Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un réducteur de vitesses. La prise de mouvement peut être avant ou arrière et l'arbre de puissance concentrique ou non à celui du générateur de gaz, (voir la fig.I.9.c). [8]

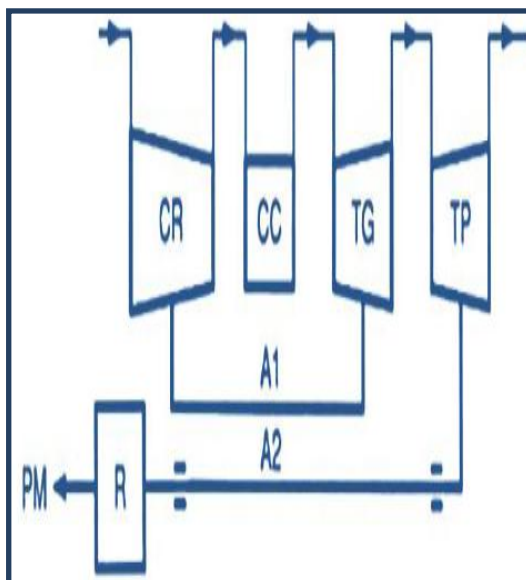


Figure I- 9.a. Mono corps : prise avant et concentrique

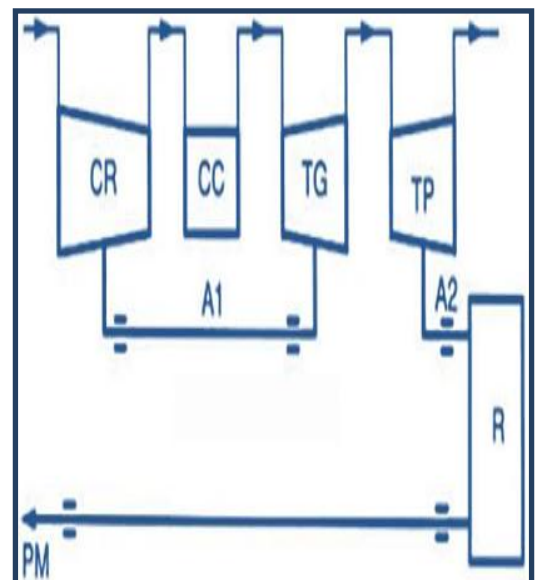


Figure I- 10.b. Mono corps : prise avant arbre et arbres parallèles

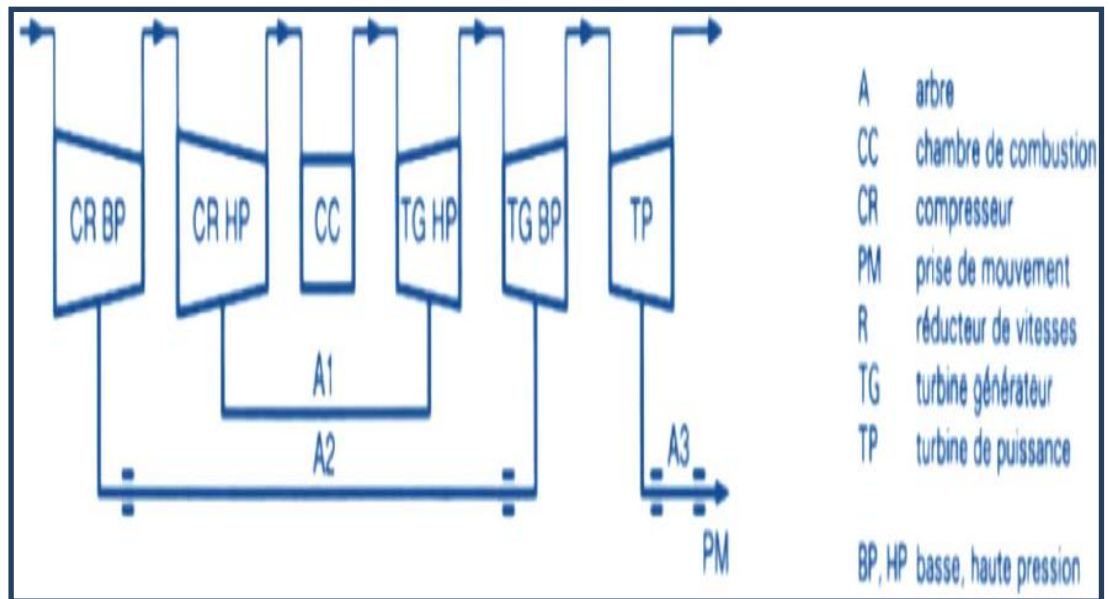


Figure I- 11.c. Double corps, prise direct arrière, et arbres concentrique.

I.5.3.3. Turbine à échangeur de chaleur :

Appelées aussi turbines à récupérateur, ces machines sont caractérisées par l'emploi d'un échangeur thermique qui récupère une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement de la turbine pour la transférer au fluide actif après la compression ; de ce fait, pour une même température à l'entrée de la turbine, l'apport de chaleur dû à la combustion est diminué, ce qui améliore le rendement thermique du moteur. Des gains de 20 à 30 % sont ainsi possibles mais au prix d'une sensible complication de la machine, (voir la fig.I.12).

Bien qu'en principe la récupération puisse s'appliquer aussi bien aux turbines liées qu'aux turbines libres, c'est le plus souvent sur ces dernières qu'elle est utilisée mais en dehors du domaine aéronautique, où poids et encombrement la condamnent. [8]

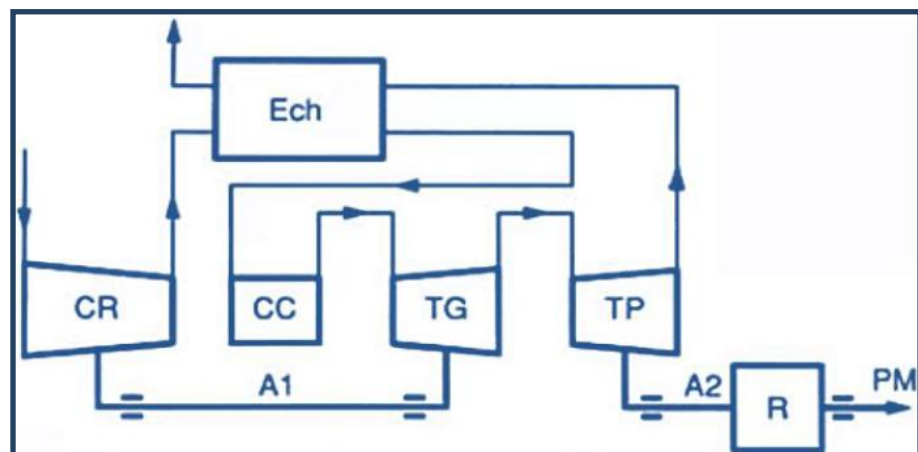


Figure I- 12.turbine à échangeur.

Turbine libre avec échangeur, (voir la fig.I.15.c).diagramme d'optimisation d'un cycle réel (voir la fig.I.14.b), et cycle idéal (voir la fig.I.13.a).

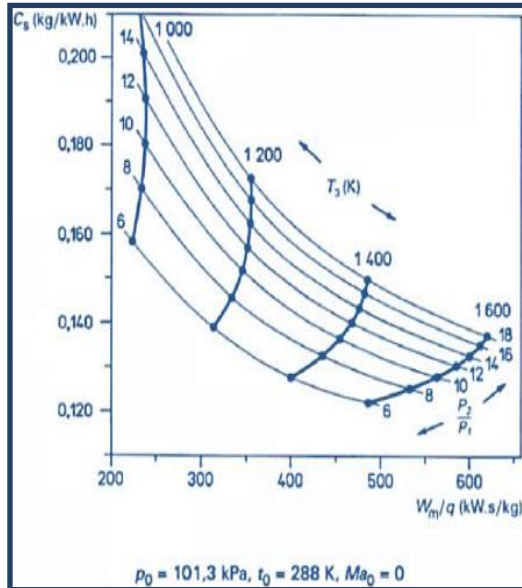


Figure I- 13.a.cycle idéal.

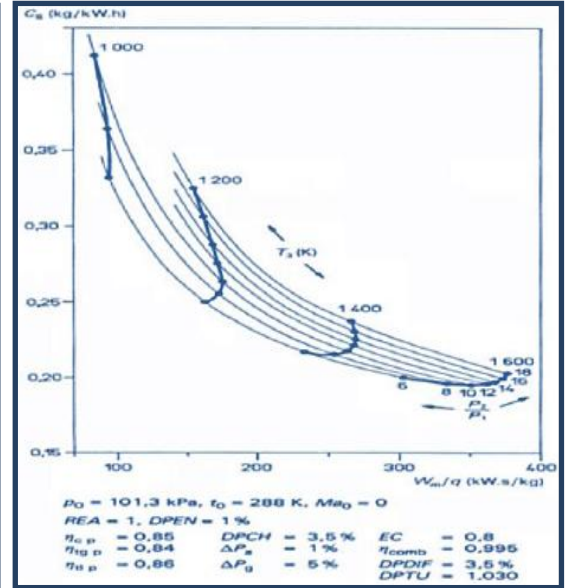


Figure I- 14.b. cycle réel.

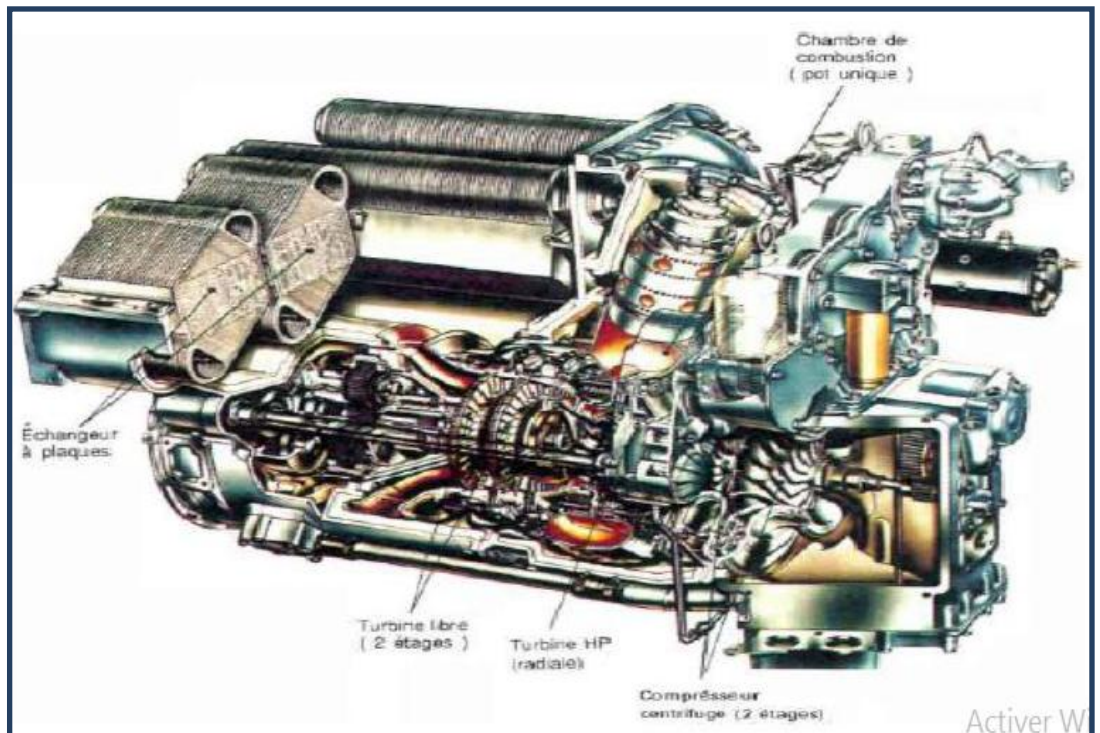


Figure I- 15.c. turbine libre avec échangeur.

I.5.3.4. Compression refroidie et détente réchauffée :

La compression refroidie permet d'augmenter la puissance spécifique et le rendement thermique du moteur en se rapprochant d'une compression isotherme moins coûteuse en énergie qu'une compression adiabatique. On réalise, par le biais d'un échangeur thermique, un refroidissement du fluide actif entre deux éléments du compresseur. Comme il est nécessaire de disposer d'un fluide réfrigérant en quantité suffisante (**voir la fig.I.16.a**), cette disposition ne se rencontre pratiquement que dans les installations industrielles.

En aéronautique, on utilise parfois l'injection d'eau dans le compresseur ; ce procédé qui, par vaporisation de l'eau, prélève une certaine quantité de chaleur au fluide actif est à rattacher la compression refroidie. [8]

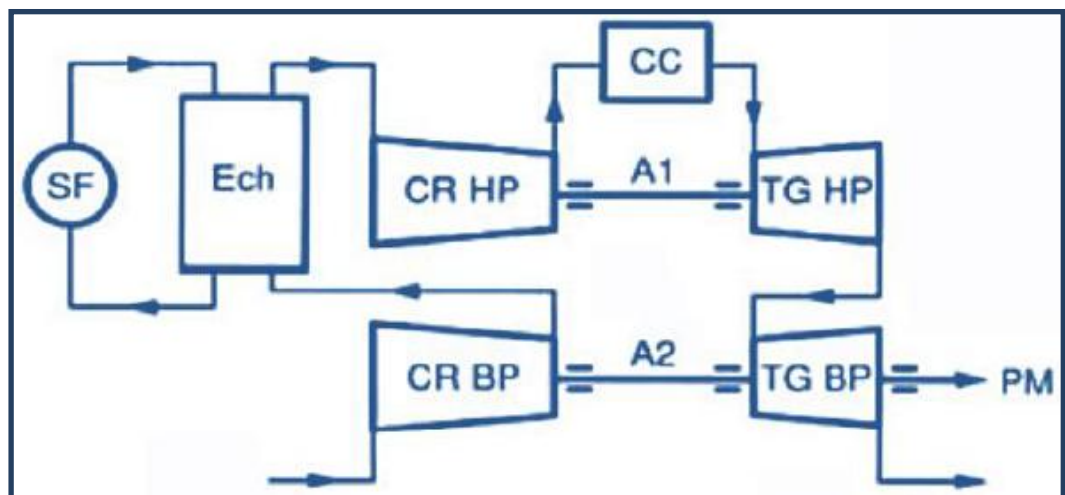


Figure I- 16.a.compression refroidie.

La détente réchauffée (**voir la fig.I.17.b**), directement inspirée des turbines à vapeur dites à resurchauffe, permet aussi l'augmentation de la puissance spécifique et du rendement du moteur. Elle vise à effectuer une détente qui se rapproche de l'isotherme et qui produit donc plus de puissance qu'une détente adiabatique. Grâce au large excès d'air que laisse la combustion principale, il est possible de brûler dans une deuxième chambre de combustion une nouvelle quantité de carburant et de remonter ainsi le niveau de température du fluide actif avant de terminer sa détente. On peut aussi, notamment dans le cas de machines à cycles fermés, répéter l'opération par un deuxième apport de chaleur au fluide actif et utiliser, pour l'ensemble du réchauffage, des échangeurs thermiques situés entre deux détentes partielles. [8]

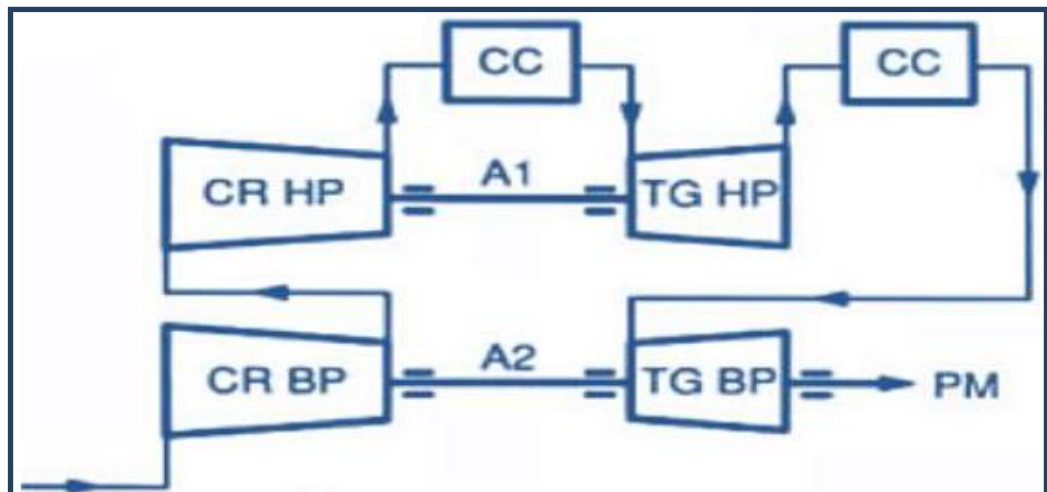


Figure I- 17.b.détente réchauffée

Ce procédé, souvent combiné à la compression refroidie (voir la fig.I.18.c), permet d'améliorer notablement les performances mais, encore une fois, au prix d'une sérieuse complication de la machine. Ces techniques, essentiellement utilisées dans les domaines de forte puissance. [8]

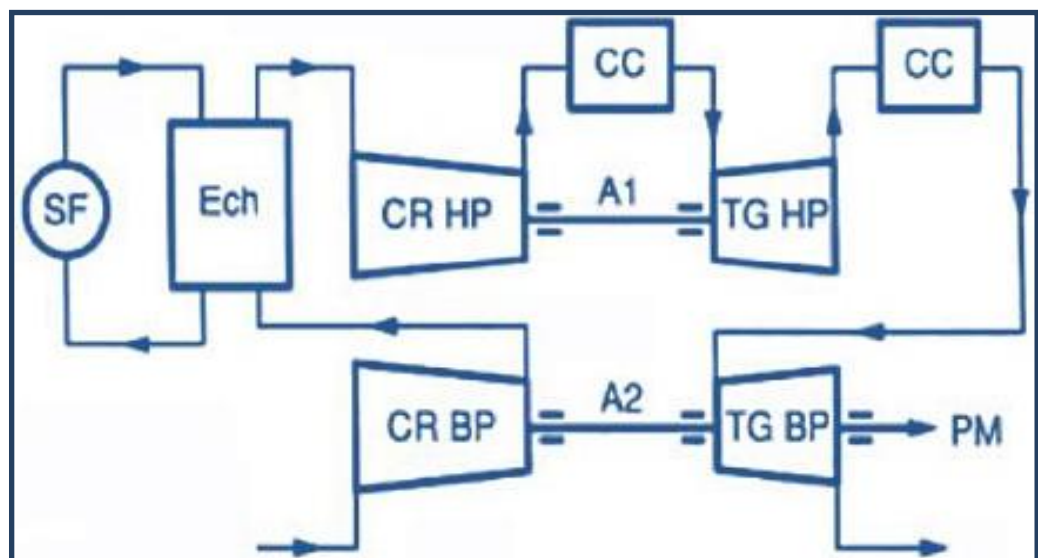


Figure I- 18.c.Compression refroidie et détente

I.5.3.5. Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans les machines à cycles ouverts, le fluide actif (air atmosphérique) est renouvelé en permanence. Au contraire, dans les installations à cycles fermés, ce sont les mêmes particules de fluide qui parcourent indéfiniment les différents organes de la

machine (voir la fig.I.19. a) .La chambre de combustion est alors remplacée par un échangeur thermique qui transfère la chaleur d'une source chaude au fluide actif. Il devient indispensable de refroidir le fluide, dans un autre échangeur (radiateur ou pré réfrigérant), qui joue le rôle de source froide, avant son retour à l'entrée du compresseur.

Les dispositifs d'amélioration des cycles ouverts sont aussi applicables aux turbines à Cycles fermés : récupérateur à la sortie turbine, compression refroidie et détente réchauffée, (voir la fig.I.20.b) : [8]

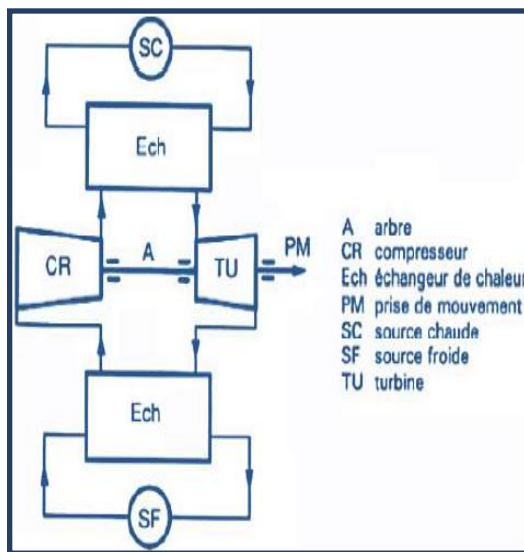


Figure I- 19.a.turbomoteur à cycle fermé

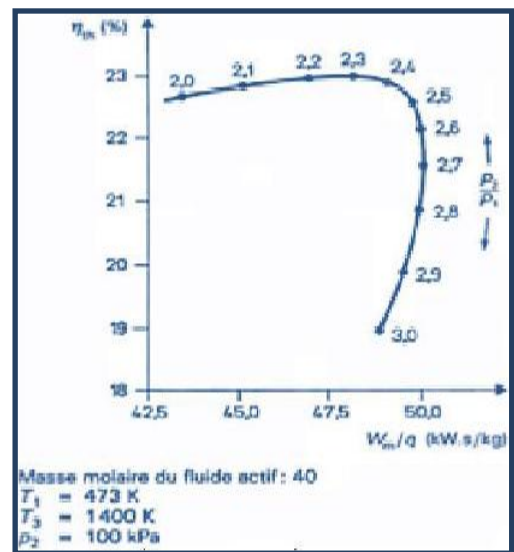


Figure I- 20.b. Cycle fermé :
Influence du rapport de pression

I.5.4. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.5.4.1. Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

I.5.4.2. Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans L'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

I.5.4.2.1. Turbine à cycle simple :

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

I.5.4.2.2. Turbine à cycle régénéré :

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

De nos jours la turbine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [8]

I.6 Configuration de base d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, réalisant différentes transformations thermodynamiques, elle est toujours constituée d'un générateur de gaz et d'un récepteur, voir la fig.I.21

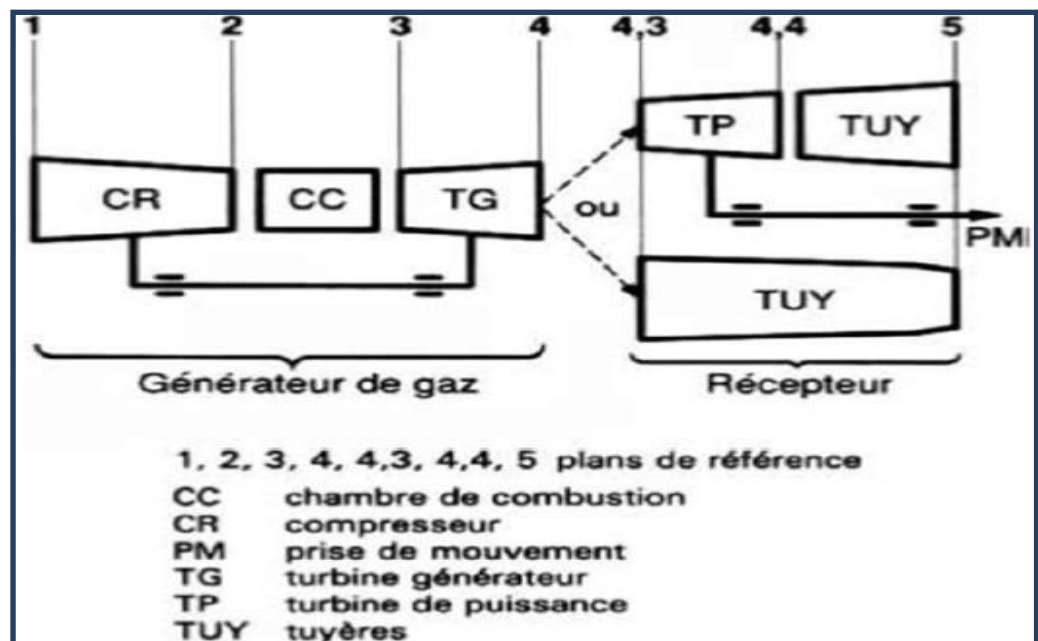


Figure I- 21. Configuration de base d'une turbine à gaz

Le générateur de gaz se compose d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente fournissant la puissance juste nécessaire à entraîner le compresseur.

A la sortie de la turbine du générateur, les gaz détendus ont encore un niveau énergétique élevé et ils délivrent leur énergie dans un ensemble transformateur, le récepteur, qui peut être soit une turbine (cas du turbomoteur), soit une tuyère (cas du turboréacteur). Dans le cas du turbomoteur, l'appareil récepteur est appelé turbine de

puissance (ou turbine libre ou encore turbine de travail), organe qui transforme l'énergie disponible en puissance mécanique. Suivie par une simple tuyère qui conduit les gaz vers l'atmosphère.

- Dans le cas du turboréacteur, les gaz sortant du générateur se détendent et s'accélèrent dans une tuyère qui transforme ainsi l'énergie disponible en énergie cinétique. L'augmentation de la quantité de mouvement du fluide à travers du turboréacteur engendre la poussée nécessaire à la propulsion. [9]

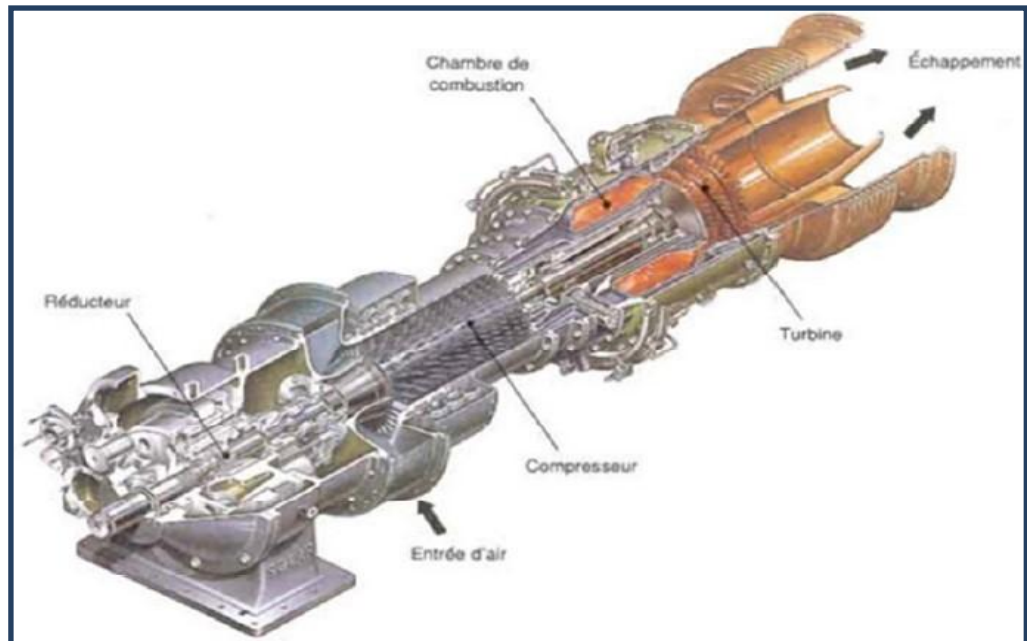


Figure I- 22. Les principaux éléments d'une turbine à gaz industrielle

I.6.1 Entrée d'air :

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possible :

meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particule
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores.

I.6.2 Compresseur :

Le compresseur est une machine qui procure de l'énergie cinétique à l'air qui le traverse et transforme cette énergie cinétique en énergie de pression. Son but principal est de fournir la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité par la chambre de combustion dans les conditions minimales d'inflammations.

Un compresseur devra également fournir la quantité d'air suffisante pour :

- Refroidir les parties les plus chaudes du moteur
- Pressuriser les joints d'étanchéités.

I.6.2.1. Les types de compresseur :

Les compresseurs sont en général de deux types :

- a) Les compresseurs axiaux ;
- b) Les compresseurs centrifuges ;

Il y a également une solution mixte : le compresseur « hélico-centrifuge ».

I.6.2.1.1. Compresseur centrifuge :

Il se compose généralement de 4 organes distincts que le fluide traverse successivement :

1. Le distributeur : Dont le rôle est d'amener l'écoulement jusqu'à la roue en lui donnant une vitesse et une direction appropriée.
2. La roue (rouet) : munie d'aubages, est l'élément fondamentale du compresseur, car elle fournit la totalité de l'échange de travail ; il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage
3. Le diffuseur (aubages fixes) : à la sortie de la roue, la pression statique de l'écoulement a augmenté, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présentée sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement. Ce ralentissement permet de plus la conversion d'une part de l'énergie cinétique en pression statique.
4. La volute : son rôle est de collecter l'écoulement radial en sortie diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire

Un tel compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression en un étage supérieur à celui d'un compresseur axial en 5 étages. Il atteint des taux élevés grâce au travail de la force de Coriolis et l'augmentation de la pression statique due à

l'action de la force centrifuge, tandis que les rendements sont très sensibles aux paramètres constructifs est généralement inférieurs à ceux des compresseurs axiaux de l'ordre de 0,75 à 0,85.

Dans les ensembles des applications actuelles, les taux de compression varient de 2,5 à 9, pour des vitesses d'entraînement de 350 à 650 m/s à la périphérie du rotor.

I.6.2.1.2. Compresseur axial :

Un compresseur axial résulte d'un empilage d'étages composés chacun d'un aubage mobile appelé rotor et d'un aubage fixe appelé stator.

Dans un étage d'un tel compresseur, l'aubage mobile est constitué d'un disque circulaire (tambour) sur lequel sont fixées des aubes qui ressemblent à des petites ailes (ailettes), il tourne devant l'aubage fixe, circulaire, qui est également constitué d'aubes, fixes celles-ci.

La compression s'effectue en deux phases :

Premièrement : l'aubage mobile procure une accélération aux particules d'air grâce à l'énergie transmise par l'arbre de transmission, en les déviant par rapport à l'axe du moteur.

Deuxièmement : l'aubage fixe qui le suit, ralentit ces particules et transforme une partie de leurs vitesses en pression. Cet aubage s'appelle aussi redresseur, car elle ramène de l'air accéléré par l'aubage mobile dans l'axe du moteur. L'air entre et sort avec une vitesse débitante approximativement axiale.

- Les types de compresseurs axiaux :
 - a) Le compresseur à simple corps ou le compresseur ne forme qu'un bloc.
 - b) Le compresseur à double corps ou le compresseur est partagé en deux groupes : groupe basse pression à l'avant et haute pression en arrière du précédent. Ces compresseurs présentent l'avantage d'un démarrage plus facile, une accélération et une décélération plus rapide, un meilleur rendement et surtout évite l'effet de pompage

Il existe enfin des compresseurs à triple corps dans certain réacteur double flux.

I.6.3. Chambre de combustion :

La chambre de combustion est une enceinte destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage du compresseur afin d'élever le niveau de température du fluide en écoulement permanent par combustion d'un carburant, et aussi d'assurer à l'entrée

du distributeur de turbine une répartition de température tant radiale que circonférentielle convenant au bon fonctionnement et à la tenue mécanique de la turbine.

Les propriétés requises pour une chambre de combustion sont les suivantes :

- a. combustion complète (moins d'imbrulés, moins polluante)
- b. perte de pression totale faible
- c. Stabilité du processus de combustion
- d. Profil de température bien défini
- e. Longueur et section faible

I.6.4. Turbine de détente :

Les turbines des turbomoteurs sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique, cette énergie sert d'une part à entrainer le compresseur et d'autre part à entrainer une charge (générateur électrique, pompe..). Il en existe deux types : les turbines axiales et les turbines centripètes ou radiales. [9]

I.6.4.1. Turbine centripète (radiale) :

Dans ce type de turbine les gaz chauds parvenant de la chambre de combustion s'écoulent radialement dans le distributeur (première détente), les gaz accélérés dans ce dernier abordent les aubes faisant tourner la roue (deuxième détente), entrainant ainsi l'arbre et le compresseur.

a la sortie les gaz sont refoulés axialement par rapport à l'axe du moteur.

I.6.4.2. Turbine axiale :

Elles sont constituées d'étages successifs comprenant une grille fixe suivie d'une grille mobile ; la grille fixe transforme la pression du fluide en énergie cinétique et la grille mobile transforme cette énergie en travail mécanique recueilli sur l'arbre de la roue. Les aubes de la turbine axiale sont montées en sapin sur les disques, immobilisé par un frein rabattable d'un côté et par une couronne vissée de l'autre.

I.6.5. Echappement de la turbine à gaz :

A la sortie turbine les gaz d'échappement possèdent toujours un potentiel énergétique qui peut être perdu dans l'atmosphère ou exploité dans le cas d'un cycle régénéré.

I.7 Domaines d'application des turbines à gaz :

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

A. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

1. Entraînement des compresseurs.
2. Entraînement des pompes.
3. Entraînement des alternateurs.

B. Domaines mobiles :

1. Pour la traction automobile.
2. Pour la traction ferroviaire.
3. Pour l'application marine.
4. Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice). [10]

I.8 Appellation des turbines à gaz GE : [11]

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : **GE** × × × × × × × × (Fig.I.23).

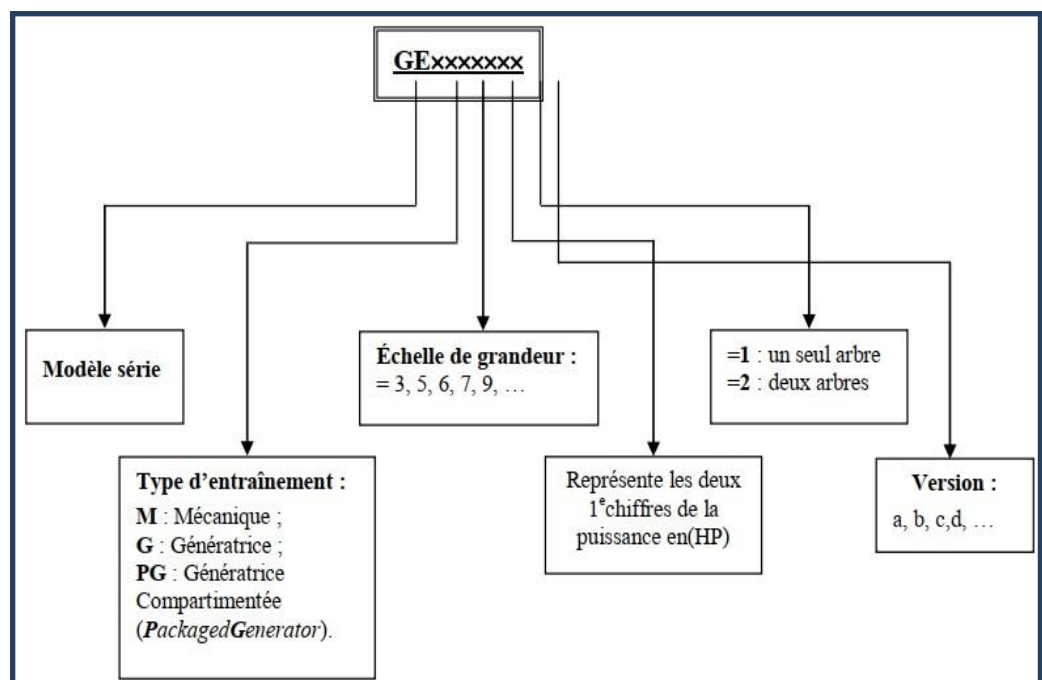


Figure I- 23.Méthode d'appellation des turbines à gaz

I.9. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :**I.9.1. Avantages :**

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

I.9.2. Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel ;
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel;
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [12]

Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté la turbine à gaz et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que cette dernière est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. Ainsi nous observons aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par exemple par modes de travail et par de fonctionnement thermodynamique. et configuration de base d'une turbine à gaz, Domaines d'application des turbines à gaz .Appellation des turbines à gaz GE, Les avantages et ses inconvénients des turbines à gaz.

CHAPITRE II

Généralités sur la turbine MS 5002C

Introduction

Nous allons présenter dans ce chapitre d'une manière générale, une machine tournante très puissante, qui peut fonctionner d'une façon continue pour une très longue durée, et qu'on peut l'appliquée dans des plusieurs domaines tel que les stations électrique, stations de pompage, stations de compression et même l'aéronautique...etc. Cette machine tournante est la turbine, qu'on va voir grosso modo le comment ça marche de la turbine MS5002 un type des turbines Heavy Dut y à deux arbres

II.1 Que ce qu'une turbine

Une turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne, du fait qu'elle est munie d'un compresseur d'air et des chambres de combustion, elle est en mesure de produire un fluide sous pression à une température élevée, qui se détend dans les étages de la turbine fournissant une énergie mécanique pour entraîner une machine réceptrice (voire figure II.1). Leur grande importance dans les processus de conversion d'énergie peut être appuyée par la diversité de leur application qui s'étend sur différents domaines. Le choix des turbines à gaz pour ses utilisations variées a été fondé en priorité sur leur souplesse d'emploi, leur fiabilité et leur facilité de maintenance face à leurs concurrents traditionnels, turbines à vapeur et moteurs alternatifs.[13]

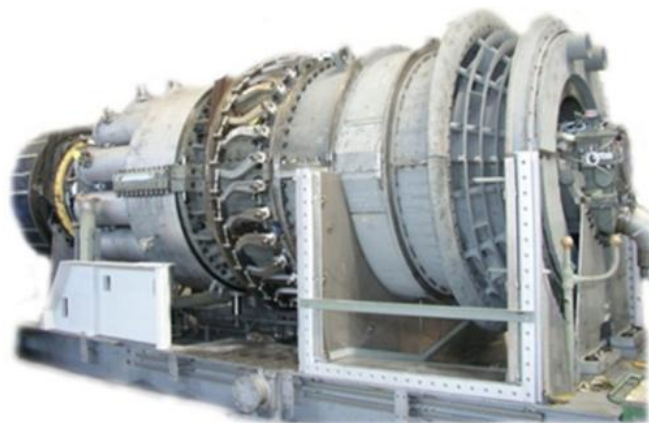


Figure II- 1. La turbine MS 5002

II.2. Utilisations

Les turbines à gaz industrielles sont utilisées généralement pour :

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

II.2.1.a Production d'électricité (turbine mono-arbre)

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

II.2.1.b Production combinée chaleur- force

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

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

II.2.1.c Pompage et compression

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

II.2.2 La turbine bi-arbre MS5002 [14]

Les turbines à gaz peuvent être classées selon plusieurs paramètres tel que le mode d'action, mode d'injection, mode de construction...etc. Dans notre cas on va parler de la turbine bi-arbre qui veut dire une turbine à deux arbres (voire fig. II.2).

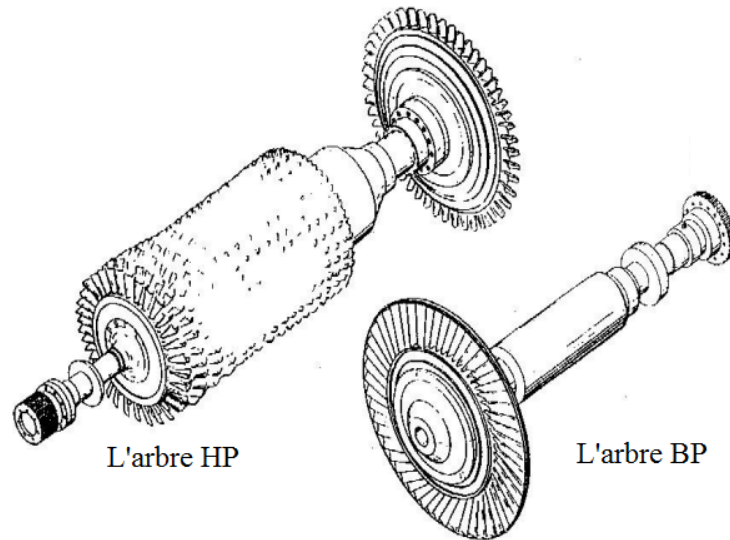


Figure II- 2. Les deux arbres de la turbine MS 5002

Dans notre service (système & contrôle) on intervient dans deux types de la turbine MS 5002 qui sont :

*MS 5002B qui se trouve au niveau de Module 2 (2machines), Module 3 (2machines) Module 4 (2 machines) et la phase B (5 machines).

* MS 5002C qui se trouve au niveau de Module 2 (4 machines) SBS, Module 3 (4machines) SBN, et aussi au niveau de la SBC (Station de Boosting Centre) (9machines).

Puisque notre thème de cette amélioration concerne la turbine de type MS 5002C et le système de contrôle mark V on va voir quelque détails beaucoup plus sur ces derniers dans ce qui suit.

II.3 La turbine MS 5002C

II.3.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C : [15]

MarqueGénérale électrique
 Turbine à gaz série du model.....MS5002C
 Application de la turbine.....entraînement mécanique d'un compresseur
 Cycle.....simple
 Rotation de l'arbresens inverse d'horloge
 Type de fonctionnement..... continue

Vitesse de l'arbre.....	5100 rpm pour HP - 4900rpm pour BP
Commande.....	Mark V SPEEDTRONIC système de commande électronique solide
Protection.....	survitesse; surchauffe; vibration et détection de flamme
Mécanisme de refroidissement.....	engrenage réducteur à rochet
Atténuation de bruit.....	silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
Système de démarrage.....	Moteur électrique

• **Section compresseur :**

Nombre d'étages de compresseur.....	16
Type de compresseur.....	écoulement axiale série lourd
Plan de joint.....	bride horizontale
Type des aubes directrices à l'entrée.....	Variable

• **Section turbine :**

Nombre d'étages de turbine.....	2 (deux arbres)
Plan de joint.....	horizontale
Directrice (Tuyère) de 1er étage.....	surface fixe
Directrice (Tuyère) de 2ème étage.....	surface variable

• **Section de combustion :**

Type.....	12 chambres de combustion ; flux inverse
Configuration des chambres	concentrique autour du compresseur
Combustible.....	gaz naturel
Bougies d'allumage.....	2 types d'électrode à injection-ressort auto rétractant
Détecteur de flamme.....	4 type ultraviolet

• **Plaque d'identification du régime nominale de la turbine à gaz :**

Sortie de base.....	38000 hp conditions ISO 28,34MW
Rendement thermique.....	29.2% taux de compression: 8,9 :1
Débit des gaz d'échappement	126kg/s
Consommation spécifique	12310 kJ/ kWh
Température d'aspiration.....	59 °F (15°C)

Pression de sortie..... 14,7 psi

• **Ensemble paliers:**

Quantité.....04

Lubrification.....sous pression

II.3.2 Présentation de la turbine à gaz de type MS 5002C

La turbine MS5002C fabriquée par la société Américaine GENERAL ELECTRIQUE. C'est une turbine d'entraînement à deux arbres qui fonctionne suivant un cycle simple. Elle est employée pour entraîner un compresseur centrifuge. La portion d'une turbine à gaz pour entraînement mécanique est la partie dans laquelle le fuel et l'air sont utilisés pour produire une puissance sur l'arbre. Cette turbine possède deux roues de turbine indépendantes mécaniquement. La roue de turbine du premier étage haute pression, entraîne le rotor du compresseur d'air, du type axial à seize étages, et l'arbre entraînant les accessoires (pompes de lubrification et hydraulique). La roue de la turbine du second étage, ou étage basse pression, entraîne la charge (compresseur centrifuge). Les deux roues de la turbines ne sont pas liées afin de leurs permettre de tourner à des vitesses différentes pour s'adapter aux variations de charge. Ce modèle de turbine implanté au niveau de Hassi R'mel fonctionne au gaz naturel.[16]

II.3.3 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant.
- elle le comprime à une pression plus élevée.
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- elle achemine l'air à pression et à température élevée vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre, ceci sert d'un côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et la température résultante de la transformation mentionnée ci-dessous. (Fig.II.3)[16]

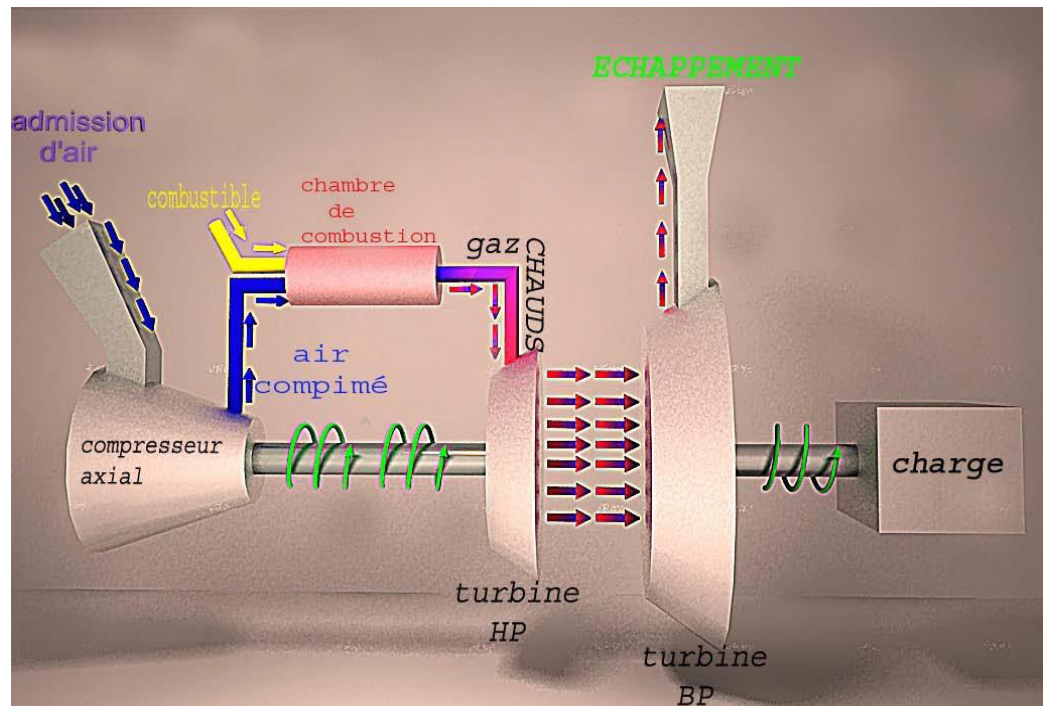


Figure II- 3. Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre

II.3.4. Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002C

Une turbine à gaz est divisée en cinq sections :

- L'aspiration.
- Le compresseur axial.
- Les chambres de combustion.
- Section turbine.
- L'échappement.

- **Aspiration**

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder le matériel. L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine, ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit. [16]

- **Compresseur axial**

Assure la compression de l'air d'admission. Cette aire comprimée est acheminé vers les chambres de combustion, pour être mélangé avec le gaz combustible. Le rotor du compresseur d'aire (axiale) se compose de 16 étages.

- **Section de combustion**

L'aire comprimée au niveau du compresseur axial, est conduites aux chambres de combustion de la turbine à gaz, pour être mélangée avec le gaz combustible, puis en envoyant une étincelle par les bougies d'allumages, le mélange brule. Nous aurons donc de l'aire sous une grande pression et une grande température. Les chambres de combustion sont en nombre de 12.

- **Section turbine**

Après la combustion, les gaz chauds comprimés se dirigent vers le chemin le Plus facile (l'échappement) en passant par la roue HP (haute pression) pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal. La roue HP est reliée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert à faire tourner le compresseur axial. Les gaz sortant de la roue HP traversent la directrice de deuxième étage qui sert à fixer la vitesse de la roue HP grâce à ses aubes variables, en suite une deuxième détente aura lieu dans la roue BP (basse pression) qui se situe juste après la directrice. Les aubes de la roue BP sont plus longues que celles de la HP et cela pour maximiser la surface de contact (plus de couple), elles sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge (compresseur centrifuge).[16]

- **Echappement**

Le système d'échappement a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.[16]

II.4 Les systèmes auxiliaires de la turbine

Les systèmes auxiliaires au niveau de la turbine à gaz MS5002 C, sont essentiellement en nombre de 16 systèmes, illustrés dans le schéma synoptique de la Fig. II.4

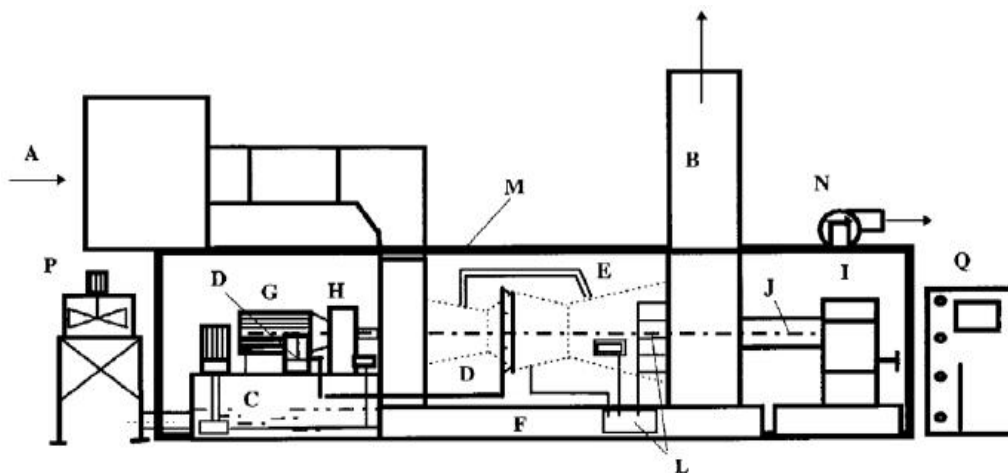


Figure II- 4. Les systèmes auxiliaires de la turbine

A	Système d'admission d'air	I	Multiplicateur de vitesse
B	Système d'échappement de gaz	J	Accouplement de charge
C	Système d'huile du turbocompresseur	L	Instruments (capteurs)
D	Système de gaz combustible	M	Clôture
E	Système d'air de refroidissement	N	Système de ventilation
F	Socle, support de la turbine	P	Système de refroidissement d'huile
G	Système de démarrage (lancement)	Q	Système de contrôle et de protection (MARKV) dans notre exemple.
H	Réducteur de vitesse		

II.4.1 Systèmes de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement des turbines MS5002C installées au module 2 (SBS), Module 3 (SBN) et à la SBC, est assuré par des moteurs électriques de lancement, de type asynchrone à cage, alimenté sous 5500VAC (plus ou moins 10%) et une fréquence de 50HZ (plus ou moins 5%), et fournit une puissance nominale de 300KW. [15]

Après que la roue HP atteint 20% de sa vitesse nominale (grâce au moteur de lancement), et après le balayage des chambres de combustion, le mélange gaz-air comprimé est ensuite enflammé (dans les chambres de combustion). La deuxième étape est l'étape d'accélération, qui est basée sur l'augmentation du débit de mélange gaz-air comprimé vers les chambres de combustion. Cette étape d'accélération continue jusqu'à ce que la roue HP atteigne une vitesse de 60% de la vitesse nominale. Le passage de 22% à 60% se fait approximativement dans 8mn.

A la vitesse de 60% vitesse nominale, le moteur du lancement est découplé du compresseur axial, et la turbine atteint la phase de son autonomie, dans laquelle elle accélère d'elle-même jusqu'à sa vitesse nominale.

1	Start check
2	Start Commande
3	Start aux lub oil pump
4	Pression d'huile de lubrification OK
5	Start Auxiliaire
6	Purge circuit de gaz compresseur centrifuge 150 sec
7	Pressurisation circuit de gaz
8	Δp amont et aval du vanne d'aspiration =1bar
9	Ouverture de la vanne d'aspiration
10	Lancement de la turbine
11	A 20% de la vitesse HP ; purge pour 120sec
12	Ouverture des vannes de fuel gaz (SRV ,GCV)
13	Allumage et préchauffage 60 sec
14	Accélération de la partie HP (arbre HP)
15	A 45% de la vitesse HP ; lacement de la BP
16	A 60% de la vitesse HP arrêt et désaccouplement de moteur de lancement
17	A 94% HP arrêt des pompes auxiliaires
18	Fermeture des vannes anti pompage et ouverture des IGV
19	A100%HP &70%BP fin de séquence de démarrage et mise en charge du compresseur centrifuge

II.4.2 Système d'admission d'air

L'admission de l'air se fait via un compartiment d'admission d'air, et un ensemble de conduites qui contient un système de filtration d'entrée, destiné à atténuer les bruits à haute fréquence, et un séparateur d'air destiné à enlever les particules étrangères, avant que l'air entre dans la turbine. [17]

II.4.3 Système d'huile d'étanchéité

Le système d'huile d'étanchéité est conçu pour empêcher le passage du gaz de la caisse du compresseur vers l'extérieur, l'huile est prélevée du collecteur d'huile de lubrification par deux pompes de surpression (SP1-SP2) entraînées par un moteur électrique. La pression d'huile au refoulement est maintenue à une pression supérieure de 5 bars à celle du gaz de référence grâce à la vanne de régulation de la pression différentielle (DPCV).[17]

II.4.4 Système d'air d'étanchéité et de refroidissement

La plupart de l'air comprimé est utilisé pour la combustion, une partie de cet air est retiré du compresseur du 10^{me} étage et utilisé pour l'étanchéité des paliers N° 1, 3 et 4 contre les fuites d'huile et aussi pour le refroidissement des faces avant et arrières des roues HP et BP. [18]

II.4.5 Systèmes de lubrification

Les systèmes de lubrification dans les turbines à gaz doivent répondre à deux conditions : la première sert à assurer la lubrification entre les surfaces d'appui stationnaires et tournantes, et l'autre est d'enlever la chaleur (effet de refroidissement) de ces surfaces. Les conceptions du système d'huile de lubrification doivent considérer les types de supports, vitesse de rotation, charge, température, et viscosité d'huile. Les supports sont classés en deux catégories principales : paliers hydrodynamiques et roulements. La lubrification dans les paliers hydrodynamiques convertie les frottements de glissement en frottements entre les couches du fluide. Bien que le frottement du fluide soit considérablement inférieur, il consomme la puissance et produit toujours la chaleur. Par conséquent, en plus de fournir la cale liquide qui sépare les surfaces, l'huile de lubrification enlève également la chaleur de ce secteur.

Les roulements anti-friction travaillent suivant le principe du frottement de roulement. La charge de l'arbre est directement supportée par les éléments et les bagues de roulement en contact métal sur métal. En outre, les pressions unitaires

élevées entre l'élément de roulement et les bagues internes et externes empêchent la formation d'un film d'huile continu. Par conséquent, le rôle d'huile de lubrification est légèrement différent. L'huile de lubrification est encore exigée pour enlever la chaleur de la section de roulement, et elle réduit le frottement de glissement entre les éléments de roulement et la cage qui les maintient en position.

La plupart des turbines à gaz industrielles, dotées de paliers hydrodynamiques, emploient l'huile minérale tandis que les turbines à gaz aérodérivée, qui incorporent des roulements anti-friction, emploient une huile synthétique. Les huiles minérales sont distillées du pétrole brut et sont généralement moins chères que les lubrifiants synthétiques. Ces derniers ne se produisent pas naturellement mais « sont accumulés » en réagissant les divers produits chimiques organiques, par exemple, alcool, éthylène, etc., avec d'autres éléments.

Le circuit d'huile de lubrification est conçu pour assurer une alimentation en lubrifiant filtré à une pression appropriée pour le fonctionnement de la turbine et de ses équipements associés.

Le système d'huile de lubrification est équipé de 3 pompes :

A. pompe principale

C'est une pompe volumétrique d'une pression de refoulement de 8,4 bars elle est entraînée par l'engrenage accessoire, le débit de cette pompe est de 1968 litres/min.

B. pompe auxiliaire (88QA)

Elle est entraînée par un moteur à courant alternatif, sa fonction est de fournir de l'huile aux paliers et l'accouplement lors du démarrage et l'arrêt de la turbine quand la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour le fonctionnement en conditions de sécurité. (Figure II.5)

C. pompe de secours (88QE)

La pompe centrifuge d'huile de graissage de secours fonctionne afin de fournir de l'huile de graissage au collecteur principale des paliers pendant un arrêt d'urgence, dans le cas où la QA a été forcée hors service ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile de graissage, la QE s'utilise seulement pendant l'arrêt de la turbine car sa puissance et le moteur qui l'alimente (CC) sont incapable d'assurer l'huile pour le fonctionnement normal de la turbine.(Figure II.5)



Figure II- 5.pompe auxiliaire QA et pompe de secours QE

II.4.6 Système de refroidissement d'huile

Constitué de trois aéroréfrigérants, et fait partie de la boucle de régulation de la température d'huile (plus de détails dans le paragraphe II.6).

II.4.7 Système de commande et contrôle du turbocompresseur (Le SPEEDTRONIC MARK V)

C'est le système de commande et contrôle des turbocompresseurs au niveau de la SBS, SBN et SBC. On va voir plus de détails sur ce système de contrôle dans le troisième chapitre.

II.5 Système de l'huile dans les turbocompresseurs :

L'objectif du système d'huile dans les turbocompresseurs, est d'alimenter avec l'huile à partir de la caisse d'huile principale, les sous-systèmes suivants :

Le sous-système d'huile de lubrification.

Le sous-système d'huile hydraulique.

Le sous-système d'huile de commande.

Le sous-système d'huile d'étanchéité.

Vue l'importance fonctionnelle de l'huile dans les turbocompresseurs, elle doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaires aux différents organes où elle est envoyée.

II.5.1 Description des systèmes d'huile dans les turbocompresseurs :

- **Sous système d'huile de lubrification**

C'est un circuit fermé à circulation forcée. L'huile de lubrification est fait circulée par des pompes à partir du réservoir (caisse d'huile principale), jusqu'aux différents équipements lubrifiés avec une pression exigée de $1,7 \text{ Kg/Cm}^2$, tout en par des refroidisseurs, filtres et collecteurs de paliers.

Des dispositifs de protection sont incorporés dans ce système, où cela est nécessaire, pour protéger l'équipement contre un faible débit, une basse pression ou une température élevée du lubrifiant. Les dispositifs de protection (MARK V) font retentir un avertissement ou mettent l'unité à l'arrêt selon le cas.[13]

- **Sous système d'huile d'étanchéité**

Ce système est conçu pour empêcher la fuite du gaz au niveau du corps du compresseur. Une partie de l'huile de lubrification refroidie et filtrée comme préalablement mentionné, tient lieu d'huile d'étanchéité aux pressions et température requises, assurés au moyen d'un système adéquat à cet effet.

- **Sous système d'huile hydraulique**

Assure l'huile pressurisée à 90 Kg/Cm^2 , pour les vérins hydraulique qui agissent par exemple au niveau des directrices variables entre les deux roues HP et BP, ou les vannes hydrauliques comme les vannes SRV et GCV qui contrôle le débit du gaz combustible, vers les chambres de combustion de la turbine.

- **Sous système d'huile de commande**

Assure l'huile de commande à basse pression de 6 Kg/Cm^2 , il agit par exemple sur les vannes hydrauliques permettant le passage de l'huile hydraulique (90 Kg/Cm^2) vers les vannes SRV et NGV pour les actionnées (ouverture ou fermeture).

II.5.2 Description fonctionnelle :

La pompe d'huile de lubrification (auxiliaires 88QA au démarrage, ou la principale couplée mécaniquement avec l'arbre de la turbine à gaz à son régime établie) aspire de l'huile à partir de la caisse principale d'huile, et le refoule à une pression de 10 Kg/cm^2 dans un collecteur commun(FigureII.6), en passant par une

boucle de régulation de la température, puis continu à accomplir ses fonctions principales en alimentant les sous-systèmes suscités.

L'huile refoulée par la QA dans le collecteur commun, subit une première détente au niveau d'un orifice calibré de 10 à 6 Kg/Cm², et là on soutire un débit d'huile pour l'alimentation de deux sous systèmes d'huile, à savoir ; la pompe d'huile Hydraulique (sous système d'huile hydraulique) et le sous-système d'huile de commande.

Le débit d'huile restant dans le collecteur, subit une deuxième détente de 6 à 1,7 Kg/Cm², à travers la PCV100 (Pressure Control Valve). Cette huile pressurise le collecteur principal d'huile de lubrification, qui assure la lubrification des différents paliers de turbocompresseur, et alimente aussi les pompes d'huile d'étanchéité (sous système d'huile d'étanchéité). La température d'huile dans le collecteur commun d'huile est régulée à 52°C, en faisant passer l'huile par une boucle de régulation.

La Figure II.6 suivante, consiste en une interface graphique de commande et contrôle du système d'huile du turbocompresseur, prise depuis l'HMI d'un turbocompresseur, cette figure donne une idée simple du système d'huile des turbocompresseurs, et de la boucle de régulation de la température.

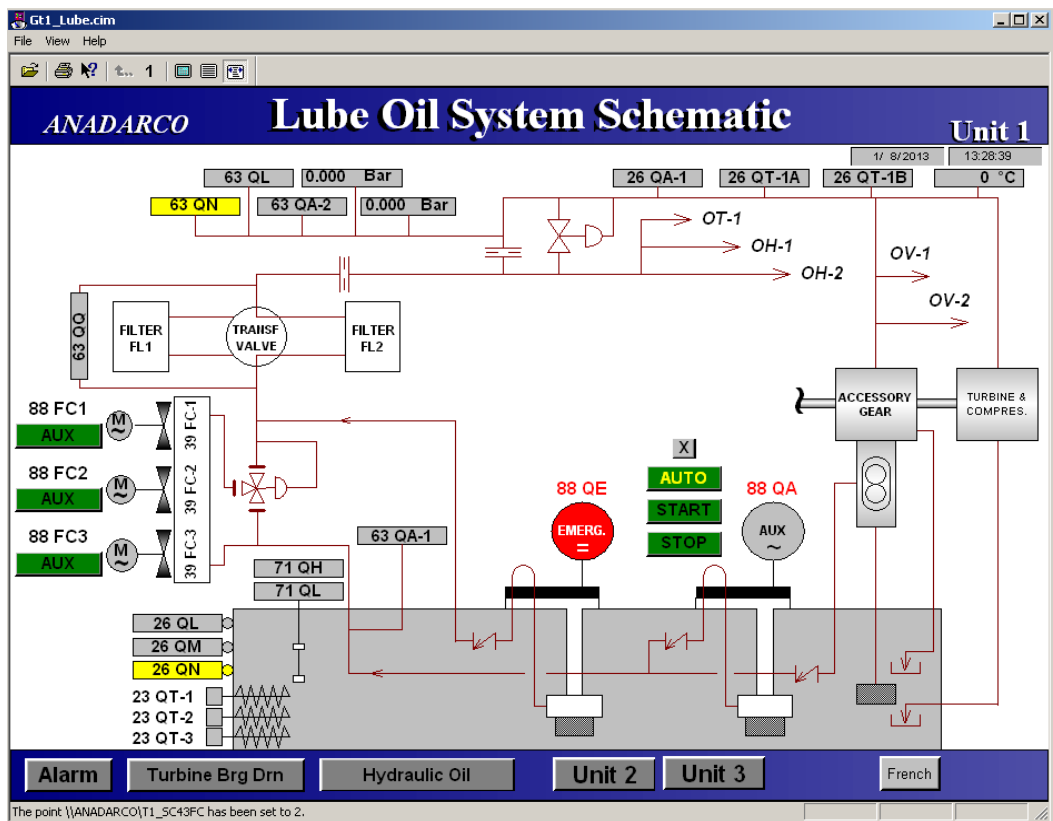


Figure II- 6.interface graphique ‘contrôle du système d’huile des turbocompresseurs’.

II.5.3 Boucle de régulation de la température d'huile :

Pour obtenir le meilleur rendement de la turbine à gaz il est souhaitable de travailler avec des températures du gaz à l'entrée de la section turbine aussi haute que possible. Cependant, afin de travailler à l'intérieur des limites de résistance des pièces il ne faudra pas dépasser la valeur maximale permise de température d'entrée et d'échappement. Ainsi, un système de contrôle de température est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'admission ou d'échappement dépasse les limites prescrites.

On décrit le principe de fonctionnement de la boucle de régulation de la température d'huile, depuis le collecteur commun d'huile jusqu'à ce qu'on revient à ce même collecteur :

Le régulateur (TIC 101) reçoit la mesure de la température du collecteur d'huile de lubrification, à travers une série de thermocouples (TI-101a, b et c), et la régule par rapport à la température de consigne qui est de 52°C.

Après régulation (proportionnelle-intégrale à action inversée), ce régulateur génère un signal de sortie (output) de 4 à 20 mA, étalonné à une ouverture de la VTR (Vanne Température Régulation) de 0 à 100% vers collecteur directement.

Ce signal va agir sur la VTR en l'ouvrant en pourcentage dans les deux voies (vers aéro réfrigérants ou directement vers collecteur commun d'huile), et la somme des pourcentages d'ouverture dans les deux voies est 100%.

Si l'output du régulateur est 4ma, cela signifie que la VTR est ouverte 100% vers aéro réfrigérants, et 0% vers collecteur. Et ça parce que la VTR est une vanne ouverte par manque d'aire ou de courant (normally open).

II.5.4 Eléments principaux de la boucle :

Le principe de régulation de la température d'huile dans le collecteur, est de mesurer cette température avec des thermocouples, puis la transmettre au régulateur numérique (régulateur proportionnel-intégral). Celui-ci génère une commande qui va agir sur le positionneur de la VTR (Vanne à trois voies pour la Régulation de la Température)(voir Figure II.7), et cette VTR s'ouvre en pourcentage vers le collecteur commun d'huile. Donc si elle s'ouvre par exemple à 30%, nous aurons 70% du débit d'huile passe par les aéroréfrigérants, et les 30% restantes passeront directement au collecteur d'huile. Enfin, le tout sera rassemblé au niveau du collecteur commun d'huile, pour avoir exactement la température de 52°C, qui est la température de consigne exigée par le constructeur.(Tableau II.1)

Elément ou Instrument	Description
TI 101 a, b et c	Série de thermocouples qui mesurent la température d'huile dans le collecteur commun d'huile.
TIC 101	Régulateur numérique inclus dans la séquence du programme (MARK V) de fonctionnement de la boucle
VTR	Vanne de régulation de température, c'est une vanne à trois voies.
FL1 et FL2	Filtres d'huile après le refroidissement.
88 FC (1,2&3)	Les trois moteurs asynchrones (pour l'entraînement des aéro réfrigérants).

Table II- 1.Eléments principaux de la boucle

II.5.5 Régulateur numérique de la température d'huile dans le Mark v :

Le régulateur de température dans la boucle qu'on a étudié, est un régulateur Numérique Proportionnel - Intégral, contenu dans le système de commande de turbocompresseur (MARK V). on peut l'avoir quand on programme des séquences dans le MSE (MARK V SEQUENCE EDITOR), on trouve ce régulateur dans la rubrique « GENERIC BIG BLOCK PROGRAMMING TOOLS », sous le nom « PI_REGOO ».

On peut lire les paramètres de ce régulateur en entrant dans l'icône (Start/Turbin Control Maintenance/ UnitTI/Dynamic Rung Display), et la modification de ces paramètres est accessible dans le fichier « CONST_Q.SRC » dans le répertoire (C:/Site/Unit).

On n'a pas touché aux paramètres du régulateur, car dans ce projet, on élabore un nouveau programme de fonctionnement des aéro réfrigérants, basé sur une logique séquentielle optimisée, tout en utilisant le régulateur et les différents signaux de capteurs comme ils étaient dans l'ancien programme. C'est ce qui valorise d'avantage notre projet, car on a aucun nouveau matériel à rajouter, ni à toucher aux autres séquences du programme de contrôle du turbocompresseur, mais seulement créer de nouvelles séquences de programmes (LADDER LOGIC) gérant le fonctionnement des aéro réfrigérants.

II.5.6 Vanne de régulation de la température d'huile (VTR) :

C'est la VTR qui exécute le out put (signal de commande de la VTR), issu du régulateur numérique de température d'huile, cela suivant les indications suivantes :

- Le ressort de rappel exerce une force sur la membrane vers le bas, tel

que sa force de raideur maximale est quand la membrane est poussée vers le haut avec une pression de 23 Psi. Le ressort est au repos dès que la pression exercée sur la membrane de son côté bas, est inférieur à 11 Psi.

- Du coté bas de la membrane, il y'a l'air instrument sous pression variable. Qui est ajusté (adapté) par un convertisseur électropneumatique. Celui-ci transforme le signale électrique de commande généré par le régulateur numérique de température, en un signal pneumatique. Il est étalonné comme suit : 4mA à 11 Psi (0% VTR), et 24 mA à 23 Psi (100% VTR).

- Si on perd l'air instruments, le ressort revient à son état de repos, et cette position corresponde à l'ouverture 0% VTR, qui correspond à faire passer tout le débit d'huile vers les aéro réfrigérants, et cela pour protéger la machine.

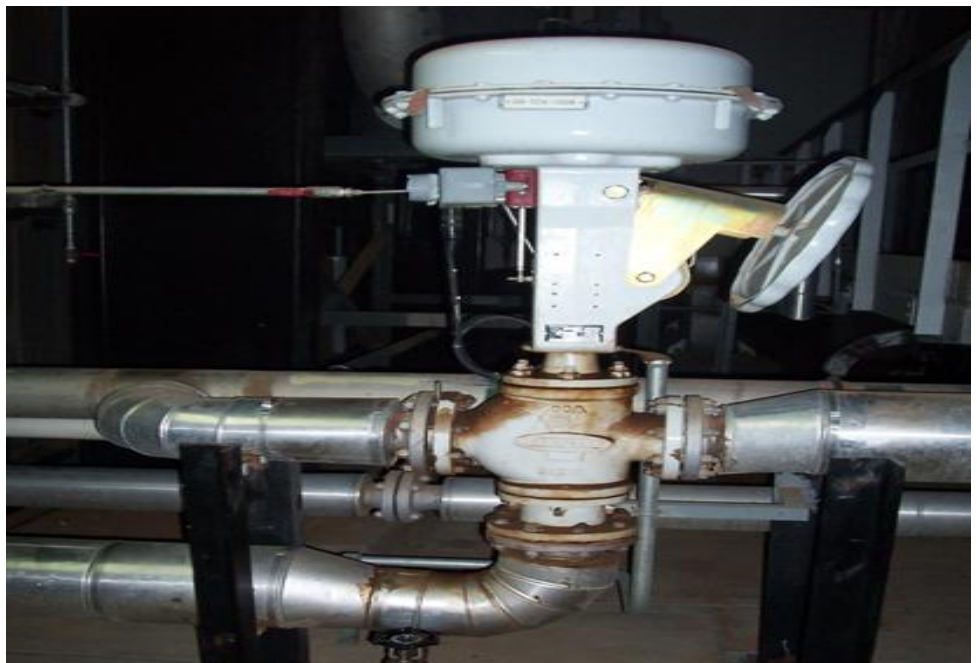


Figure II- 7.vanne de régulation de la température (VTR).

II.6 Système d'aéro réfrigérants

Chaque turbocompresseur est muni de trois aéroréfrigérants(Fig.II.9), dont le fonctionnement est commandé manuellement ou automatiquement, selon le choix de l'opérateur au niveau de l'HMI MARK V de turbocompresseur en question.

Le mode manuel permet à l'opérateur de démarrer ou d'arrêter un ou plusieurs aéro réfrigérants à son choix. Hors que, s'il sélectionne le mode automatique du fonctionnement des aéro réfrigérants, c'est le segment du programme « LUB OIL » dans le MARK V qui gère leurs fonctionnement.



Figure II- 8. Les trois aéro-réfrigérants

II.6.1 Généralités

Les aéro réfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement à ailettes, à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés (Fig.II.8). [19]

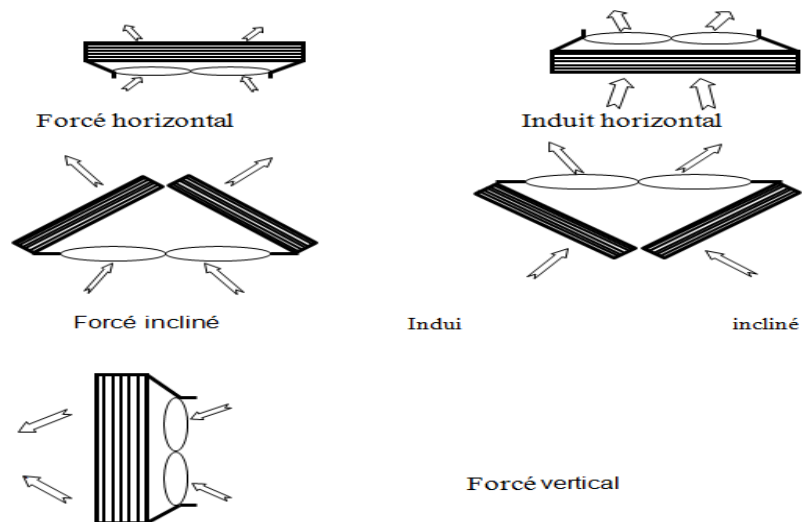


Figure II- 9. Différentes positions des faisceaux dans les aéro réfrigérants

II.6.2 Aéro réfrigérants d'huile des turbocompresseurs au SB(S,N et C) :

Les aéro réfrigérants d'huile dans les turbocompresseurs des stations boosting sud, nord et centre sont à air induit, et construit par NOUVO PIGNIONE. Chaque aéro réfrigérant est entraîné par un moteur asynchrone à cage (Figure II.10), alimenté

avec 380 V triphasé à une fréquence de 50Hz, délivre une puissance nominale de 30KW. Fabriqué par ABB MOTORS. Les aéro réfrigérants sont entraînés à vitesse constante de 1476 tr/mn.




Figure II- 10. Moteur asynchrone de l'aerorefrigerant

Conclusion

Dans ce deuxième chapitre, on a parlé sur la turbine d'une manière générale et Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C et on a détaillé beaucoup plus les systèmes d'huiles qui représente le sang de la turbine, puis on a introduit une analyse fonctionnelle de la boucle de refroidissement de cette huile.

CHAPITRE III



Etude Thermodynamique des Turbines à Gaz

Introduction :

Les turbines à gaz ont été utilisées pour produire la puissance mécanique pendant plusieurs années dans l'aviation et les centrales industrielles. Le concept est semblable à celui d'un moteur à combustion qui converti l'énergie d'un carburant en énergie mécanique, mais la différence c'est que le cycle de turbine à gaz fonctionne sans interruption au lieu des cycles alternatifs.

Le but de ce chapitre est d'étude les cycles thermodynamique et performances de la turbine à gaz.

III.1. Cycle thermodynamique des turbines à gaz : [20] [21]

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

III.1.1. Etude de cycle idéal de la turbine à gaz :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (III-1). Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale T_1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale T_3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine
- Le rapport de pression ou taux de compression $R_p = P_2/P_1$

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont: T_1 , T_3 et $R_p = P_2/P_1$.

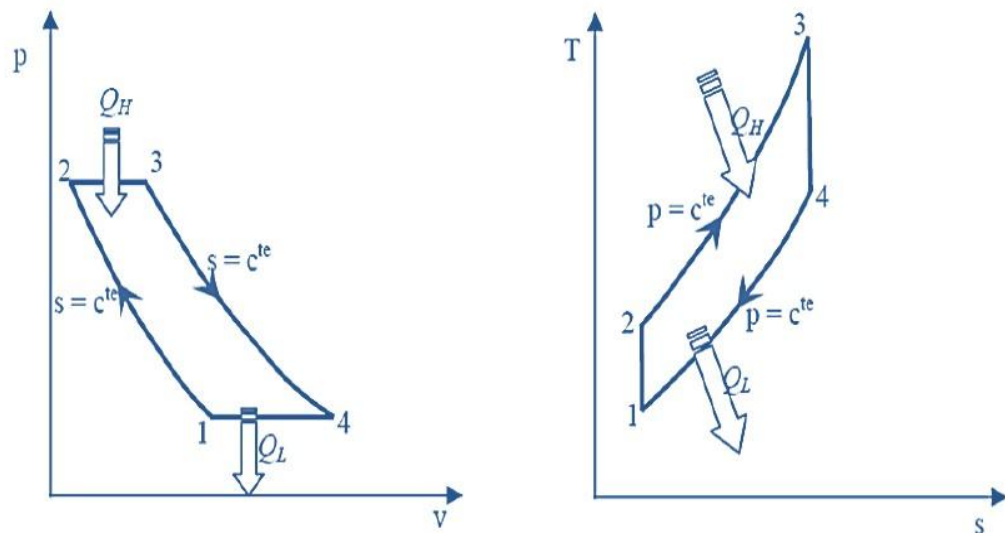
Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constant.

D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.

2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures (III-1) respectivement.



Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

Figure III- 1.Cycle thermodynamique de turbine à gaz

- 1 à 2: compression isentropique,(Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare,(Chambre de combustion).
- 3 à 4 :détete isentropique,(Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique,(Echappement).

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement poly tropique est égal à l'unité.

III.1.2- Etude des différentes séquences :**III.1.2.1- Etude de la compression :**

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

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

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression:

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \dots\dots\dots(III.2)$$

Avec : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$, le rapport de compression.

III.1.2.2- Etude de la combustion :

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = C_p(T_3 - T_2) = C_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \dots\dots\dots(III.3).$$

Avec : $r = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)$

La température maximale du cycle est fixée par le constructeur. Elle varie entre 900°C et 1500°C.

III.1.2.3- Etude de la détente :

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation Suivant :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(III.4)$$

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = C_p(T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \dots\dots\dots(III.5)$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit :

-Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = W_T - W_C = C_P(T_3 - T_4) - C_P(T_2 - T_1)$$

En mettant en évidence le rapport des températures T_3/T_1 qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = C_P T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]$$

En exprimant les rapports de température T_4/T_3 et T_2/T_1 en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$W_{net} = C_P T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \dots\dots\dots (III.6)$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_P((T_3-T_4)-(T_2-T_1))}{C_P(T_3-T_2)} \dots\dots\dots (III.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{((T_3-T_4)-(T_2-T_1))}{(T_3-T_2)} = \frac{r T_1 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \dots\dots\dots (III.8)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots (III.9)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots (III.10)$$

Nous remarquons que le rendement thermique du cycle idéal dépend essentiellement du rapport de compression τ .

III.2- Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :

III.2.1- Cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (h,s) de la figure (III-2).

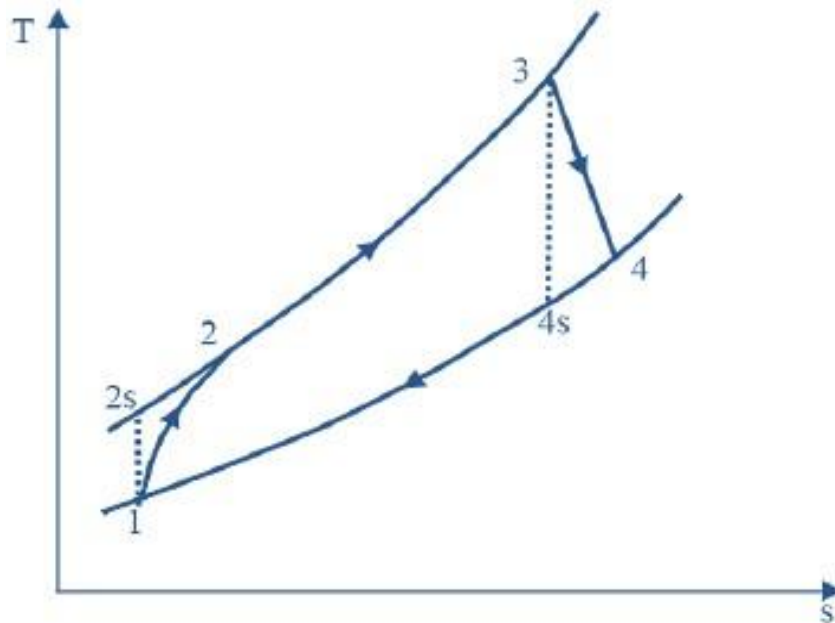


Figure III- 2. Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression

La compression polytropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (III.11)$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{CP} :

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{k-1}{k} \dots\dots\dots (III.12)$$

on peut écrit directement la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{CP}}} \dots\dots\dots (III.13)$$

Le travail réel de compression W_c rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_C = h_2 - h_1 = C_P(T_2 - T_1) = C_P \times T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{CP}}} - 1 \right) \dots\dots\dots (III.14)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = C_P(T_3 - T_2)$$

En utilisant la relation polytropique $T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{CP}}}$ on obtient :

$$Q = C_{Pg} \left(T_3 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{CP}}} \right) \dots\dots\dots (III.15)$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (III.16)$$

Où k est le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant :

$$\begin{cases} k = C_P/C_V \\ C_P - C_V = R \end{cases} \dots\dots\dots (III.17)$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait

Isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(III.18)$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{CP} :

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \times \frac{k-1}{k} \dots\dots\dots(III.19)$$

On écrit donc :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{CP}} \dots\dots\dots(III.20)$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine W_T est égal :

$$W_T = C_p(T_3 - T_4)$$

Il vient :

$$W_T = C_{Pg} \times T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{TP}}} \right) \dots\dots\dots(III.21)$$

Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = W_T - W_C$$

$$W_{net} = C_p(\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_C} \right) \dots\dots\dots(III.22)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = C_p(T_3 - T_2)$$

Nous trouvons donc :

$$Q = C_p \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_C} \right) \right) \dots\dots\dots(III.23)$$

Nous définissons le rendement thermique η_{th} du cycle comme étant le rapport du travail net (W_{net}) sur la quantité de chaleur Q fournie par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_P(\tau^{m-1})\left(\frac{\eta_T T_3 - T_1}{\tau^m \eta_C}\right)}{C_P\left(T_3 - T_1\left(1 + \frac{\tau^{m-1}}{\eta_C}\right)\right)} \dots\dots\dots (III.24)$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{\tau^{m-1}\left(\frac{T_3 \eta_T - \tau^m}{T_1 \eta_C}\right)}{\left(\frac{T_3 - 1 - \tau^{m-1}}{T_1 \eta_C}\right)}}{\frac{\tau^{m-1}}{\left(r - 1 - \frac{\tau^{m-1}}{\eta_C}\right)}} \dots\dots\dots (III.25)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{m-1}}{\tau^m} \frac{(r \eta_T \eta_C - \tau^m)}{\left((r-1)\eta_C - \tau^{m+1}\right)} \dots\dots\dots (III.26)$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du rapport de compression τ mais aussi des rendements isentropiques η_T et η_C de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement η_{th} en dépend également : le rapport $r = \frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie turbine), car on remarque que pour $\eta_T = \eta_C = 1$, le rendement thermique devient égal

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^\gamma} \text{ (Le rendement } \eta_{th} \text{ ne dépend que de } \tau \text{).}$$

III.3- Pertes de charge en cours de combustion :

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (III-3), les pressions durant les processus (2-3) et (4-1) ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

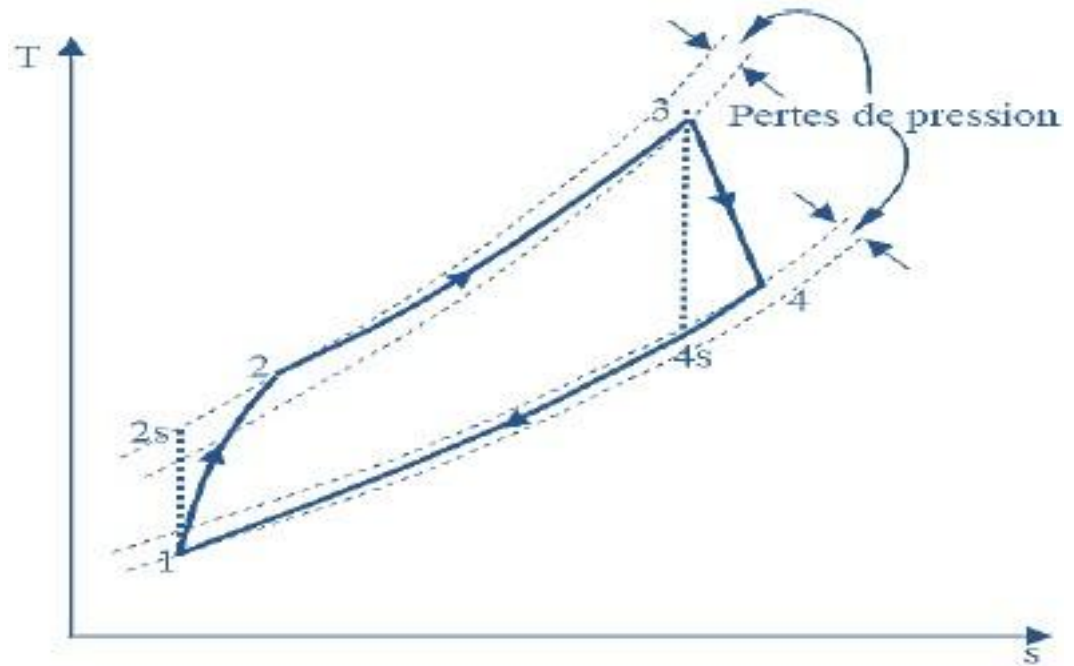


Figure III- 3. Diagramme T-S pour un cycle réel avec pertes de pression

III.4- Influence d'agents externes sur la performance de la turbine :

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

III.4.1- Effet de la température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

III.4.2- Effet de la pression atmosphérique :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle

thermodynamique (HR, etc...) ne sont pas influencés. La figure (III-4) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

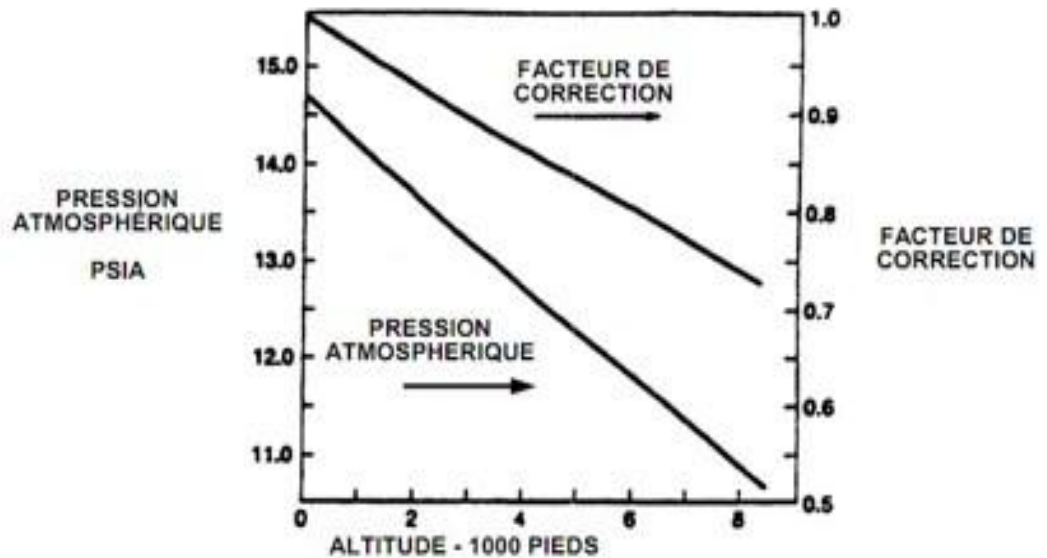


Figure III- 4. Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.

Conclusion :

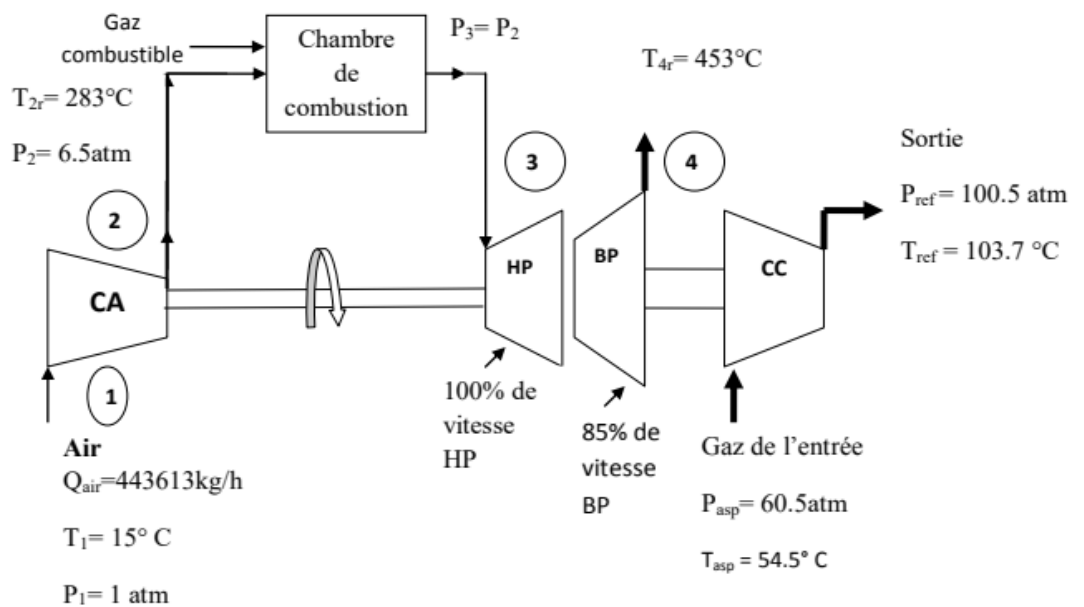
Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, Les facteurs liés à la conception de la machine tels que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

CHAPITRE IV

Calcul thermique de
l'installation de la turbine à
gaz

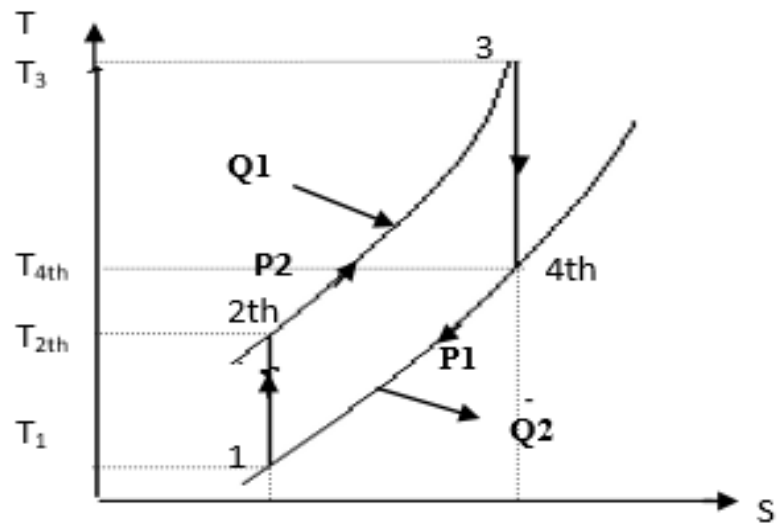
Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, les données standards du constructeur et ensuite. Le but de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures, particulièrement dans le boosting.

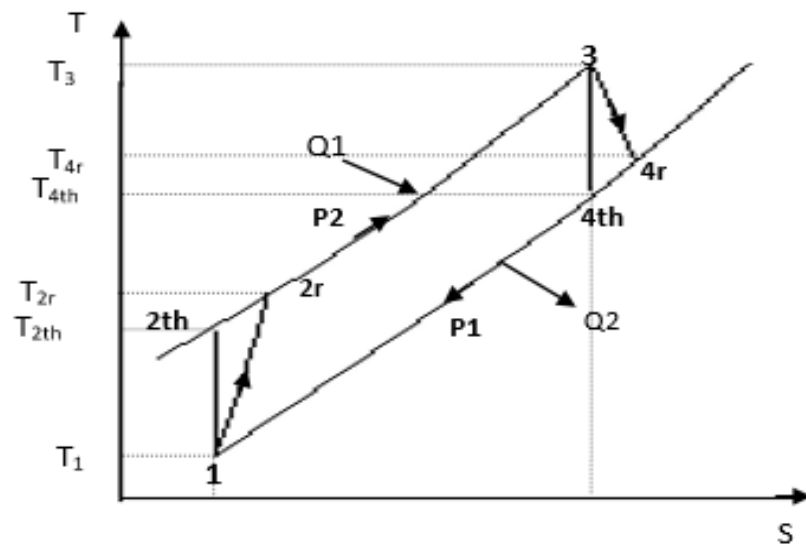
IV.1 Données du problème :

.Figure IV- 1.turbine à gaz MS 5002C

Avec : CA : Compresseur axial , HP : roue haute pression , BP : roue basse pression , CC : Compresseur centrifuge 1^{ier} étage



Cycle théorique de joule



Cycle réel de joule

Figure IV- 2.Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz

1 – 2 : compression isentropique, 2 – 3 : combustion isobare.

3 – 4 : détente isentropique, 4 – 1 : échappement isobare.

IV. 2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :

Le tableau donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C donnés par le constructeur dans les conditions ISO :

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
$T_3 \text{ max} (^{\circ}\text{C})$	966
$T_4 \text{ max} (^{\circ}\text{C})$	582
Puissance utile (kW)	28337
Puissance de chauffe (kJ/kwh)	12308
Excès d'air E (%)	300 – 500
Le taux de compression P_2/P_1	6 - 8
Débit d'air (kg/h) à 15°C	443613
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12153.78
Débit de combustible (kg/h)	5785
PCI (kcal/kg)	10835
Masse volumique du fuel gaz (kg/m^3)	PM = 18.911kg / kmol : $\rho = 0.84$
Masse volumique du fuel gaz (kg/m^3)	PM = 20 kg / kmol : $\rho = 0.89$
Rendement chambre combustion (%)	98
Rendement compresseur axial (%)	88
Rendement turbine total (%)	28.8
Rendement détente (%)	90
de l'air γ	1,4

Table IV- 1.Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C [22]

IV.3 Les paramètres opératoires :

On donne dans le tableau ci-dessus les conditions opératoires de fonctionnement des turbines :

Conditions opératoires	Cas été	Cas hiver
Température asp comp axial T_1 en °C	48	0
Température ref comp ax T_{2r} en °C	313	259
Température échappement T_4 en °C	545	410
Température asp comp centrifuge °C	68.6	54
Température ref comp centrifuge °C	108.5	103
Pression asp comp centrifuge atm	76.1	60
Pression ref comp centrifuge atm	113.7	101
Taux de compression comp axial actuel $\varepsilon = P_2/P_1$	5.9	6.95
Rendement chambre de combustion	98	
Débit refoulement Kg/h	840625.99	

Table IV2 -. les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C [23]

IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine, car au niveau de la boosting les débits mètres ne fonctionnent plus.

On a :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \quad (\text{IV } 1)$$

P_T : Puissance totale de la turbine (kw)

P_U : Puissance utile fournit à la machine réceptrice (kw)

P_{CA} : Puissance absorbée par le compresseur axial (kw)

H_3 : Enthalpie au point T_3 (kcal/kg)

H_4 : Enthalpie au point T_4 (kcal/kg)

Q_{air} : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

$Q_{stoechiométrique}$: débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

Q_C : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h)

De (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 : [24]

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 \quad (\text{IV } 2)$$

On a encore :

$$H_3(Q_{air} + Q_C) - H_2 Q_{air} = (PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} = Q_1 \quad (\text{IV } 3)$$

Q_1 : Chaleur fournie dans la chambre de combustion (kcal/h)

H_2 : Enthalpie du l'air au point T_2 (kcal/kg)

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kcal/kg)

h_C : Enthalpie du combustible a ça température ambiante (kcal/kg)

η_{CC} : Rendement de la chambre de combustion (%)

: A partir de l'équation (3) on obtient

$$H_3 = \frac{((PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})}{(Q_{air} + Q_C)} \quad (\text{IV } 4)$$

On met (4) = (2) :

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 = \frac{[(PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_C)}$$

$$P_T + (Q_{air} + Q_C) H_4 = ((PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$P_T + Q_{air} H_4 + Q_C H_4 = ((PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{((PCI + h_C) \eta_{CC}) - H_4} \quad (\text{IV } 5)$$

IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible Q_C :

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$P_U = C_{P \text{ moy gaz}} \times (T_{ref} - T_{asp})$$

$$P_{CA} = \frac{[(Q_{air} \times W_{CA}) \times 4.18]}{3600} = \frac{[(Q_{air} \times W'_{CA} + Q_{air \text{ refroidir}} \times W''_{CA}) \times 4.18]}{3600}$$

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{P \text{ moy}(T_1, T_2)} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W'_{CA \text{ réalisé au 16 étage}} + W''_{CA \text{ réalisé au 10 étage}}$$

$$W'_{CA} = C_{P \text{ moy}(T_{1R}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W''_{CA} = C'_{P \text{ moy}(T_1, T_{Sr})} \times (T_{Sr} - T_1)$$

On note qu'au niveau de boosting, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 10^{ème} étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

W_{CA} : Travail total réalisé par le compresseur axial (kcal/kg) tel que :

W'_{CA} : Travail réalisé au 16^{ème} étage (kcal/kg).

W''_{CA} : Travail réalisé au 10^{ème} étage (kcal/kg).

P'_{CA} : Puissance absorbée au 16^{ème} étage (kw).

P''_{CA} : Puissance absorbée au 10^{ème} étage (kw).

P_{CA} : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kw).

P_{Sr} : Pression de l'air au 10^{ème} étage (bars).

T_{Sr} : Température de l'air au 10^{ème} étage (°C).

H_4 : Enthalpie du gaz à la température T_4 (kcal/kg).

Puisque les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de combustible étant dans ce cas négligeable, on calcule H_4 avec le C_p de l'air

$$H_4 = C_{P \text{ air } T_{4r}} \times T_{4r}$$

$$H_2 = C_{P \text{ air } T_{2r}} \times T_{2r}$$

Le tableau suivant donne la composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible

constituants du gaz	Y_i' mol	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i Y_i'$ mol	Y_i massique	PCI_i (Kcal/ m ³)	$PCI_i Y_i'$ mol (Kcal/ m ³)
CH ₄	0,8272	16	13,24	0,7	8590	7105.64
C ₂ H ₆	0,0851	30	2,55	0,14	15408	1311.22
C ₃ H ₈	0,0196	44	0,86	0,046	22284	436.76
iC ₄ H ₁₀	0,0028	58	0,16	0,0086	29511	82.63
nC ₄ H ₁₀	0,0041	58	0,24	0,013	29643	121.53
iC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	37917	30,33
nC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	38049	30,44
nC ₆ H ₁₄	0,0005	86	0,043	0,002	46518	23,26
C ₇ ⁺	0.0001	100	0.01	0.0005	57896	5.79
CO ₂	0 ,003	44	0,11	0,0058	0	0
N ₂	0,057	28	1,58	0,084	0	0
Total	1		18,91	1		9147,6

Table IV- 3. Compositions et caractéristiques du gaz combustible [23]

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{moy} = \sum M_i \times Y_i'_{mol} = 18,91$ kg/ kmol.

Concentration massique: $Y_i \text{ massique} = (M_i Y_i'_{mol}) / \sum M_i y'_{i \text{ mol}}$

Pouvoir calorifique inférieur moyen, $PCI_{moy} = \sum PCI_i Y_i'_{mol} = 9147,6$ kcal/m³=10835kcal/kg

La chaleur spéciphique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + B T + C T^2 + D T^3) \quad [24]$$

A, B, C, D: Constantes spéciphiques pour chaque constituant du mélange i .

La chaleur spéciphique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{P\text{ moy}} = \sum_{i=1}^7 C'_{Pi} \times Y'_i$$

La chaleur spécifique massique de l'air

$$C_{\text{Pair}} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4}T + 1,147 \times 10^{-6}T^2 - 4,696 \times 10^{-10}T^3) / 29 \quad [25]$$

T: Température de l'air

IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine :

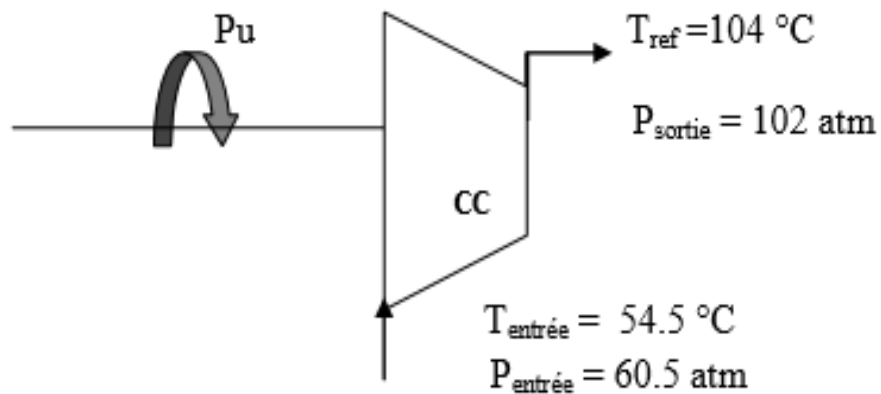


Figure IV- 3.compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions suivantes pour le compresseur centrifuge :

Débit de gaz en kg/h	T entrée °C	T ref °C	P entrée Atm	P sortie Atm	CP entrée	CP sortie
840625	54.5	103.7	60.5	100.5	0,47	0,56

Table IV- 4.Paramètres de marche du compresseur centrifuge

Conditions de fonctionnement de la turbine :

T1 : Température ambiante	15 °C	298 K
T2r : Température réelle de refoulement du compresseur	283 °C	556 K
T4r : Température d'échappement réelle	453 °C	726 K
Taux de compression $\epsilon = P_2 / P_1$	6.5	

Table IV- 5.Paramètres de marche de la turbine

$$C_{p \text{ moy gaz com+p centr}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}})/2 = (0,47 + 0,562)/2$$

 $C_{p \text{ moy ga}}$

$$W_{\text{comp centr}} = C_{p \text{ Moygazcc}} (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}}) = 0,516 \times (103,7 - 54,5)$$

$$W_{\text{CC}} = 25,284 \text{ Kcal / Kg}$$

$$P_U = P_{\text{abs c c}}$$

$$P_U = W_{\text{c c}} \times Q_{\text{gaz refolé}}$$

$$D'où : P_U = (25,284 \times 840625 \times 4,18) / 3600$$

$$P_U = 24679 \text{ kw}$$

IV.7 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:

IV .7.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P_{\text{CA}} = (W_{\text{CA}} \times Q_{\text{air}}) = W'_{\text{CA}} \times Q_{\text{air}} + W''_{\text{CA}} \times Q_{\text{air de refroid}}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = (C_{p \text{ entrée comp ax}} + C_{p \text{ sortie comp ax 16ème étage}}) / 2 = (0,2317 + 0,2384) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = 0,235 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$W'_{\text{CA}} = 0,235 \times (283 - 15)$$

$$W'_{\text{CA}} = 62,98 \text{ kcal/kg}$$

La puissance absorbée par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P_{\text{CA}} = 0,235 (283 - 15) \times 442100 \times 4,18 / 3600$$

$$P_{\text{CA}} = 32329,34 \text{ KW}$$

IV.7.2 Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA} :

$$\eta_{\text{CA}} = \frac{T_{2 \text{ TH}} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

On a:

$$T_{2th} = (\varepsilon)^{\delta-1/\delta} * T_1 = 6.5^{(0,286)*} (15 + 273) \text{ tel que : } \delta = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$$T_{2th} = 491K \longrightarrow T_{2th} = 218.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{CA} = \frac{491 - 288}{556 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$$\eta_{CA} = 76.09 \%$$

IV.7.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10iém étage du compresseur axial T_S :

Le schéma montre le soutirage de dixième étage du compresseur axial :

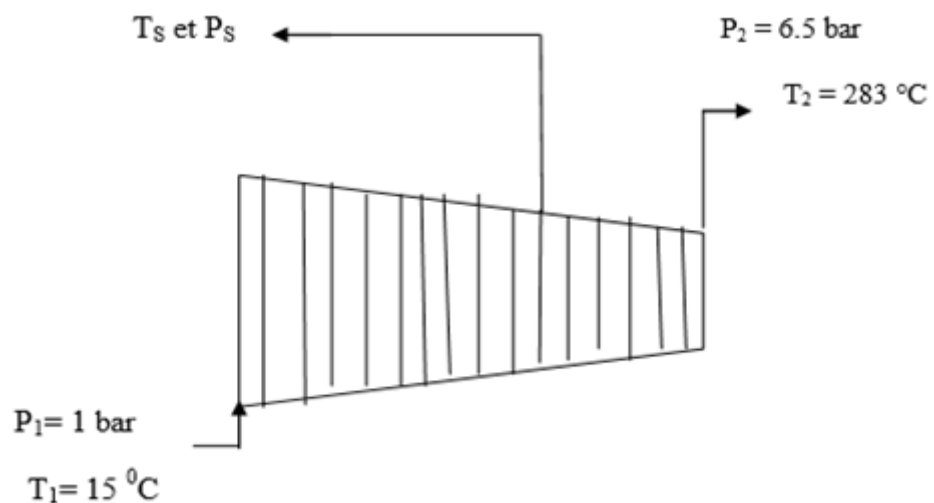


Figure IV- 4Compresseur axial

Avant de déterminer T_S , on doit calculer la pression de soutirage P_S :

$$P_n / P_{n-1} = (\varepsilon)^{1/n} \quad [25]$$

P_n / P_{n-1} : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n.

Pour $n = 16$

$$P_{16} / P_{15} = (6.5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5.78 \text{ atm}$$

Pour $n = 15$

$$P_{15} / P_{14} = (6.5)^{1/15} = 1,13 \longrightarrow P_{14} = 5,11 \text{ atm}$$

De la même manière, on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$P_{11} / P_{10} = (6.5)^{1/11} = 1,18 \longrightarrow P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$P_s = P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$T_{\text{Sth}} = (P_s / P_1)^{\delta-1/\delta} * T_1 = (2,80/1)^{(0,286)*} (273+15)$$

$$T_{\text{Sth}} = 113 \text{ °C} \longrightarrow T_{\text{Sth}} = 386 \text{ K}$$

$$T_{\text{Sr}} = \frac{T_{\text{Sth}} - T_1}{\eta_{\text{CA}}} + T_1 = ((386 - 288)/0,7609) + 288$$

$$T_{\text{Sr}} = 148,6 \text{ °C} = 421,60 \text{ K}$$

IV.7.4 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :

$$C_p \text{ moy gaz comp ax}(T_1, T_{\text{Sr}}) = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie } 10^{\text{ème}} \text{ étage}) / 2 = (0,2317 + 0,2345) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp ax}(T_1, T_{\text{Sr}}) = 0,2331 \text{ kcal / kg °C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10^{ème} étage :

$$W''_{\text{CA}} = 0,2331 \times (148,6 - 15)$$

$$W''_{\text{CA}} = 31,14 \text{ kcal/kg}$$

IV.7.4 .1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial :

$$P_{\text{CA}} = (62,98 \times 442100 \times 4,18 / 3600) + (31,14 \times 12153,78 \times 4,18 / 3600)$$

$$P_{\text{CA}} = 32769 \text{ Kw}$$

IV.7.4 .2 Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H_4 :

$$H_4 = C_{pT4r} T_{4r}$$

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommée, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$\text{à } T_{4r} = 453 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a: } C_{PT4r} = 0,2454 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_4 = 0.2454 \times 453$$

$$H_4 = 111.18 \text{ Kcal/kg}$$

IV.7.4 .3 Détermination de l'enthalpie au point 2 :

$$H_2 = C_{PT2r} \times T_{2r}$$

$$\text{à } T_{2r} = 283 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{PT2r} = 0,2389 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_2 = 67.59 \text{ Kcal / kg}$$

IV .7. 4 .4 Calcul de l'enthalpie du combustible :

$$h_C = C_{P \text{ gaz}} \times T_{\text{amb}} = 0,248 \times 15$$

$$h_C = 3,72 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Calcul du débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule (IV 5):

$$Q_C = \frac{\left\{ \left(\frac{3600}{4.18} \right) \times [(24679 + 32329.34)] + [(111.18 - 67.59) \times 442100] \right\}}{[(10835 + 3.72) \times 0.98 - 111.18]}$$

$$Q_C = 6540 \text{ kg/h}$$

IV.7.4.5 Recalcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible :

Après avoir déterminé le débit du combustible consommé par une machine, on peut calculer la C_p des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

à $T_{4r} = 453 \text{ °C}$ on a :

$$CP_{GE} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4/1000) \quad (\text{IV } 6)$$

E : Excès d'air tel que : $E = Q_{air} / Q_C \times Q_{air \text{ stœchiométrique}}$

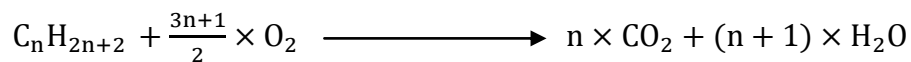
IV 7.4 .6 Détermination du débit d'air stœchiométrique :

$Y_{\text{MolaireO}_2 \text{ dans l'air}} = 21 \%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 \cdot 32) / 29 = 0,23 \text{ Kg d'O}_2 / 1 \text{ Kg d'air}$

D'ou débit d'air nécessaire : $Q_{air \text{ stœchiométrique}} = m_{O_2} / Y_{\text{massO}_2}$

IV.7.4.7 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :

Selon la réaction de combustion



On obtient :

$$m_{O_2} = \frac{\left(M_{O_2} \times \left(\frac{3n+1}{2} \right) \times Y_i \right)}{M_i}$$

Le tableau suivant donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH ₄	2,8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
iC ₄ H ₁₀	0,03
nC ₄ H ₁₀	0,045
iC ₅ H ₁₂	0,011
nC ₅ H ₁₄	0,011
nC ₆ H ₁₆	0,008
nC ₇₊	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

Table IV- 6. Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible

$$Q_{\text{air stoechiométrique}} = \frac{3.58}{0.23}$$

$$Q_{\text{air stoechiométrique}} = 15,56 \text{ Kg d'air} / 1\text{Kg de combustible}$$

$$\text{Pour } Q_C = 6540 \text{ kg / h , il faut : } Q_{\text{air stoechiométrique}} = 99225.186 \text{ kg}$$

IV.7.4.8 Détermination de la valeur de l'excès d'air:

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C \times Q_{\text{air stoechiométrique}}) = 442100 / (6540 \times 15,56)$$

Soit ;

$$E=4,34 \quad E=434.44 \%$$

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

$$\rho_{\text{air}}^{T^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} (273 / 273 + T)$$

$$\text{Pour } T=0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV7})$$

$$\text{Pour } T^{\circ}=15^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho^{T^{\circ}} = \rho^{15^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} \times (273 / (273 + 15))$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,29 \times (273 / (273 + 15)) = 1,29 \times 0,947$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,227 \text{ kg / m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 442100 \text{ kg / h à } 15^{\circ}\text{C avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} \times \rho_{\text{air}}^{15^{\circ}}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (7).

$$Q_{\text{air volumique}} = 442100 / 1,227 = 361540 \text{ m}^3 / \text{h.}$$

$$\text{Pour : } T=0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \longrightarrow Q_{\text{air}} = 361540 \times 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 466386.6 \text{ kg / h à } 0^{\circ}\text{C.}$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 153.78 kg/h sont soutiré du 10^{ème} étage :

$$Q_{\text{air}} = [466386.6 - 1619.10 \times T] - 12 153.78$$

$$\text{Où : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (466386.6 - 442100) / (0 - 15) = - 1619.10 \text{ kg / h}^{\circ}\text{C}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire les débits massiques :

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré(kg/h)
0	1.29	466390.195
15	1.22	442100
20	1.20	434550
25	1.18	427260
30	1.16	420210
35	1.14	413390
40	1.12	406790
45	1.10	400390
48	1.09	396650

Table IV- 7.Le débit d'air en fonction de la température ambiante

IV.7.4.9 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :

A partir de la formule (6) :

$$C_{PGET4} = [0.9718 + 0.044/4.344 + (0.0536/4.344 + 0.0927)(453 + 273/1000)] / 4.18 \quad [6]$$

$$C_{PGET4} = 0.246 \text{ kcal / kg K}$$

IV.7.4.10 L'Enthalpie à la température T₄ en tenant compte du débit de combustible H'₄ :

$$H'_4 = C_{PGET4} (T_4 - 273)$$

$$H'_4 = 111.57 \text{ kcal / kg}$$

Remarque 1 :

L'enthalpie H'₄ en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H₄ en négligeant ce dernier (débit de combustible).

On recalcule le débit Q_C avec H'₄ d'après la relation(IV5) :

$$Q'_c = 6809.4 \text{ kg/h}$$

Remarque 2 :

$$Q'_c - Q_c = 269.4 \text{ kg / h}$$

$$\text{L'erreur donc est : } (269.4/6809.4) \times 100 = 3.95 \%$$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'_4 est toujours supérieur de 3.95 % par rapport au débit de combustible calculé avec H_4 où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

IV .7.4 .11 Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :

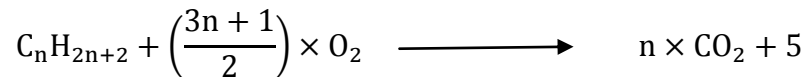
Débit d'air pour un excès d'air qui est égale à $E = 4,348$:

$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stœchiométrique}} \times E = 15,56 \times 4,344$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 67.59 \text{ Kg d'air / 1Kg de combustible}$$

IV.7.5 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :

**IV.7.5 .1 Détermination de la quantité d'O₂ nécessaire par 1Kg de combustible :**

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} - Q_{\text{air stœchiométrique}}) \times Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (67.59 - 15,56) \times 0,23$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = 11,96 \text{ Kg d'O}_2 \text{ émis / 1Kg de combustible}$$

IV.7.5 .2 Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible :

$$m_{N_2} = Q_{\text{air en excès}} \times Y_{N_2} \text{ (dans l'air)} + Y_{N_2} \text{ (dans le gaz combustible).}$$

$$67.59 (1 - 0,23) + 0,084 = 52.13 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 52.13 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

IV.7.5.3 Détermination des quantités de CO₂ et de H₂O émises :

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO₂ et H₂O émises vers l'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion :

$$m_{\text{CO}_2} = (M_{\text{CO}_2} \times n \times Y_i) / M_i \quad (\text{IV } 8)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = (M_{\text{H}_2\text{O}} \times (n+1) \times Y_i) / M_i \quad (\text{IV } 9)$$

La résultat obtenu est donné par le tableau suivant :

Constituants	Composition du gaz combustible $Y'_{i \text{ mol}}$	Masse de CO ₂ libérée par constituant (Kg)	Masse de H ₂ O libérée par constituant (Kg)
CH ₄	0,8272	1,92	1,57
C ₂ H ₆	0,0851	0,4	0,24
C ₃ H ₈	0,0196	0,14	0,075
iC ₄ H ₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC ₄ H ₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC ₅ H ₁₂	0,0008	0,009	0,0046
nC ₅ H ₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC ₆ H ₁₆	0,0005	0,007	0,0033
nC ₇ ⁺	0,0001	0,0016	0,00076
CO ₂	0,003	0,0058	
N ₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

Table IV- 8. Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement

IV.7.5.4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement :

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{\left(\frac{m_i}{M_i}\right)}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (\text{IV } 10)$$

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (\text{IV } 11)$$

D'après les formules (10) et (11), on obtient le tableau suivant :

Constituants des gaz d'échappement	$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}}$	$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}}$	$M_i Y_{i \text{ GE}}$
CO ₂	0,025	0,039	1,11
H ₂ O	0,047	0,030	0,84
O ₂	0,16	0,170	4,97
N ₂	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28,56

Table IV- 9. Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement

IV.7.5.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :

$$PM_{\text{moy GE}} = \sum M_i \times Y_{i \text{ GE}}$$

$$PM_{\text{moy}} = 28,56 \text{ kg / kmol}$$

VI .8. Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3r}

On calcule en premier lieu l'enthalpie H_3 .

VI.8 .1 Détermination de l'enthalpie H_3 :

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_c) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C$$

Donc :

$$H_3 = \{(PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C + H_2 Q_{\text{air}}\} / (Q_{\text{air}} + Q_C)$$

$$H_3 = \frac{[(10835 + 3.72) \times 0.98 \times 6540 + 67.59 \times 442100]}{(442100 + 6540)}$$

$$H_3 = 221.45 \text{ kcal / kg}$$

$$H_3 = 925.66 \text{ kJ / kg}$$

$$H_3 = C_p (T_3 - 273)$$

$$H_3 = \left[0.98228 + 0.1055 \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right] (T_3 - 273)$$

$$0.98228 T_3 + \left(\frac{0.1055}{1000}\right) (T_3)^2 - 0.98228 \times 273 - \left(\frac{0.1055}{1000}\right) \times 273 \times T_3 = H_3$$

$$0.1055/1000 T_3^2 + 1.011 T_3 - 268.162 - 925.66 = 0$$

$$0.0001055 T_3^2 + 0.9534 T_3 - 1231.708 = 0$$

$$T_3 = 1145.023 \text{ K} \quad T_3 = 872.023 \text{ °C}$$

IV. 9 Détermination de la température théorique T_{4th} :

$$\text{On a : } T_3 = (\varepsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{4th} \longrightarrow T_{4th} = 1 / ((\varepsilon)^{\delta-1/\delta}) \times T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r}$$

IV.9. 1 Calculons δ au point T_3 :

$$\text{On a : } r = C_p - C_v$$

$$\delta = C_p / C_v$$

IV.9 .2 détermination de C_{PT3} :

$$C_{PT3} = H_3 / (T_{3r} - 273) = 221.45 / (1145.023 - 273)$$

$$C_{PT3} = 0,2542 \text{ kcal/kg °C}$$

IV.9 .3 détermination de C_{VT3} :

$$\delta_{echap} = C_p/C_v \longrightarrow C_v = C_p / \delta_{echap} \text{ et } C_v = C_p - r$$

Tel que :

$$r = 1,98/\text{masse moléculaire}$$

$$C_v = 0,2542 - 1,98/ 28,56$$

$$C_{VT3} = 0,184 \text{ kcal/kg}$$

$$\delta_{echap} = 0,254/0,184$$

$$\delta_{echap} = 1,374$$

$$\text{D'où : } \delta-1/ \delta = 0,272$$

On a :

$$T_{4th} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (1/6.5)^{0,267} \times (1145.023)$$

$$T_{4th} = 686.70 \text{ K}$$

$$T_{4th} = 413.7 \text{ °C}$$

IV. 10 Détermination du rendement de la détente de la turbine :

$$\eta_d = \frac{T_{3r} - T_{4r}}{T_{3r} - T_{4Th}} = \frac{1145.023 - 750}{1145.023 - 686.70}$$

$$\eta_d = 90.40$$

IV. 10 .1 Détermination du rendement global de la turbine :

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

IV. 10 .2 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_1 = H_3 \times (Q_{air} + Q'_c) - H_2 \times Q_{air}$$

$$Q_1 = 221.45 \times (442100 + 6809.4) - 67.59 \times 442100$$

$$Q_1 = 69528000 \text{ kcal / h}$$

IV. 10 .3 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = H'_4 \times (Q_{air} + Q_c) - H_1 \times Q_{air}$$

Avec :

$$H_1 = C_{PGET1} \times T_1 = 0,241 \times 15$$

$H_1 = 3,615 \text{ kcal/kg}$

IV .10 .4 La chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = 111.57 (442100 + 6540) - 3.615 \times 442100$$

$$Q_2 = 48457000 \text{ kcal / h}$$

Application numérique :

$$\eta_T = (69528000 - 48457000) / 69528000$$

$$\eta_T = 30.25 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous, l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge

T1 =288K	Pu =24679 kW	$\eta_T = 30.25 \%$
T2 =556K	Pca =32769 kW	
T3 = 1145.023K	m _{air} =442100 kg/h	
T4 =726	m _C =6540 kg/h	
P2/P1 =6.5	E =4.34	

Table IV- 10.résultats des calculs pour les données du constructeur.

IV. 10. 5Calcul thermodynamique à partir des données réelles :

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données du constructeur à une température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour une température de 48°C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

IV .10.5.1 Données de départ :

Avant d'entamer la procédure de calculs du cycle thermodynamique, pour une température de 48 °C, nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur le site de Hassi R'mel et qui sont nécessaires pour le calcul :

- Température ambiante : 321K
- La pression atmosphérique : 1bar
- Pression de refoulement du compresseur axial : 5.9bars
- Température d'échappement des gaz brûlés : 818K
- Température de refoulement du compresseur axial : 586K

IV.10 .5.2 Résultats des calculs :

On a procédé avec la même méthode de calcul a 48°C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

T1 =321K	Pu =20095	$\eta_T = 25.67 \%$
T2 =586K	Pca =29120	
T3 = 1141.006K	m _{air} =396650	
T4 =818K	m _C =6338,7	
P2/P1 =5.9	E =4.02	

Table IV- 11.résultats des calculs

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C et 48°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau suivant :

paramètres	Cas 48 °C	Cas 15 °C	Différence
puissance utile en kW	20095	24679	-4584
puissance compresseur axial en kW	29120	32769	-3649
Température refoulement CA T2r (°C)	313	283	30
Température échappement T4r (°C)	545	453	92
mc (kg/h)	6338,7	6540	-201,3
mair (kg/h)	396650	442100	-45450
Rendement thermique η_T	25,67%	30,25%	-4,58%

Table IV- 12. Comparaison entre les deux cas de fonctionnement

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une température de 48° C ont diminués par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{24679 - 20095}{24679} = 18.57\%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0.3025 - 0.2567}{0.3025} = 15.14\%$$

Donc la puissance utile diminue de 18.57 % et le rendement thermique de 15.14 %.

IV. 10 .6 Résultats et interprétation :

IV. 10 .6 .1 Puissance utile :

La figure IV.5 illustre la que l'augmentation de la température ambiante conduit à l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur et à la diminution de la puissance utile

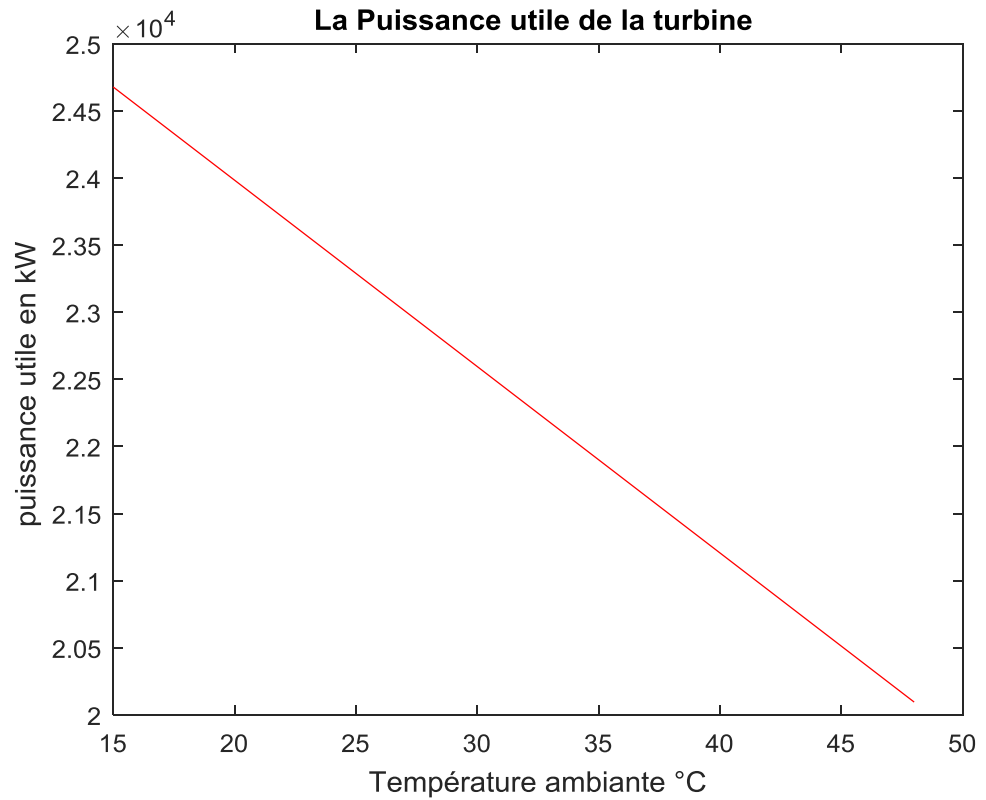


Figure IV- 5. résultats la Puissance utile de la turbine thermique

IV. 10 .6 .2Rendement global de la turbine :

différentes deux valeurs de la température ambiante est représentée sur la figure IV.6 constate, l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution du rendement thermique global.

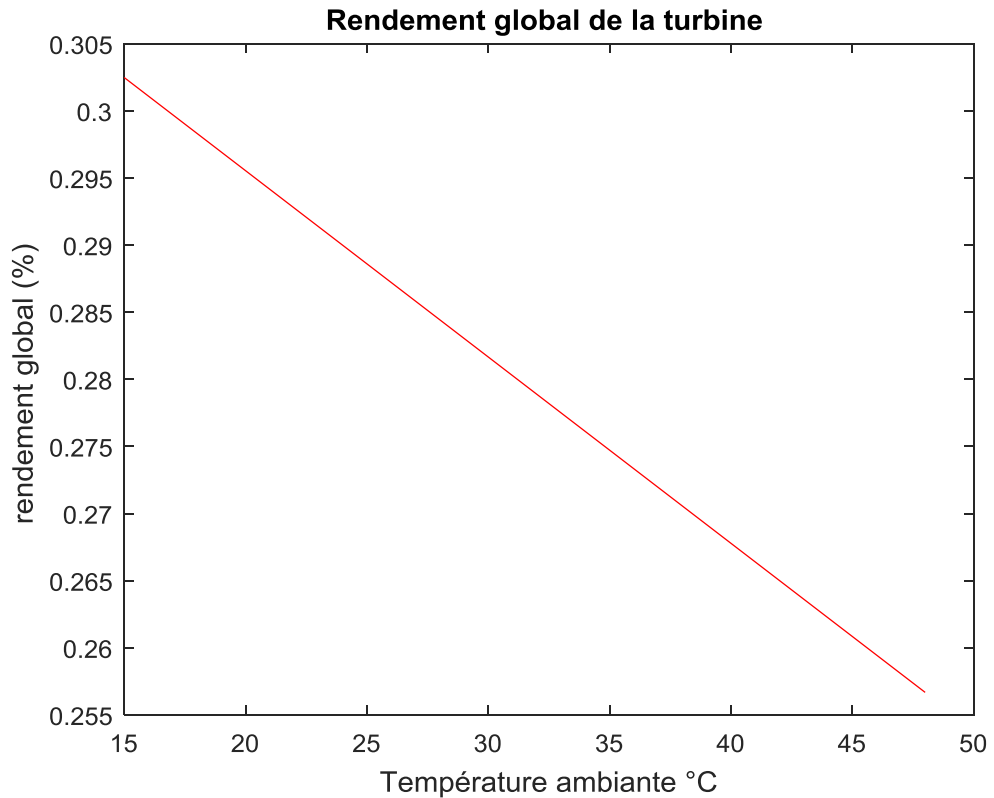


Figure IV- 6.résultats de rendement global de la turbine de thermique

CONCLUSION :

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier. Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température à une valeur de 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.57 % et le rendement thermique de l'ordre de 15.14 %

On note que la diminution de la courbe de la puissance et du rendement a été fondue dans une étude précédente, voir la mémoire de magister : Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier dans la génération de l'électricité , des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures , dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables de température , de pression et d'humidité Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant revêt un caractère urgent . La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz dans le module de compression du gaz de Rassi Rimel sur lequel repose l'industrie gazière de Algérie. Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitations , notamment la température ambiante

Références bibliographiques

Référence bibliographiques

- [1] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [2] M.ACocca – Schenectady. NY GE Power Systems * N. Macuci "Performance and Reliability Improvements dor MS5002 Gas Turbines" Nuovo pignone, Florence, Italy1999
- [3] Bhargava R. K., Bianchi. M., De Pascale A., Negri di Monténégro. G. Peretto. A., "Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review " International Conference on Power Engineering-2007, October 23-27, 2007, Hangzhou, China.
- [4] BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [5]BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [6] S.Nedjmi, « étude et analyse technologique, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002B », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).
- [7] H.Mosli, et D.Benseddik, S.Brahimi, «Etude de turbine à gaz MS5002b », PFE master professionnel, Université Kasdi Merbah – Ouargla (2012/2013).
- [8] Technique de l'ingénieur (B4425), « Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie ». Version PDF en français.
- [9] M.Giraud, J.Silet. [Turbine à gaz aéronautiques et terrestres] [10/05/2016].
- [10] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné", mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010)
- [11]Amir Abbas Zadpoor and Ali Hamedani Golshan, 2006 ,«Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system», Energy 31 (2006).
- [12] BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [13]MEHERWANP. Boyce: Gaz Turbine Engineering Handbook, Gulf Professional Publishing, Third Edition, USA, 2006.

Référence bibliographiques

- [14] Manuel d'instructions, de fonctionnement et d'entretien (Volume I) GEPS Oil & Gas Nuovo Pignone 1992
- [15] A.Beggat, A.Necera, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C », PFE de master, Université Kasdi Merbah – Ouargla, (2010/2011).
- [16] Energie Information Administration.
<http://www.fondssouverains.com/article-31442172.html>
- [17] NOUVO PIGNONE: Manuel d'instructions, opérations et d'entretien pour turbine à gaz MS5002C, Florence, ITALY, 2001
- [18] JAPON GAZ CORPORATION (JGC) : Projet Boosting HASSI R'MEL SONATRACH, Algérie, 2003.
- [19] M. SLINI et A.MENIDJEL : Formation Industrie Séminaire « aeros réfrigérants », IAP SKDCDA, 2009.
- [20]. BOUAM Abdellahthèse « Amélioration Des Performances Des Turbines A Gaz Utilisées Dans L'industrie Des Hydrocarbures Par L'injection De Vapeur D'eau » 2008.
- [21]. Book 'Fundamentals of Engineering Thermodynamiques' by Michael j .Moran, Howard N. Shapiro fifth Edition
- [22] NUOVO PIGNONE, Guide pratique des turbines à gaz Italie MS5002C (document de constructeur 1999
- [23] archiverelver service Exploitation
- [24] UNGIK LEE , applied Hydrocarbon Thermodynamics volume 1
- [25] Royce N .Broun ,Compressors (selection et sizing)

ملخص

في السنوات الأخيرة، وتوربينات الغاز تلعب دورا هاما في أنظمة توليد الطاقة مثل محطات الطاقة النووية وإنتاج الغاز الطبيعي . حيث تم تقديم MS5002 في السبعينيات وتم تحديثه وترقيته على مر السنين لتلبية متطلبات الإنتاج المتزايدة للصناعة . وهو عبارة عن توربين غازي ثنائي العمود للخدمة الشاقة مصمم لتحقيق كفاءة تشغيل عالية على نطاق واسع من ظروف السرعة والحمل . تم تصميم هذا التوربين لتطبيقات الدفع الميكانيكي مثل تعزيز الغاز وحقن الغاز / إعادة الحقن وخطوط الأنابيب ومحطات الغاز الطبيعي المسال وتخزين الغاز . لديها نطاق سرعة تشغيل واسع لتلبية متطلبات المعدات المدفوعة الأكثر شيوعاً (ضواغط ومضخات الطرد المركزي) بالإضافة إلى القدرة على حرق مجموعة كبيرة ومتنوعة من الغاز والوقود السائل. على الرغم من العديد من المزايا من هذه المعدات إلا أنه ذو حساسية عالية وذلك ناتج عن تأثير اختلاف درجة حرارة الهواء المحيط والذي يتغير بشكل كبير بين الليل والنهار والصيف والشتاء، وذلك فإن الكفاءة الحرارية لهذه الآلات هي المتضررة. الهدف الرئيسي من هذا العمل يتمثل في دراسة حرارية من توربينات الغاز MS5002C المستخدمة في ظروف الحرارة القياسية في حاسي الرمل بعد حسابات الحالتين (15 درجة مئوية و 48 درجة مئوية)، وكانت نتائج الكفاءات الحرارية (30,25% و 25,67%) وبالتالي فإن انخفاض إنتاج الطاقة بنسبة % 18.57 وانخفاض الكفاءة الحرارية بنسبة % 15.14 .

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغازية ، الكفاءة الحرارية ، درجة الحرارة ، قدرة الاحتراق.

Résumé :

Ces dernières années, les turbines à gaz jouent un rôle important dans les systèmes de production d'électricité tels que les centrales nucléaires et la production de gaz naturel. Le MS5002 a été introduit dans les années 1970 et a été mis à jour et amélioré au fil des ans pour répondre aux demandes de production croissantes de l'industrie. Il s'agit d'une turbine à gaz à double colonne robuste conçue pour atteindre un rendement de fonctionnement élevé sur une large gamme de conditions de vitesse et de charge. Cette turbine est conçue pour les applications de propulsion mécanique telles que la suralimentation, l'injection / réinjection de gaz, les pipelines, les usines de GNL et le stockage de gaz. Il a une large plage de vitesse de fonctionnement pour répondre aux exigences des équipements propulsés les plus courants (compresseurs et pompes centrifuges) ainsi que la capacité de brûler une grande variété de combustibles gazeux et liquides. Malgré les nombreux avantages de cet équipement, il présente une sensibilité élevée en raison de l'effet de la différence de température de l'air ambiant, qui varie considérablement entre la nuit et le jour, l'été et l'hiver, de sorte que l'efficacité thermique de ces machines est affectée. L'objectif principal de ce travail est d'étudier une étude thermique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de température standard à Hassi

Rmel après calculs des deux cas (15 ° C et 48 ° C), et les résultats des rendements thermiques ont été (30,25% et 25,67%) et donc La diminution de la production d'énergie de 18,57% et la diminution de l'efficacité thermique de 15,14%.

Mots clés : Turbine à gaz, rendement thermique, température, capacité de combustion.

Summary:

In recent years, gas turbines have played an important role in power generation systems such as nuclear power plants and natural gas production. The MS5002 was introduced in the 1970s and has been updated and improved over the years to meet the increasing production demands of the industry. It is a heavy-duty twin column gas turbine engine designed to achieve high operating efficiency over a wide range of speed and load conditions. This turbine is designed for mechanical propulsion applications such as supercharging, gas injection / re-injection, pipelines, LNG plants and gas storage. It has a wide operating speed range to meet the requirements of the most common propelled equipment (compressors and centrifugal pumps) as well as the ability to burn a wide variety of gaseous and liquid fuels. Despite the many advantages of this equipment, it has high sensitivity due to the effect of the difference in temperature of the ambient air, which varies considerably between night and day, summer and winter, so that the thermal efficiency of these machines is affected. The main objective of this work is to study a thermal study of the MS5002C gas turbine used under standard temperature conditions at Hassi Rmel after calculations of the two cases (15 ° C and 48 ° C), and the results of the yields thermals were (30.25% and 25.67%) and therefore The decrease in energy production by 18.57% and the decrease in thermal efficiency by 15.14%

Keywords: Gas turbine, thermal efficiency, temperature, combustion capacity.