

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

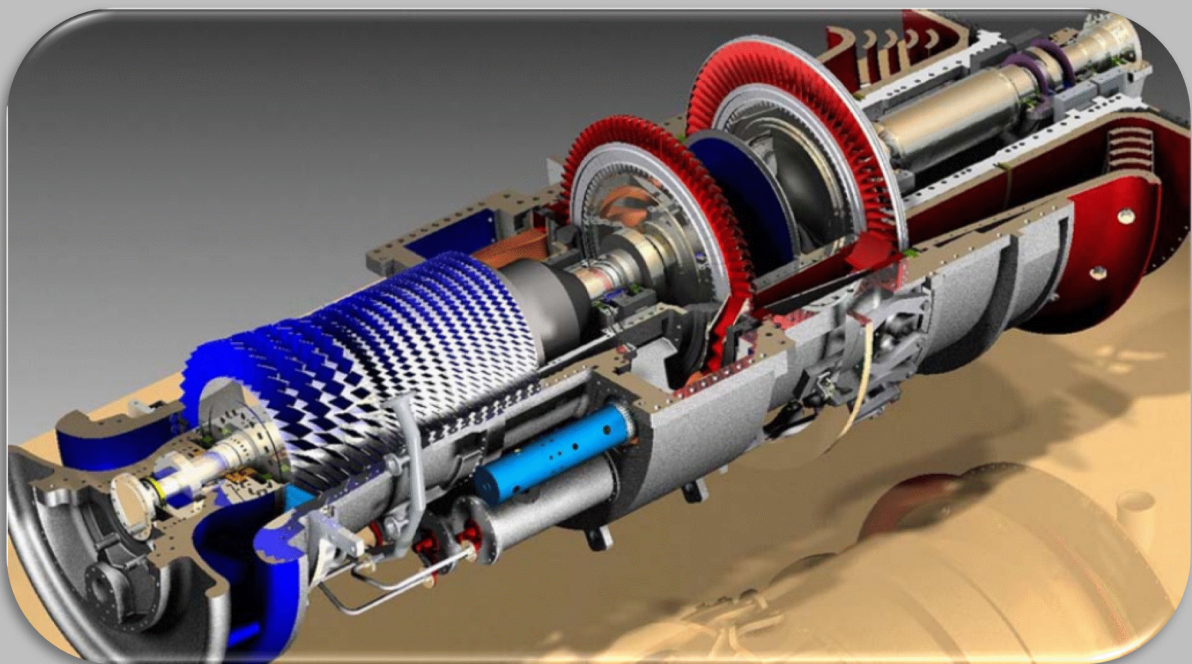
**Université Mouloud MAMMERI DE Tizi-Ouzou
Faculté de génie de la construction
Département de génie mécanique**



**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER PROFESSIONNEL EN GENIE MECANIQUE
SPECIALITE: ENERGETIQUE
OPTION: FCC**

THEME

**« Etude thermodynamique, et estimation de la
fiabilité de la turbine à gaz MS5002C selon
la modélisation de Weibull. »**



**Proposé et suivi par:
M^r BOURAS Rachid**

**Réalisé par:
MACHENE Mokrane**

Promotion 2014/2015

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier mon bon Dieu.

Je tiens à remercier vivement M^r : BOURAS Rachid pour m'avoir proposé ce sujet, pour son aide précieuse et ses conseils, et pour sa rigueur dans le suivi de ce travail.

Je tiens aussi à adresser mes remerciements les plus particuliers à M^r HAMZAOUI qui m'a vraiment aidé, suivi et guidé.

Je tiens aussi à remercier profondément tous ceux qui m'ont aidé à bien bénéficier d'un stage au sein de la SONATRACH à HASSI R'MEL, et l'ensemble du personnel de la station boosting centre.

J'exprime également ma reconnaissance aux membres du jury qui ont accepté de juger ce mémoire.

MACHENE Mokrane



Dédicaces



Ce travail est dédié à :

Mes chers parents qui ont sacrifié leurs modestes vies pour qu'on puisse étudier...

Mes frères et sœurs...

*Mes collègues de la branche énergétique, Université MOULOUD MAMERI
TIZI-OUZOU...*

Mes enseignants et professeurs...

*A toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail
Un grand Merci.*

MACHENE Mokrane



Nomenclatures

Symboles	Désignations	Unités
M	Masse molaire	[kg. Mol ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg. m ⁻³]
h	Enthalpie spécifique	[kj. Kg ⁻¹]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg. s ⁻¹]
Q _v	Débit volumique de l'air	[m ³ . S ⁻¹]
d	Densité du gaz	[-]
C _p	Chaleur spécifique à pression constante	[kj. Kg ⁻¹ . K ⁻¹]
C _s	Consommation spécifique	[kg.MWh ⁻¹]
G ₀	Pouvoir comburivore du carburant	[kg _a .kg _c ⁻¹]
N	Vitesse de rotation	[tr. mn ⁻¹]
ε_c	Taux de compression	[-]
α	Coefficient d'excès d'air	[-]
γ	Exposant isentropique	[-]
λ_k	Caractéristique de MEKONOVLOV	[-]
P	Pression	[bar]
ΔP	Perte de pression	[bar]
P _c	Puissance du compresseur	[MW]
P _T	Puissance de la turbine	[MW]
P _u	Puissance utile	[MW]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kj. Kg ⁻¹]

Q_{cc}	Quantité de chaleur fournie au fluide	[kj]
R	Constante des gaz parfait	[kj.mol ⁻¹ .k ⁻¹]
η_{pc}	Rendement polytropique de compresseur	[-]
η_c	Rendement de compresseur	[%]
η_{isc}	Rendement isentropique de compresseur	[%]
η_{th}	Rendement thermique	[%]
T	Température	[K]
W_c	Travail spécifique du compresseur	[kj. Kg ⁻¹]
W_T	Travail net spécifique de la turbine	[kj. Kg ⁻¹]
Z	Altitude	[m]
ε_{TBP}	Taux de détente de la turbine basse pression	[-]
ε_{THP}	Taux de détente de la turbine haute pression	[-]

Indices	Désignations
atm	atmosphère
amb	ambient
opt	optimal
a	air
g	gaz
c	combustion
i	isentropique
THP	Turbine haut pression
TBP	Turbine basse pression
THG	Thermique global
Cc	Chambre de combustion
mc	Mécanique du compresseur
inj	Paramètre d'injection

Liste des tableaux

N°	Titre	Page
Tableau 01	Les installations gazière de Hassi R'mel.	07
Tableau 02	Capacité de production.	10
Tableau 03	Parc des turbines à gaz installées à Hassi R'mel.	11
Tableau 04	Ensembles des paliers.	38
Tableau 05	Les différents paramètres à chaque point de la turbine.	62
Tableau 06	Les résultats de calcul d'après les données sur site.	63
Tableau 07	La comparaison entre les résultats obtenus sur le site et celle de constructeur.	63
Tableau 08	Les valeurs des performances de la turbine en fonction de différent mois de l'année.	64
Tableau 09	Inspections typiques de système de combustion.	70
Tableau 10	Inspections typiques de la veine des gaz chauds.	71
Tableau 11	Inspections typiques de révision générale.	72
Tableau 12	Mode de contrôle des paramètres importants.	73
Tableau 13	Les caractéristiques des trois distributions de la courbe en baignoire.	80
Tableau 14	Historique des interventions de la turbine à Gaz MS5002C.	91
Tableau 15	Classement des données en ordre croissant.	92
Tableau 16	Les résultats obtenus par les calculs et l'annexes B et C.	94
Tableau 17	Les résultats des calculs de la fiabilité.	95
Tableau 18	Les résultats des calculs de test K.S.	99

Liste des figures

N°	Titre	Page
Fig 01	Position géographique du champ de Hassi R'mel.	02
Fig 02	Organisation de la direction Régionale de Hassi R'mel.	04
Fig 03	Composition du parc d'exploitation.	06
Fig 04	Schéma du processus industriel à Hassi R'mel.	09
Fig 05	Les éléments d'une turbine à gaz.	14
Fig 06	Variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la machine (Condition ISO).	15
Fig 07	Classification des turbines à gaz.	15
Fig 08	Turbine à mono-arbre et turbine à bi-arbre.	16
Fig 09	Turbine à action et turbine à réaction.	17
Fig 10	Représentation de cycle ouvert et cycle fermé.	18
Fig 11	Représentation du cycle à régénération.	18
Fig 12	Les composants principaux d'un turboréacteur.	20
Fig 13	Avion nucléaire.	21
Fig 14	Production d'électricité par Turbine à gaz-cycle simple.	22
Fig 15	Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé.	22
Fig 16	Réinjection des gaz résiduels.	23
Fig 17	Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre.	28
Fig 18	Rotor et stator du compresseur.	29
Fig 19	Command des IGV.	30
Fig 20	Corps avant compresseur.	31
Fig 21	Aubes de rotor.	32
Fig 22	L'enveloppe de combustion.	33
Fig 23	Chambre de combustion.	33
Fig 24	Pièces de transition.	34
Fig 25	Bougie d'allumage.	34
Fig 26	Détecteur de flammes ultraviolettes.	35
Fig 27	Directrice 1 ^{ère} étage.	36
Fig 28	Directrice 2 ^{ème} étage.	36
Fig 29	Tuyères 2ème étage.	36

Fig 30	Tuyères 2ème étage.	36
Fig 31	Roue de turbine HP.	37
Fig 32	Roue de turbine BP.	37
Fig 33	Les quatre paliers de la turbine.	39
Fig 34	Caisson d'échappement.	41
Fig 35	Système typique d'admission.	43
Fig 36	Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.	47
Fig 37	Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.	48
Fig 38	Pertes de charge en cours de combustion.	50
Fig 39	Cycle thermique d'une turbine à gaz à deux arbres	51
Fig 40	Schéma technologique de l'ITG avec les plans à calculer.	52
Fig 41	Evolution thermodynamique du fluide actif en coordonnées (T, S).	53
Fig 42	Rendement de la turbine en fonction de température ambiante.	64
Fig 43	Puissance de la turbine en fonction de la température ambiante.	65
Fig 44	puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation	65
Fig 45	Types de maintenance D'après la norme AFNOR: X60-010.	68
Fig 46	Probabilité de réparation au cours de temps.	77
Fig 47	Vie d'un système : évolution dans le temps.	78
Fig 48	Taux de défaillance en fonction de temps (Courbe en baignoire).	79
Fig 49	Méthodologie de recherche de la fiabilité.	81
Fig 50	Principales propriétés de la distribution de Weibull.	84
Fig 51	Représentation graphique de papier de weibull.	86
Fig 52	Redressement de la courbe par translation.	88
Fig 53	Courbe de la fonction de fiabilité R(t).	96
Fig 54	Courbe de fonction de répartition F(t).	96
Fig 55	Courbe de la densité de défaillance f(t).	97
Fig 56	Courbe de taux de défaillance $\lambda(t)$.	98
	courbe de la distribution théorique et expérimentale.	99

--	--	--

sommaire

Chapitre I : Description de lieu de stage.

Introduction générale	1
1. Situation géographique de Hassi R'mel.....	2
2. Historique de champ de Hassi R'mel.....	3
3. Développement de Hassi R'mel.....	3
4. Organisation de la direction Régionale de Hassi R'mel.....	4
5. Présentation des secteurs de Hassi R'mel.....	5
6. Les installations gazières de Hassi R'mel	7
7. Description des différentes unités à Hassi R'mel.....	7
7.1. Centre de traitement d'huile (CTH)	7
7.2. Centre de traitement de Gaz (CTG)	7
7.3. Central de Stockage et Transfert des fluides(CSTF).....	7
7.4. Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)	7
7.5. Le Centre national de dispatching gaz (CNDG).....	8
7.6. Module.....	8
7.7. Stations de compression.....	8
7.8. Salle de contrôle.....	8
7.9. Anneau d'huile.....	8
7.10. Centre de formation.....	9
7.11. Schéma du processus industriel à Hassi R'mel.....	9
7.12. Capacité de production par an.....	10
8. Station BOOSTING.....	10
8.1. Définition de BOOSTING.....	10
8.2. But de la réalisation de station BOOSTING.....	10
9. Utilisation des turbine à gaz par SONATRACH dans la région de Hassi R'mel.....	10
Conclusion.....	11

Chapitre II : Revue bibliographique sur les TAG et leurs applications.

Introduction.....	12
1. Historique des turbines à gaz.....	12
2. Définition de la turbine à gaz.....	13
3. Les éléments d'une turbine à gaz.....	13
4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	14
5. Classification des turbines à gaz.....	15
5.1. Par le mode de construction	16
5.2. Par le mode de travail.....	16
5.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	17

6. Domaines d'utilisation des turbines à gaz.....	19
6.1. Aéronautique.....	19
6.1.1. Turbocompresseur.....	19
6.1.2. Turbine à gaz d'avion.....	19
6.1.3. Moteur de turbopropulseur.....	20
6.1.4. Moteur de turbojet.....	20
6.1.5. Moteur d'avion nucléaire.....	20
6.2. Turbine à gaz pour des véhicules.....	21
6.2.1. Automobiles.....	21
6.2.2. Locomotives ferroviaires.....	21
6.2.3. Suralimentation par les gaz d'échappement.....	21
6.3. Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique.....	22
6.4. Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz.....	23
7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	23
7.1. Avantages.....	23
7.2. Inconvénients.....	23
Conclusion	24

Chapitre III : Description de la turbine à gaz MS5002C

Introduction.....	25
1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C.....	25
2. Présentation de la turbine à gaz MS5002C.....	27
3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.....	27
4. Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS5002C.....	28
4.1. L'aspiration.....	28
4.2. Compresseur axial.....	29
4.2.1. Rotor de compresseur.....	29
4.2.2. Stator de compresseur	29
4.3. Section combustion	32
4.3.1. Enveloppe de combustion	32
4.3.2. Chambres de combustions.....	32
4.3.3. Ensemble des pièces de transition	33
4.3.4. Brûleurs, bougies et détecteurs.....	34
4.4. Section turbine.....	35
4.4.1. Corps de turbine	35
4.4.2. Tuyère 1 ^{ère} étage	35
4.4.3. Tuyère 2 ^{ème} étage	36
4.4.4. Roues de turbine	37
4.5. Paliers et accouplements.....	37
4.4.1. Paliers.....	37
4.5.2. Accouplement.....	39
4.5.3. Accouplement du réducteur des auxiliaires continuellement lubrifié.....	40
4.5.4. Accouplement de charge non lubrifié.....	40

4.6. Section échappement	40
4.6.1. Plenum d'échappement	40
4.6.2. Caisson d'échappement	41
4.7. Auxiliaires de la turbine	41
4.7.1. Système du gaz combustible.....	42
4.7.2. Système de l'huile de lubrification.....	42
4.7.3. Système de l'huile hydraulique.....	42
4.7.4. Système d'air d'étanchéité.....	42
5. Système de contrôle et de protection	43
5.1. Système de contrôle.....	44
5.1.1. Système de contrôle de fuel	44
5.1.2. Système de contrôle de la directrice du premier étage.....	44
5.1.3. Système de contrôle de la température	44
5.2. Système de protection	45
5.2.1. Système de protection de survitesse	45
5.2.2. Système de protection de dépassement de température.....	45
5.2.3. Système de protection contre l'incendie.....	45
6. conclusion	46

Chapitre IV : Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C

Introduction.....	47
1. Etude théorique d'une turbine à gaz.	47
1.1. Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz.....	47
1.1.1. Cycle idéal de Brayton.....	47
1.1.2. Cycle réel de la turbine à gaz.....	48
1.1.3. Pertes de charge en cours de combustion.....	50
1.1.4. Puissances	51
2. Calcul thermodynamique	51
2.1. Paramètres de l'air ambiant	52
2.2. Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz THP.....	52
2.3. Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP.....	52
2.4. Caractéristiques du fluide moteur.....	52
2.5. Les points particuliers du cycle thermique de l'installation.....	52
3. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres.....	53
3.1. Calcul du coefficient d'excès d'air.....	53
3.2. Calcul de la densité	54
3.3. Calcul préalable de la turbine haut pression HP.....	54
3.3.1. Paramètres d'air avant le premier étage du compresseur.....	54
3.3.2. Paramètres d'air après le dernier étage de compresseur	55
3.3.3. Les paramètres du gaz avant la chambre de combustion	56
3.3.4. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion	57
3.3.5. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP).....	57

3.3.6. Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	58
3.4. Calcul préalable de turbine basse pression BP	59
3.4.1. Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP	59
3.4.2. Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP	60
4. Débit et rendement	61
4.1. Travail massique et rendement	61
4.2. Le rendement thermique de l'installation	62
5. Vérification du coefficient d'excès d'air	62
6. Calcul d'après les données standards du constructeur	62
7. Les résultats de calcul d'après les données sur site	62
8. Tableau comparatif des résultats obtenus	63
9. Influence des paramètres	63
9.1. Les paramètres extérieurs	63
9.1.1. La température ambiante	64
9.1.2. La pression atmosphérique	65
9.1.3. L'humidité	65
9.1.4. La poussière	65
9.2. Les paramètres intérieurs	66
10. Conclusion	66

Chapitre V : Maintenance de la turbine à gaz MS5002C

Introduction	67
1. Définition de la maintenance	67
2. Les types de maintenance	68
3. Objectifs de la maintenance	69
4. Maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS5002c	69
4.1. La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt)	69
4.1.1. Inspection du système combustion (combustion inspection CI)	69
4.1.2. Inspection de la veine des gaz chauds (hot gas path inspection HPGI)	70
4.1.3. Révision générale (majeur inspection MI)	71
4.2. La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)	72
5. Etude théorique de la fiabilité	73
5.1. Définitions	74
5.1.1. Définition de la fiabilité	74
5.1.2. Moyenne des temps de bon fonctionnement MUT (Mean Up Time)	76
5.1.3. Temps moyen pour réparer MTTR (Mean Time To Repair)	76
5.1.4. Taux de répartition μ	76
5.1.5. La moyenne des temps de bon fonctionnement ou moyenne de temps entre pannes MTBF (Mean Time Between Faillure)	77
5.1.6. La relation entre MUT, MTBF et MTTR	77
5.1.7. Disponibilité	78
5.1.8. Courbe en baignoire	78

5.1.9. Méthodologie de la recherche de la fiabilité.....	81
5.2.Loi de probabilité usuelle en fiabilité.....	82
5.2.1. Loi exponentielle.....	82
5.2.2. Loi de poisson ou loi de faibles probabilités.....	82
5.2.3. Loi normale.....	83
5.2.4. Loi de weibull.....	83
5.3.Présentation de la loi de weibull.....	85
5.3.1. Estimation des paramètres de la loi de weibull.....	85
5.3.2. Présentation des données	87
5.3.3. Méthode de l'actuariat.....	89
5.3.4. Test d'adéquation.....	89
6. Application de la loi de weibull sur la turbine à gaz MS5002c.....	90
6.1.Méthodologie de l'annayse de fiabilité par la méthode de weibull.....	90
6.2.Historique des interventions de la turbine.....	90
6.3.Préparation des données.....	92
6.4.Exploitation des paramètres de weibull.....	93
6.5.Calcul de la fiabilité.....	94
6.6.Représentation graphique.....	94
6.6.1. La fonction de fiabilité $R(t)$	95
6.6.2. La fonction de répartition $F(t)$	96
6.6.3. La densité de défaillance $f(t)$	97
6.6.4. Le taux de défaillance $\lambda(t)$	97
7. Le test d'adéquation (test de Kolmogorov-Smirnov).....	98
Conclusion.....	100
Conclusion générale.....	101

Introduction générale

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

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées, à de faciles adaptations, à des régimes variables des processus d'exploitation et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans notre pays, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'énergie électrique dans les centrales, ainsi elles sont utilisées dans le domaine de transport et de la réinjection du gaz, ce qui donne à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

C'est dans cette optique que notre présent travail s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C, utilisée par SONATRCH au niveau du champ gazier de HASSI R'MEL, en déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatiques particulière (région saharienne).

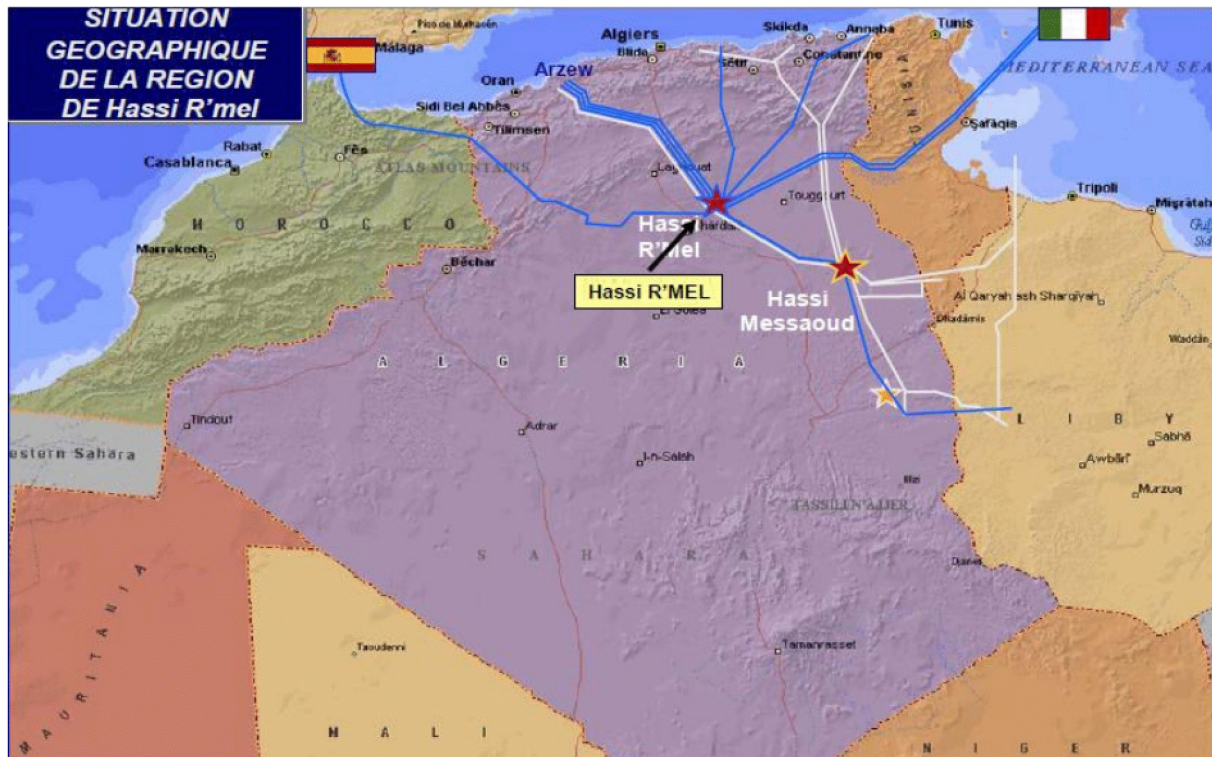
On divise notre travail en cinq parties :

- Description générale de champ de HASSI R'MEL ;
- Revue bibliographique sur les turbines à gaz et leurs applications
- Description générale des turbines à gaz MS5002 et particulièrement pour la machine considérée MS5002C;
- Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C ;
- Maintenance de la turbine à gaz MS5002C.

En outre, ce mémoire comporte aussi, introduction, conclusion générale, références bibliographiques et des annexes.

1. Situation géographique de Hassi R'mel

Le gisement de Hassi R'mel est situé à 525 km au sud d'Alger, entre les wilayas de Ghardaïa Et Laghouat. Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750m au-dessus du niveau de la mer, le climat est caractérisé par un pluviomètre faible (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19 % en été et 34% en hiver, les amplitudes thermique sont importantes et varient de 0° à 45°C. [1]



2. Historique de champ de Hassi R'Mel

Le premier puits (HR1) a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât à une pression de 310 bars à une température de 90° C. le développement de Hassi R'Mel s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement (supérieures à 2000 milliard de m³) ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays. [1]

3. Développement de Hassi R'mel [2]

Le développement du gisement de Hassi R'mel a été réalisé en plusieurs étapes :

- **1961-1969**: mise en exploitation de six (06) unités de traitement de gaz d'une capacité de quatre milliards de mètres cubes par an ;
- **1972-1974**: mise en exploitation de six (06) unités supplémentaires pour atteindre une capacité de quatorze milliards de mètres cubes par an;
- **1975-1980**: mise en œuvre et réalisation du plan directeur de développement visant les objectifs suivants ;
 - augmentation de la capacité de traitement de 14 à 94milliards m³/an;
 - maximisation de la récupération des hydrocarbures liquide, condensât et GPL, par recyclage partiel du gaz;
- **1985** : réalisation et mise en service d'une unité pour la récupération des gaz torchés et la production de GPL des modules 0et 1;
- **1987-2000**: réalisation et mise en service des centres de traitement du gaz de Djebel Bissa et de Hassi R'mel Sud;
- **1981-1993**: mise en service de cinq (05) centres de traitement d'huile;
- **1995-1999**: mise en service des unités d'hydratation de gaz à Sbaa (Adrar) près d'In Salah;
- **1999**: réalisation et mise en service de l'usine de récupération des gaz associés provenant des centres de traitement d'huile;
- **2001**: démarrage de projet de BOOSTING.
- **2005**: Mise en service du Boosting.
- **2007**: démarrage phase 2 du Boosting.

4. Organisation de la direction Régionale de Hassi R'mel

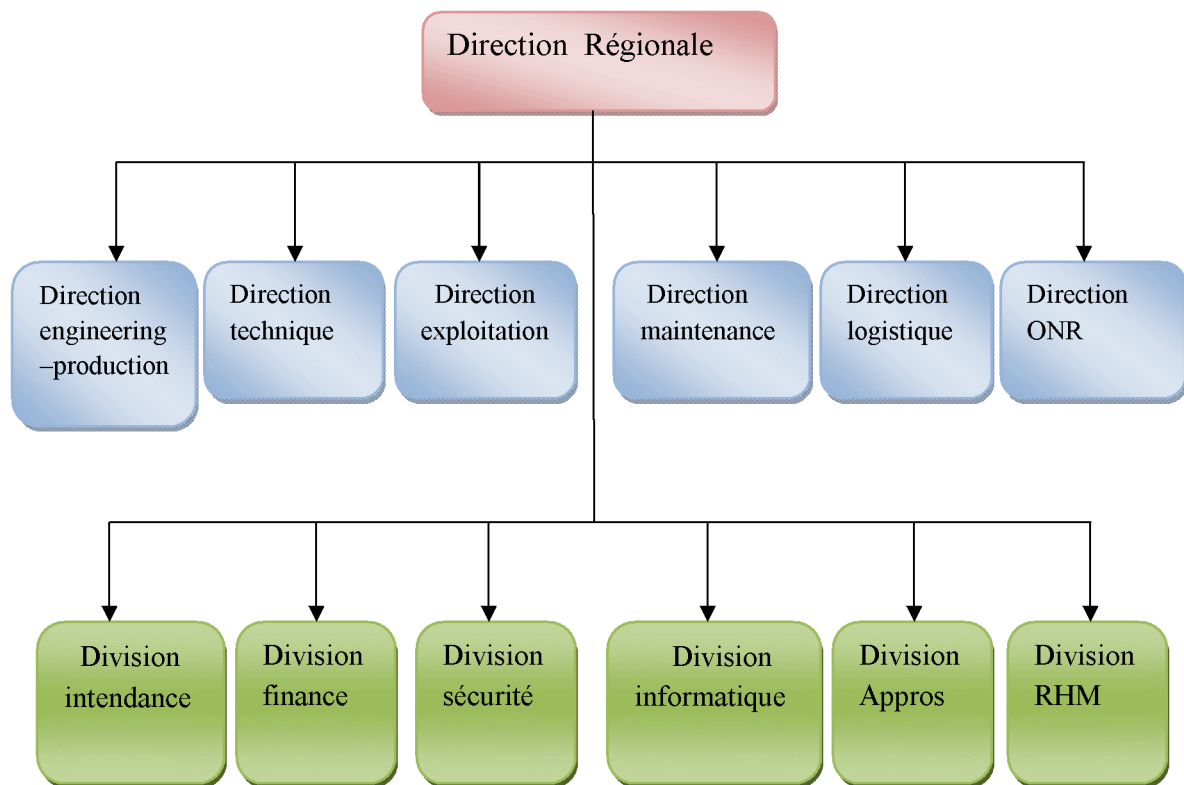


Figure 2- Organisation de la direction Régionale de Hassi R'mel. [3]

5. Présentation des secteurs de Hassi R'mel

Le champ de Hassi R'mel comprend trois secteurs :

A- Secteur Nord : qui comprend :

- Le module 3.
- Une station de compression.

B- Secteur centre : qui comprend :

- 3 modules : module 0, module 1 et module 4.
- CSTF: Center Stockade and Transfer Facility.
- CTH : Centre de Traitement d'Huile.
- L'unité de la phase B.
- L'unité SRGA (Station de récupération des gaz associés)

C- Secteur sud : qui comprend :

- Le module 2.
- Une station de compression.
- Djebel Bissa.
- HR sud.
- CTH sud.

La capacité de production totale par jour avoisine :- 280 millions de m³ de gaz de vente.

- 10 millions de tonne de GPL.

- 30 millions de tonne de condensat.

La capacité de réinjection pour chaque station de compression est de 90 millions de m³ par jour avec une puissance de 600000 chevaux.

Les quatre unités 1, 2, 3 et 4 de traitement du gaz ont une capacité de 80 millions m³/ jour chacune. Cependant le module 0 a une capacité de 30 millions m³/ jour et Djebel Bissa de 6 millions m³/ jour.

Les deux centres de compression Nord et sud sont conçus pour la réinjections du gaz sec dans des puits injecteurs pour faire entraîner les lourds (la richesse) et réinjections du gaz de vente, gaz pour les GNL en cas de problème ou révision des unités.

Un autre poste de compression qui est appelé Boosting est actuellement en service, il est conçu pour augmenter la pression d'entrée du gaz des modules de traitement du gaz afin d'assurer l'exploitation continue du champ du gaz.



Figure 3-Composition du parc d'exploitation [4]

6. Les installations gazières de Hassi R'mel

Le tableau ci-dessous récapitule les principales installations.

Désignation	Nombre	Produit
Usine de traitement	08	Gaz sec, condensât, GPL
Station de réinjection	02	Gaz réinjecté dans le gisement
Centre de traitement d'huile	05	Pétrole brut
Station de BOOSTING	03	Gaz brut
Centre de stockage	01	Condensât GPL
Puits producteurs	212	Gaz brut
Puits injecteurs	57	Gaz sec
Puits d'huile	60	Pétrole brut

Tableau 1- Les installations gazière de Hassi R'mel. [3]

7. Description des différentes unités à Hassi R'mel [4]

Sur le champ de Hassi R'mel, on trouve les unités suivantes

7.1. Centre de traitement d'huile (CTH)

C'est une usine constituée d'un ensemble d'équipements permettant de séparer tous les constituants indésirables du pétrole brut avant son expédition vers le réseau de transport (dispatching)

7.2. Centre de traitement de Gaz (CTG)

Ce centre est constitué d'un ensemble d'équipements permettant la séparation et la production du gaz naturel déshydraté et d'un mélange d'hydrocarbures liquides constitué de condensât et de GPL.

7.3. Central de Stockage et Transfert des fluides(CSTF)

Il est constitué de trois bacs de 35000 m³ et quatre bacs de 45000 m³ pour le stockage de condensât, 12 sphères de 7000 m³ pour le stockage de GPL, d'un système de jaugeage des bacs, d'un système de comptage des quantités de condensât et de GPL expédiés pour la commercialisation et d'un ensemble de pompes pour expédier les produits.

7.4. Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)

Cette station a été conçue pour récupérer les gaz associés provenant des CTH suite au traitement et à la stabilisation du pétrole brut, elle est constituée essentiellement de turbocompresseurs permettant d'élever la pression des gaz associés et de les expédier vers le module 4 pour y être traités avec le gaz brut.

7.5. Le Centre national de dispatching gaz (CNDG)

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'Mel et du gaz provenant de l'Extrême Sud via les gazoducs GR1 et GR2.

Les quantités sont ensuite distribuées vers les centres de consommation comme les centres GNL, Sone gaz, et à l'étranger : l'Italie via la Tunisie (GO1 et G02) et l'Espagne via le Maroc (GME). Avant son expédition sur chaque ouvrage, le gaz collecte est filtré puis comptabilisé.

7.6. Module

C'est le diminutif de «module processing plant » (MPP) qui désigne une unité de traitement de gaz. Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'Mel. Quatre ont une capacité unitaire de 20 milliards de m³ / an et datent des années 1979/80.

Le cinquième Module, Le Module 0 a une capacité de 14 milliards / an, Il est le plus ancien.

Un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa. Constituée d'un ensemble d'équipements conçus et réalisés pour permettre un traitement spécifique du gaz brut, pour produire du gaz naturel, du condensât et du GPL, conformément à un procédé approprié et répondant aux spécifications commerciales.

7.7. Stations de compression

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aérorefrigérants.

7.8. Salle de contrôle

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).

7.9. Anneau d'huile

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

Forage de 60 puits pour la production d'Huile.

Construction de 5 centres de traitement d'Huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

7.10. Centre de formation

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du pôle de Hassi R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places. Le développement du champ de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998.

7.11. Schéma du processus industriel à Hassi R'mel

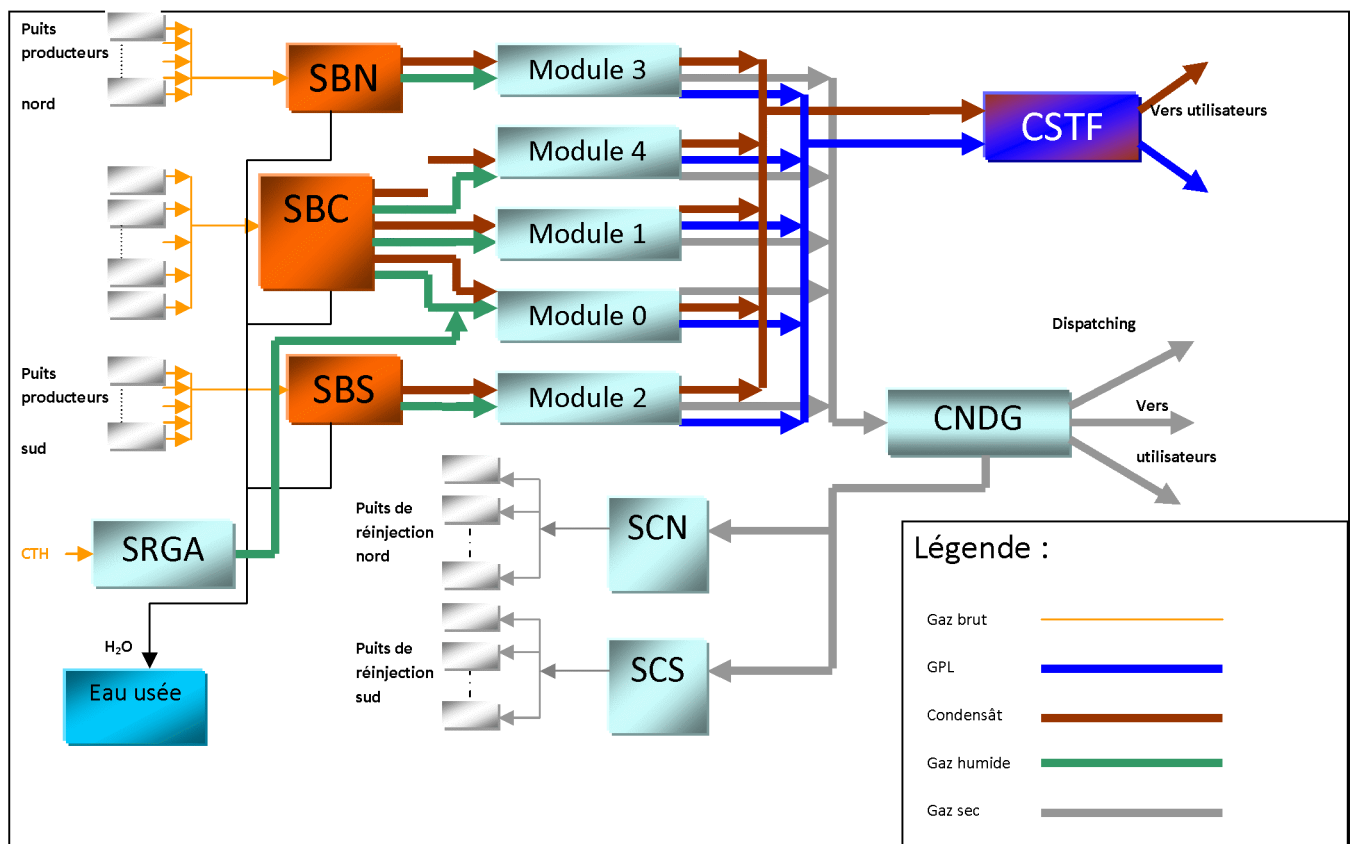


Figure 4- Schéma du processus industriel à Hassi R'mel [4]

7.12. Capacité de production par an

Le développement final du champ a permis d'atteindre les capacités de production qui sont donnés dans le tableau suivant :

Productions	Capacité
gaz	100 milliards m ³
condensat	12 millions de tonnes
GPL	3,5 millions de tonnes
Pétrole brut	700 milles de tonnes

Tableau 2-Capacité de production. [2]

8. Station BOOSTING

8.1. Définition

C'est une unité de refoulement de gaz. Elle fait augmenter la pression et garde le débit du gisement d'alimentation des modules (0,1 et 4). BOOSTING vient d'un mot anglais (booster) qui signifie amplifier en langue française.

Alors BOOSTING est associé comme amplificateur (amplification).

8.2. But de la réalisation

Ces stations sont réalisées pour comprimer le gaz brut provenant des puits producteurs, en vue de maintenir une pression d'entrée de 120 bars pour le fonctionnement des modules de traitement de gaz.

Une station BOOSTING, comporte trois turbocompresseurs K-901, deux en marche et un est réservé en cas de panne.

9. Utilisation des turbine à gaz par SONATRACH dans la région de Hassi-R'mel

La région de Hassi R'mel possède un parc de 80 turbines à gaz de différents types implantées dans les unités de traitement, réinjection et récupération des gaz. Leur rôle est d'entraîner des compresseurs centrifuges et des alternateurs. Ces turbines à gaz sont installées dans un champ qui couvre 10 unités dans un rayon de plus de 50 Km. On résume la répartition des 80 turbines à gaz à Hassi- R'mel suivant les différentes unités dans le tableau ci-après :

	Tache de la turbine à gaz	
Les stations	Entrainement des compresseurs	Entrainement des alternateurs
Station de compresseur Sud « SCSUD »	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MS5002B
MPP1	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MS5002B
MPP2	09 TAG de type MS5002C	
MPP3	02 TAG de type MS5002B 04 TAG de type MS5002C	01 TAG de type MW101L
MPP4	02 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MW101L
PHASE B	05 TAG de type MS5002B	
Station de récupération des gaz associés « SRGA »	04 TAG de type PGT10B 02TAG de type MS5002C	
Centre de stockage et transport facilité « CRTF »	05 TAG de type TB4000	
Djebel BISSA « DJBISSA »	01 TAG de type PGT10B	

Tableau 3-Parc des turbines à gaz installées à Hassi R'mel. [5]

10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le site gazier de Hassi R'mel où une description géographique, sa capacité de production et ses réserves et quelque statistiques ont été données et qui montre le rôle stratégique de ce site tant au niveau national et international.

Introduction

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

1. Historique des turbines à gaz

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, à l'instar du cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont certains cycles porte encore les noms de leurs inventeurs à savoir cycle de Joule, cycle d'Ericsson. [12]

Nous présentons dans ce qui suit une évolution chronologique de la turbine à gaz :

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

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40; elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 4500 HP (3355,65 KW), a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès réalisés sur le plan métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, de rendement et de longévité. On peut distinguer trois générations, basées sur les intervalles de la température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

- 1^e génération : $760 < T_{\max} < 950$
- 2^{ème} génération : $955 < T_{\max} < 1124$
- 3^{ème} génération : $1149 < T_{\max} < 1288$

2. Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice (Alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...Etc.). [6]

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:

- 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;
- 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;
- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

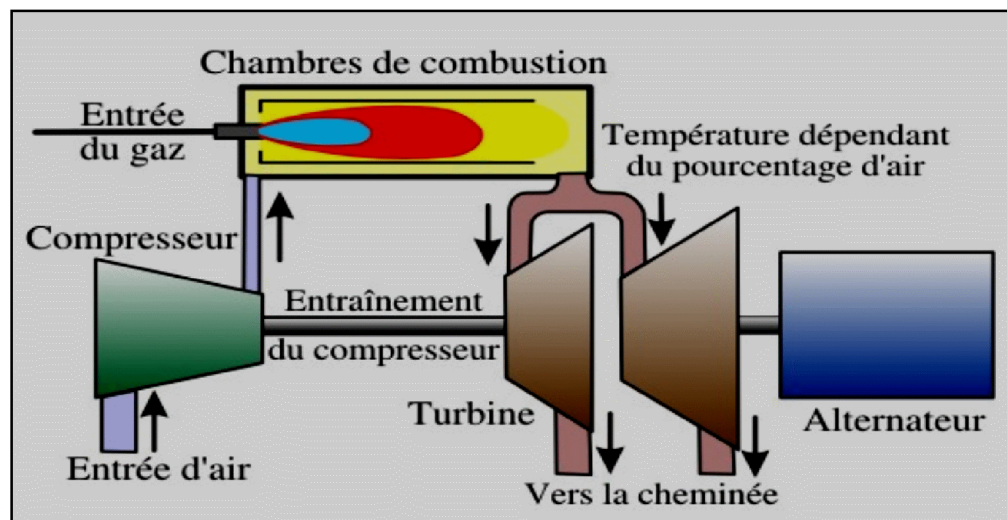


Figure (5) : Les éléments d'une turbine à gaz. [8]

4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de 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 résulte de transformation mentionnée ci-dessus ;

La figure 6 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

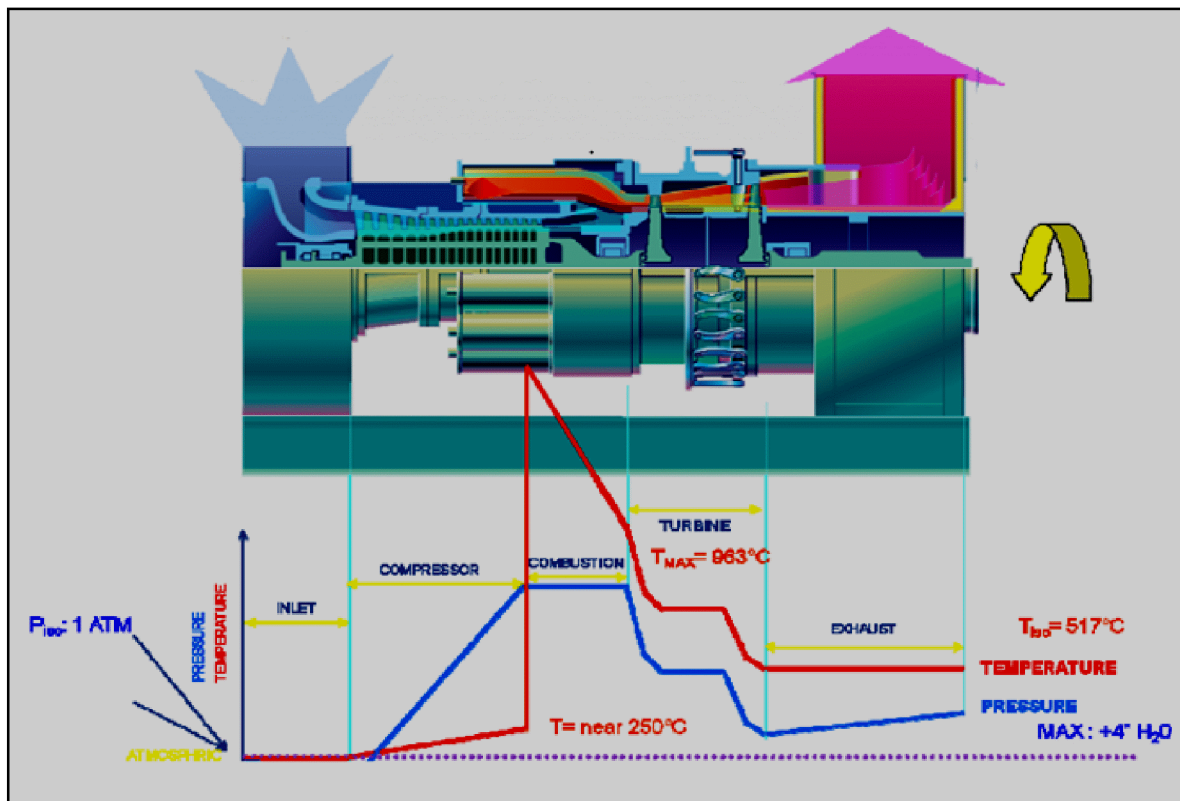


Figure (6): Variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la machine (Condition ISO).

5. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points comme le montre la figure (II.1) :

- Par le mode de construction
- Par le mode de travail
- Par le mode fonctionnement.

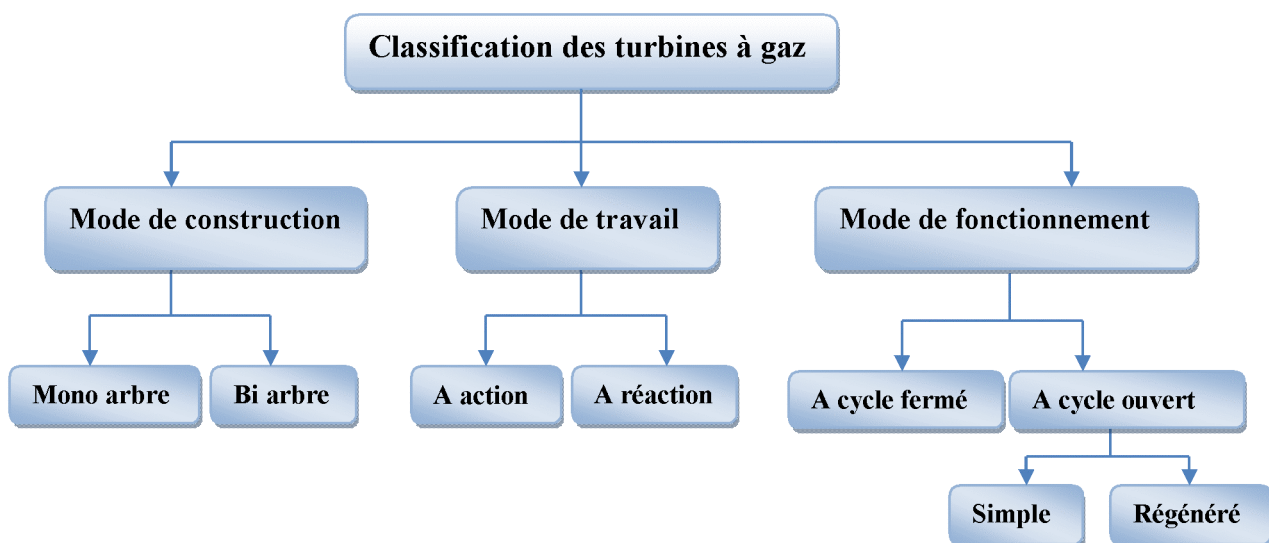


Figure (7) : Classification des turbines à gaz [7].

5.1. Par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres); elles sont utilisées pour entraînement des appareils à charge variables (pompes, compresseur,...).

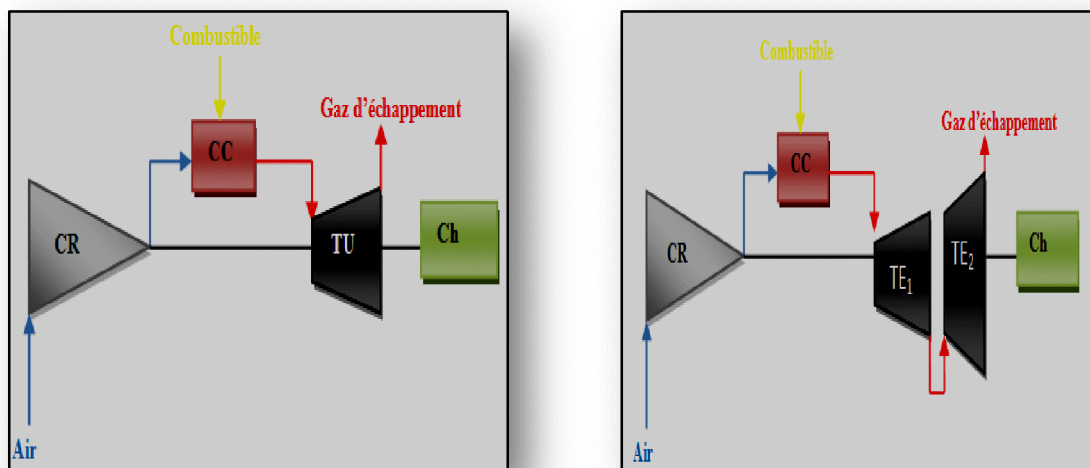


Figure (8) : Turbine à mono-arbre et turbine à bi-arbre.

CR : Compresseur d'air

CC : Chambre de combustion

Ch : Charge

TU : Turbine

TE₁ : Turbine d'entraînement du compresseur **TE₂ :** Turbine d'entraînement de la charge

5.2. Par le mode de travail

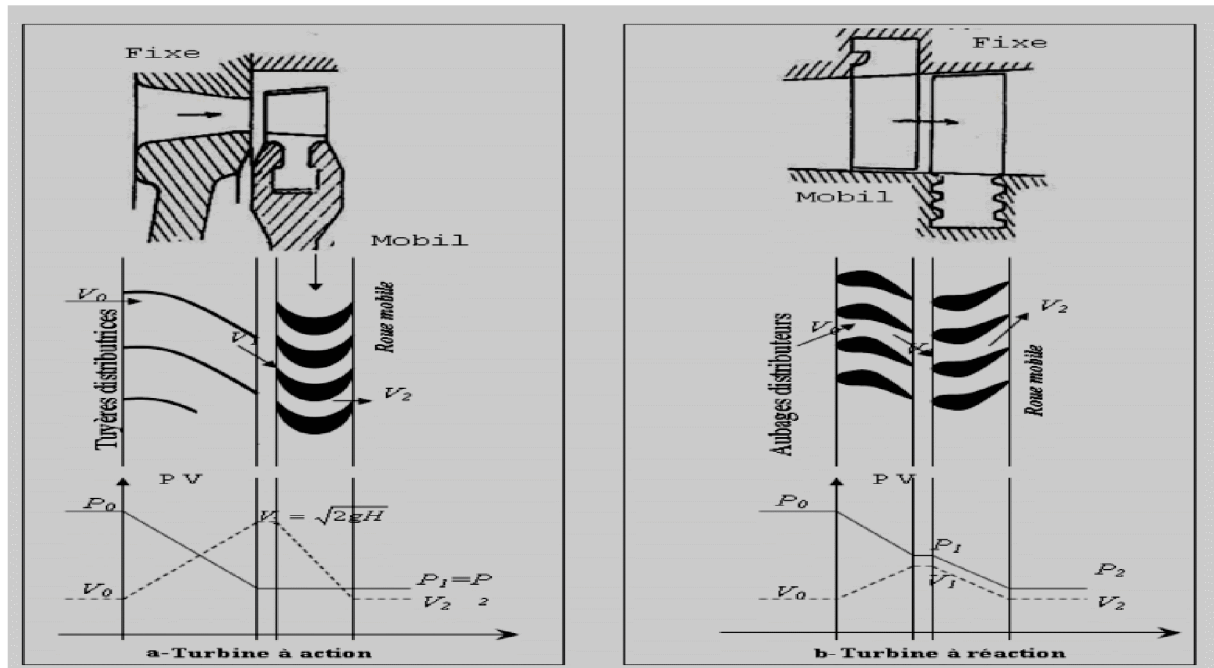
On distingue deux types de turbine :

➤ Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

➤ Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale.



5.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

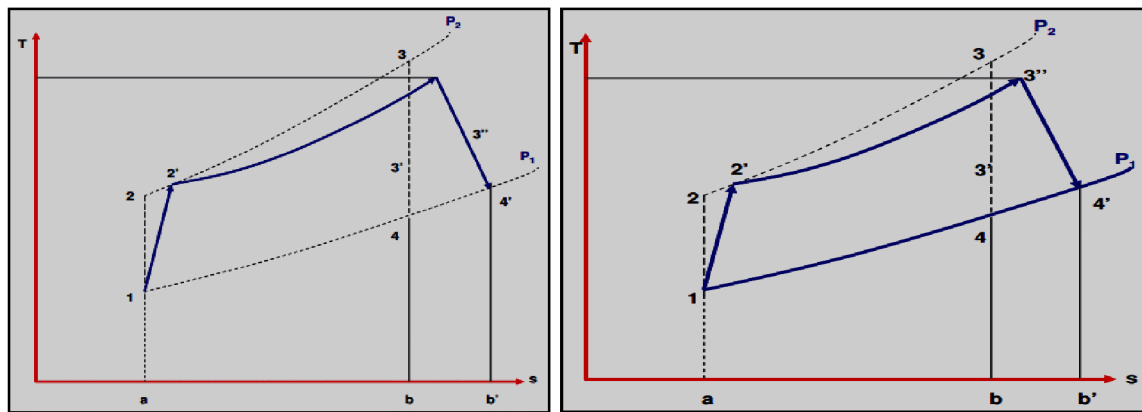
Il existe deux cycles thermodynamiques :

➤ Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert

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



a. Cycle ouvert

b. Cycle fermé

Figure (10) : Représentation de cycle ouvert et cycle fermé.

----- Cycle idéal

— Cycle réel

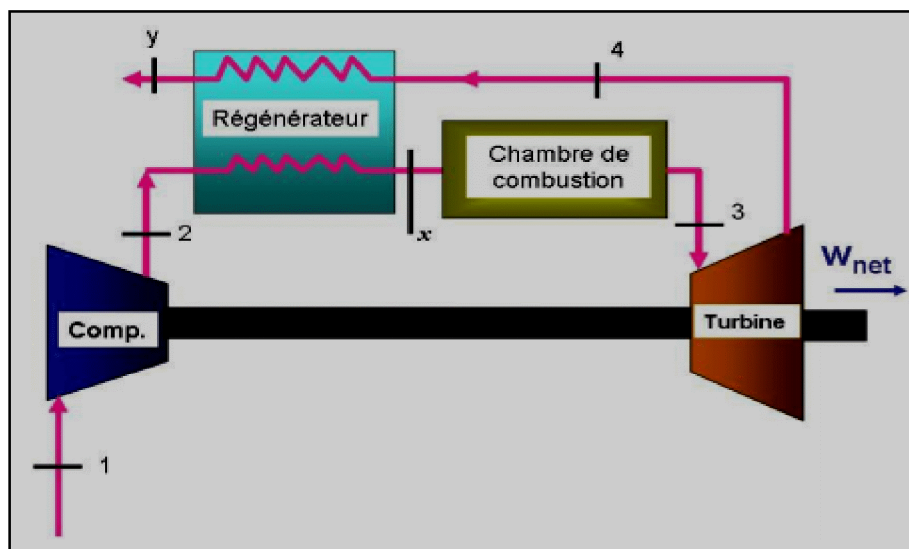
Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

➤ **Turbine à cycle simple**

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

➤ **Turbine à cycle régénéré**

C'est une turbine dont le cycle fait intervenir un régénérateur (échangeur de chaleur). La figure ci-dessous représente le cycle élémentaire ouvert muni d'un régénérateur, dont le but d'augmenter le rendement de l'installation.

**Figure (11) :** représentation du cycle à régénération [8].

6. Domaines d'utilisations des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation est très répandue dans différents domaines d'applications, nous citerons : l'industrie des centrales électriques (nucléaires ou non nucléaires), transport des hydrocarbures et du transport par la propulsion.

Parmi ces domaines d'application :

6.1. Aéronautique

6.1.1. Turbocompresseur

Ce terme désigne une turbine actionnée par les gaz d'échappement d'un moteur à piston et dont le travail sert à comprimer l'air admis dans le moteur. Ce dispositif représente une amélioration importante du moteur classique notamment sur les points suivants :

- Augmentation de la puissance massique et volumique par une puissance supérieure à cylindrée égale. Afin de maximiser cet effet, il est nécessaire de refroidir l'air comprimé par un échangeur (intercooler),
- Suppression de l'inconvénient de la détente écourtée des cycles Otto et Diesel d'où amélioration de rendement.

6.1.2. Turbine à gaz d'avion

Dans les moteurs d'avions, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur de gaz dans le turbo jet et les moteurs de turboréacteur, tandis qu'elle fournit la puissance exigée d'axe au propulseur dans le moteur de turbopropulseur.

La centrale de turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert de pression constante.

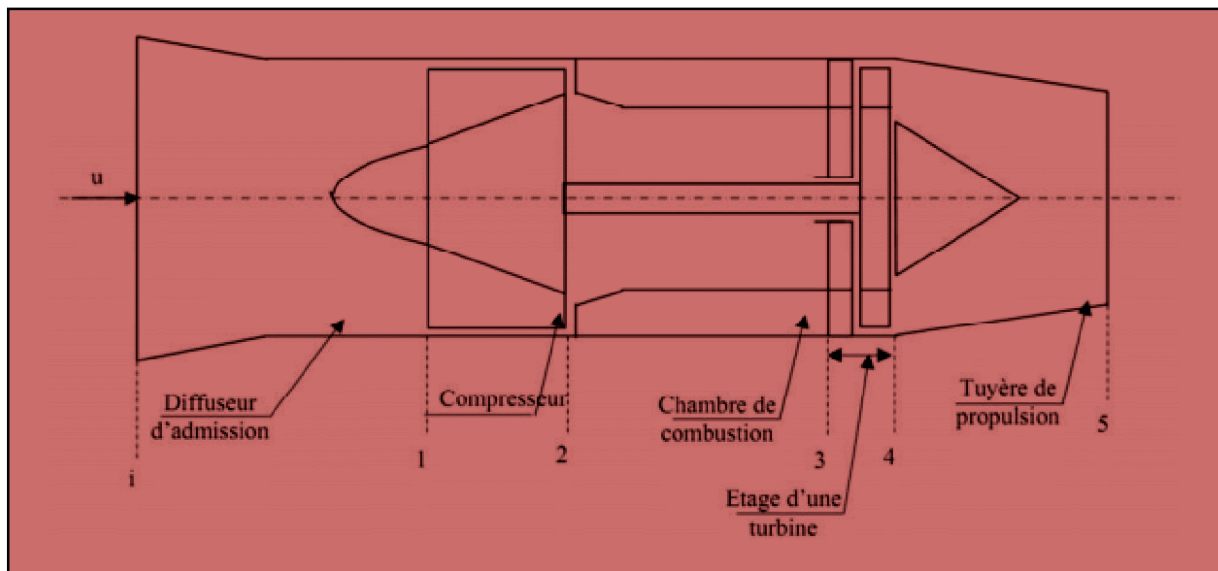


Figure (12) : Les composants principaux d'un turboréacteur. [10]

6.1.3. Moteur de turbopropulseur

Dans le système de turbopropulseur la centrale de turbine à gaz conduit un propulseur à une vitesse raisonnable relativement basse par une vitesse de réduction. La turbine extrait une grande propulsion de l'énergie à partir des gaz chauds en développant la puissance requise pour conduire le propulseur. Par conséquent l'énergie restant dans les gaz d'échappement est comparativement basse. Ainsi la poussée due à la détente des gaz dans la tuyère de propulsion ne représente que 10 % de toute la poussée.

Le grand diamètre du propulseur manipulable de très grandes quantités d'air avec une petite différence de vitesse. La masse d'air passant par le moteur est seulement une petite fraction d'air manipulé par le propulseur. Ainsi le moteur du turbopropulseur peut être considéré comme une sorte de réacteur à double flux avec un rapport très élevé de déviation.

6.1.4. Moteur de turbojet

Le moteur turbojet diffère du moteur de turbopropulseur parce que la puissance de la turbine est complètement consommée par le compresseur ; dans ce cas aucune puissance de sortie d'axe. L'avion est complètement propulsé par la poussée de la tuyère. Par conséquent il y a une augmentation substantielle de la vitesse des gaz lorsqu'ils se détendent dans la tuyère de propulsion.

6.1.5. Moteur d'avion nucléaire

La figure 13 montre un moteur d'air chaud d'un turbojet à propulsion nucléaire. La chambre de combustion du moteur turbojet conventionnel est remplacée ici par un échangeur de chaleur où s'effectue des transferts appropriés de la quantité de chaleur d'un liquide

réfrigèrent requise du réacteur à l'air. Le compresseur d'air est entraîné par une turbine à air chaud qui fonctionne ici dans un environnement moins hostile comparé aux turbines à gaz.

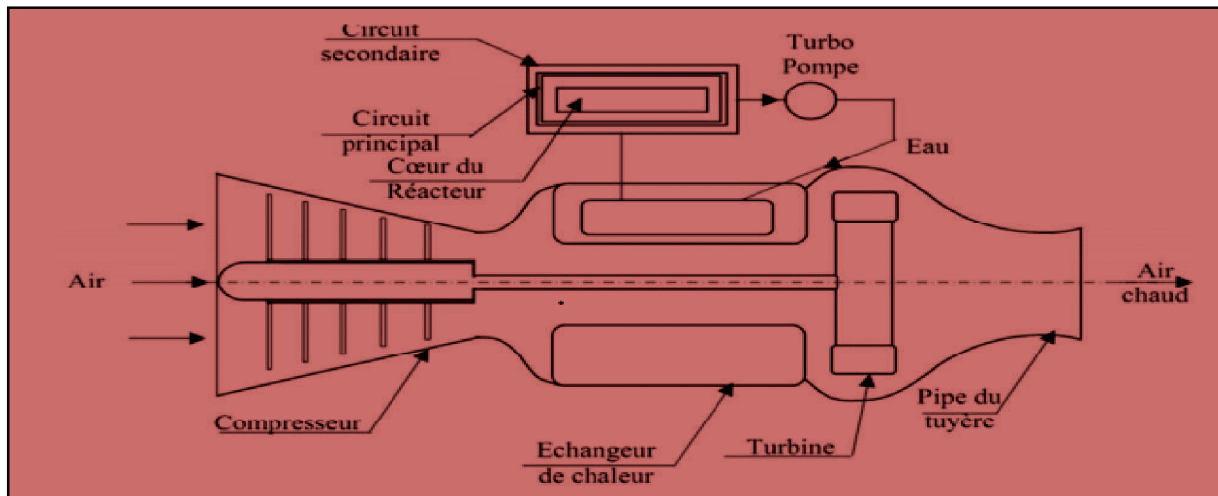


Figure (13) : Avion nucléaire [10].

6.2. Turbine à gaz pour des véhicules

Des turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion.

6.2.1. Automobiles

Des tentatives ont été par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures. Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de 200 kilowatts. Beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif.

6.2.2. Locomotives ferroviaires

Dans beaucoup de pays, les trains de voyageurs de longue distance utilisent des locomotives à turbine à gaz et celles avec transmission électrique peuvent être présentées dans les secteurs où la traction électrique est économique.

6.2.3. Suralimentation par les gaz d'échappement

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans des automobiles pour la suralimentation. Tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés.

Ils utilisent les turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

6.3. Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique

Les centrales électriques à cycle simple, Figure (14), utilisent les turbines à gaz pour entraînement des alternateurs pour la production de l'énergie électrique.

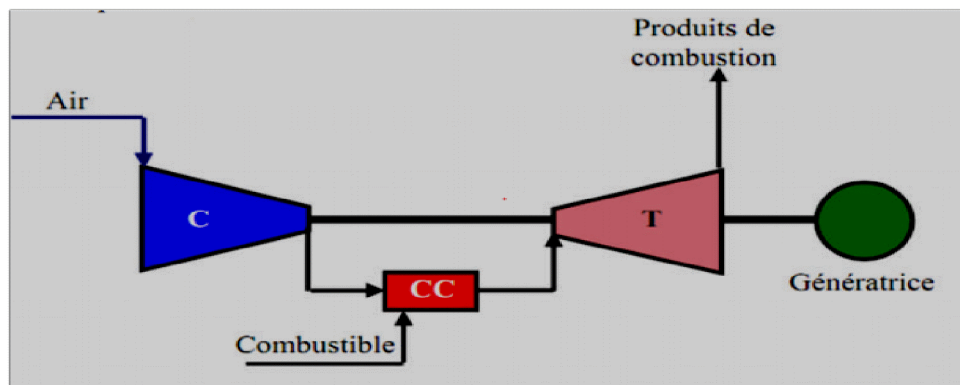


Figure (14) : Production d'électricité par Turbine à gaz-cycle simple [9].

- Centrale nucléaire

Dans les centrales nucléaires on utilise l'hélium comme liquide réfrigérant dans le réacteur et fluide de fonctionnement de l'unité de turbine à gaz à circuit fermé figure (15). Après la compression, l'hélium subit d'abord un chauffage dans l'échangeur de chaleur puis dans le réacteur puis une détente dans la turbine. Grâce à la haute pression et la température des gaz, la turbine entraîne le compresseur et la charge (générateur électrique).

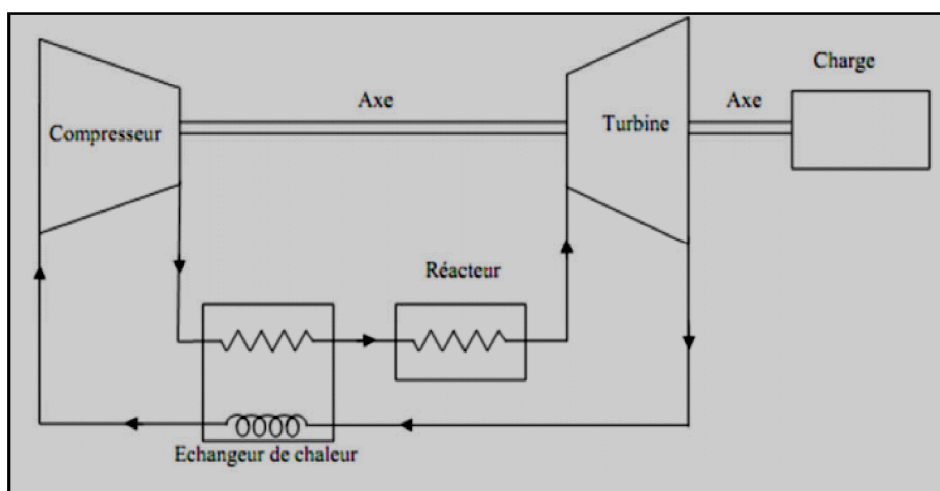


Figure (15) : Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé [14].

6.4. Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz

Pour améliorer la production des gisements de pétrole, on utilise les turbines à gaz pour augmenter la pression du réservoir en injectant du gaz naturel dans les puits, dans le but est de maintenir la pression dans ces puits entre 100 à 150 bars.

Le processus de réinjection est présenté sur la figure (17).

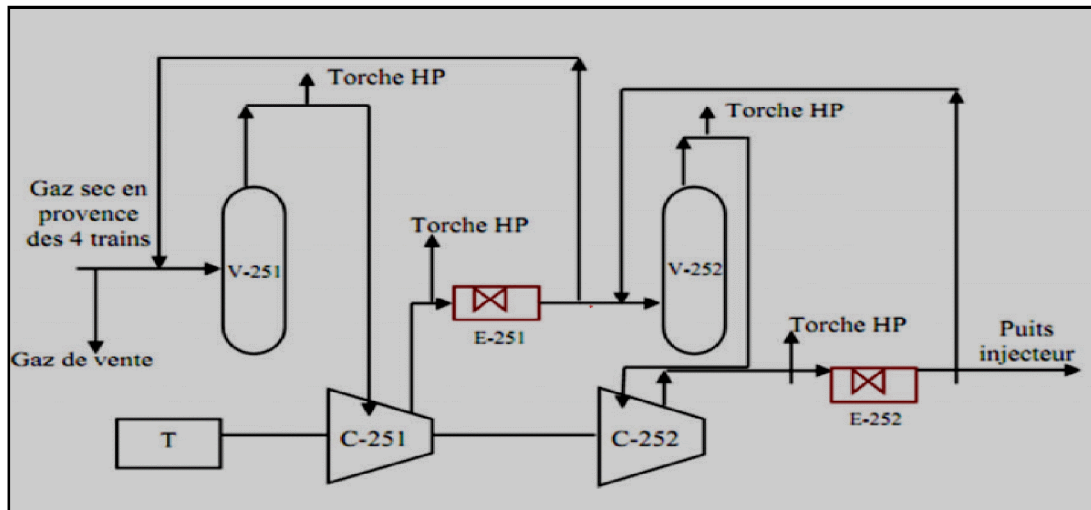


Figure (16) : Réinjection des gaz résiduels [14].

7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

7.1. Avantages

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

7.2. Inconvénients

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

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les turbines à gaz d'une manière générale ; leurs principe de fonctionnement, une classification selon les divers critères utilisés, et les domaines d'application de ces turbines à gaz, et enfin une comparative entre avantages et inconvénients de ces installations a été dressé.

Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz MS5002C, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages dans les stations de traitement de gaz.

1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C [18.20.21]

- Marque Générale électrique
- Fabricant NUOVO PIGNONE
- Série du model..... MS5002C
- Application de la turbine à gaz..... Entraînement mécanique
- Cycle Simple
- Type de fonctionnement Continu
- Vitesse de l'arbre HP..... 5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP..... 4900 tr/min
- Commande..... MARK V
- Température à l'échappement..... 517°C
- Système de démarrage..... Turbine à détente
- Rendement thermique $\approx 28,8\%$
- Mécanisme de refroidissement..... Réducteur avec vireur
- Atténuation du bruit Silencieux d'admission et d'échappement

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

- Puissance débitée..... 27,968 MW
- Température d'aspiration..... 15°C
- Pression de sortie..... 1,013 bar

➤ Section du compresseur :

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

➤ Section turbine :

- Nombre d'étages de la turbine..... 2(deux arbres)
- Fendage de corps Horizontal
- Injecteurs premier étage..... Zone fixe
- Injecteurs deuxième étage..... Variables

➤ Section de combustion :

- Type..... 12 multiples foyers, types à flux inverses

- Configuration des chambres.....Concentrique autour du compresseur
- Combustible.....Gaz naturel
- Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort auto rétractile
- Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet

➤ **Ensemble paliers:**

- Quantité.....04
- Lubrification.....Sous pression

➤ **Système de lancement:**

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

➤ **Système du combustible :**

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

➤ **Système de graissage :**

- Lubrifiant.....Huile minérale
- Capacité totale..... 22500lt
- Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar)
- Pompe de graissage principal.....Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
- Pompe de graissage auxiliaire.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée
- Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée
- Echangeur de chaleur (fluide de graissage)
 - Type.....Huile réchauffée vers eau froide
 - Quantité.....Deux
- Filtre (fluide de graissage)
 - Type.....Débit plein avec vanne de transfert
 - Quantité.....Deux
 - Type de cartouche.....Filtrage 25 un absolue

➤ **Système d'alimentation hydraulique :**

- Pompe d'alimentation hydraulique principale.....Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial
- Pompe d'alimentation hydraulique Auxiliaire.....Entraînée par moteur, à engrenages
- Filtre(s) d'alimentation hydraulique
 - Type.....Débit plein
 - Quantité.....Deux, avec vanne de transfert

2. Présentation de la turbine à gaz de type MS 5002C

La turbine à gaz MS 5002C fabriqué par NUOVO-PIGNONE 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 turbine ne sont pas liées afin de leur 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. [18]

3. Principe de fonctionnement

La turbine à gaz MS5002C fonctionne de façon suivante:

- Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement.
- 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'une part à fournir l'énergie utile à la machine conduite couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et d'autre part 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 résultant de la transformation mentionnée ci-dessous [16].

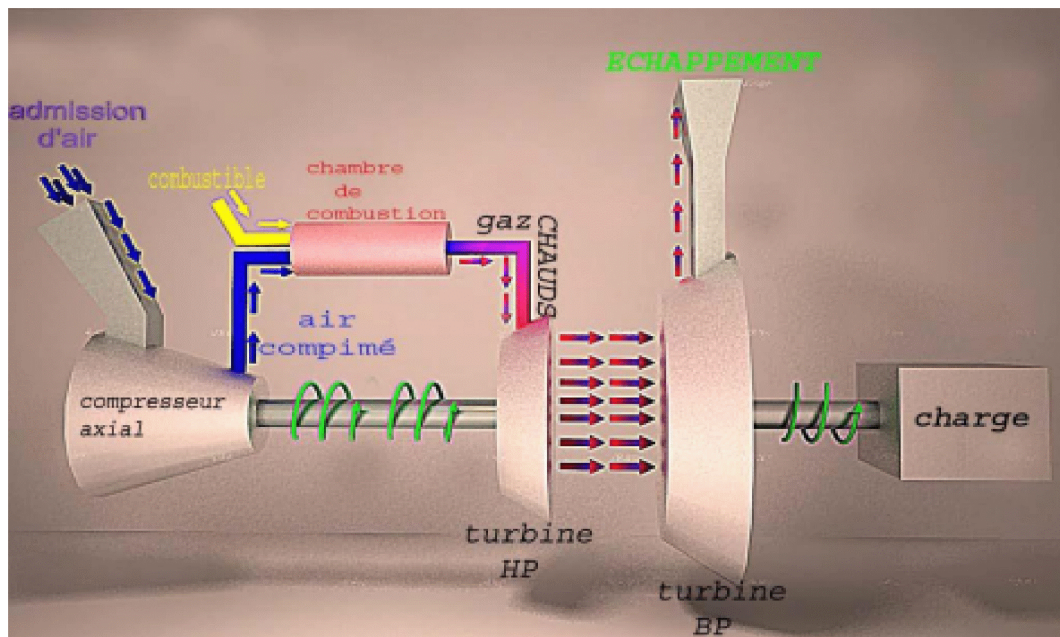


Figure (17): Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre

4. Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS5002C

Une turbine à gaz est divisée en cinq sections :

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

4.1. 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.

4.2. Compresseur axial

Le compresseur est du type à flux axial. Le système à flux axial produit des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des valeurs élevées de puissance utile avec des dimensions réduites. Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables (rotor) qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique suivie alternativement par des étages d'aubes fixes (stator), qui convertissent l'énergie cinétique en une pression plus élevée.

4.2.1. Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage (voir fig. 18). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et son maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures.

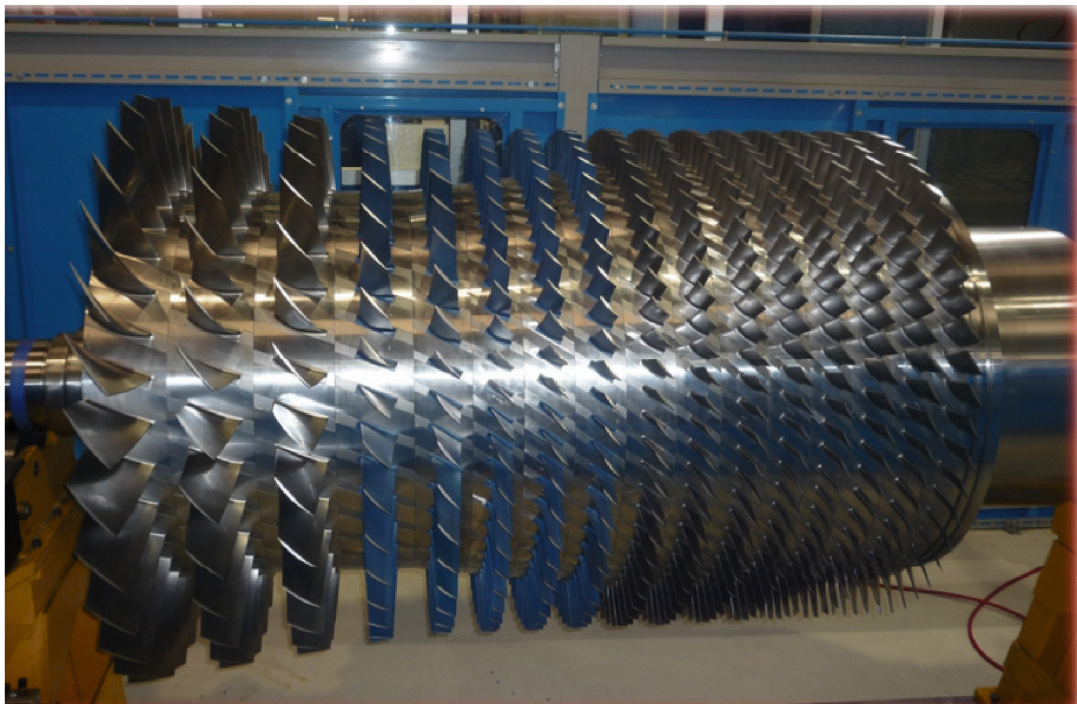


Figure (18) : Rotor et du compresseur [20].

4.2.2. Stator de compresseur

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

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

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine à gaz. Elles supportent le rotor à l'endroit des paliers et constituent la paroi externe de l'espace annulaire de la veine des gaz. L'alésage du corps a pour des raisons d'efficacité, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aubes du rotor.

- **Corps d'admission du compresseur**

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Il abrite le palier No.1 (voir fig. 20) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Vanes) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir (voir fig. 19) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur).

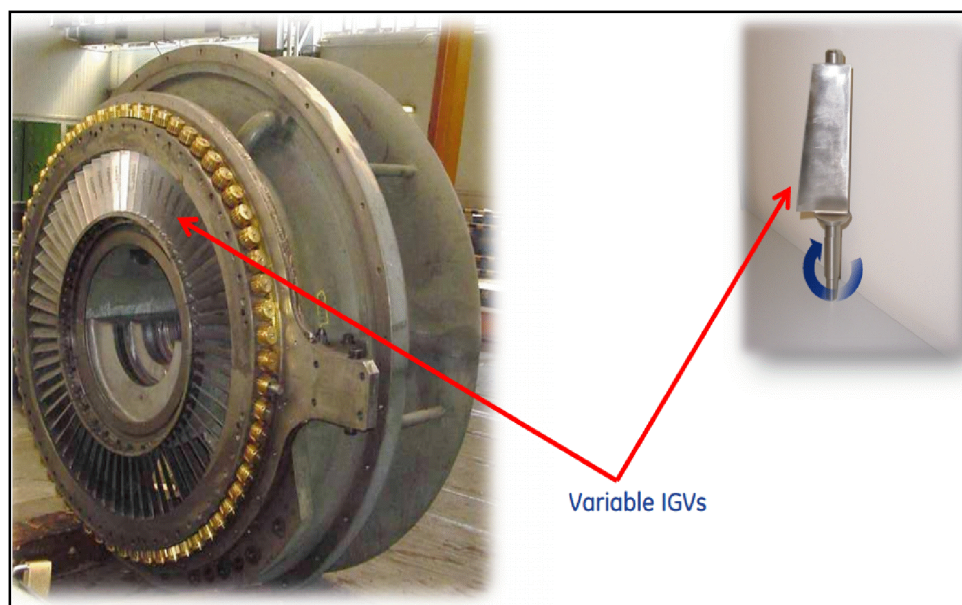


Figure (19) : command des IGV [20].

- **Corps avant du compresseur**

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf) (voir fig. 20). Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.

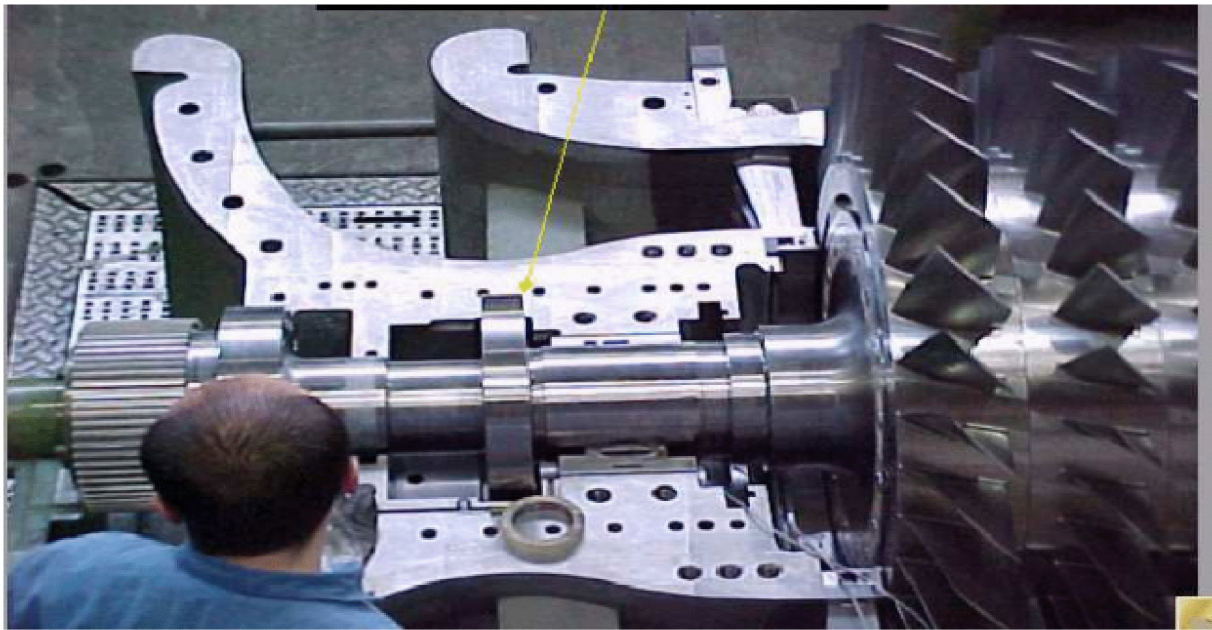


Figure (20) : corps avant compresseur [20].

- **Corps de refoulement du compresseur**

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompes du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion.

- Aubages

Les aubes du stator et rotor sont conçues suivant les théories de l'aérodynamisme (profils aérodynamiques) et disposées de sorte à avoir un taux de compression efficace (voir fig. 21). La vitesse de l'air est constante à travers le compresseur (max. 332m/s). Le taux de compression est le même d'étage à étage.

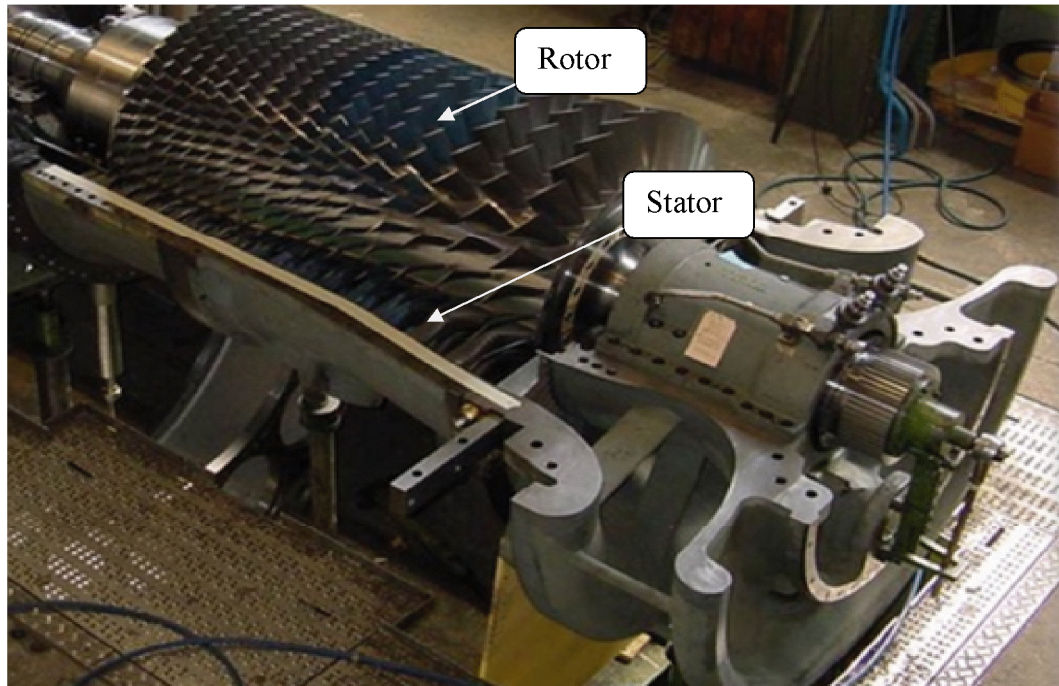


Figure (21) : aubes de rotor de compresseur [20].

4.3. Section combustion

La section combustion comporte les éléments suivants :

- L'enveloppe de combustion
- Les chambres de combustion
- Ensembles de pièces de transition
- Brûleurs, bougies et détecteurs de flamme

4.3.1. Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir fig. 23). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion.

4.3.2. Chambres de combustion

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir fig. 23). Elles ont la forme de cylindres

individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu.

Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion (voir fig. 23). Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self-maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables.

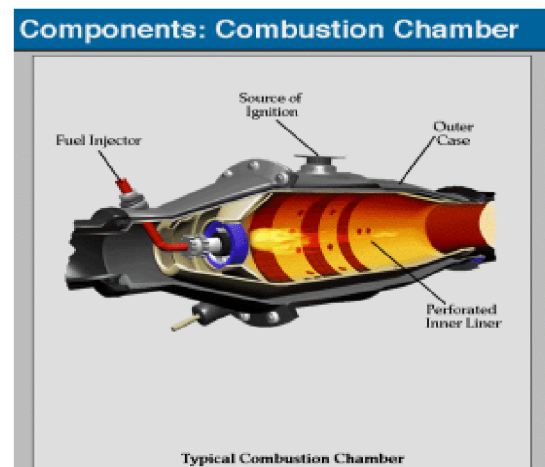
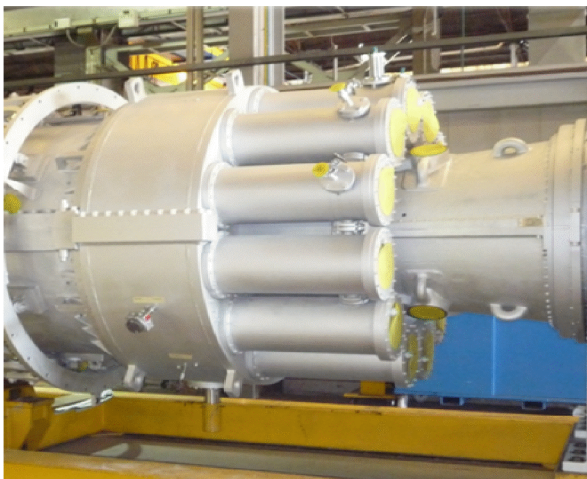


Figure (22) : L'enveloppe de combustion [20]. **Figure (23) :** chambre de combustion [11].

4.3.3. Ensemble des pièces de transition :

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir fig. 24). Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.

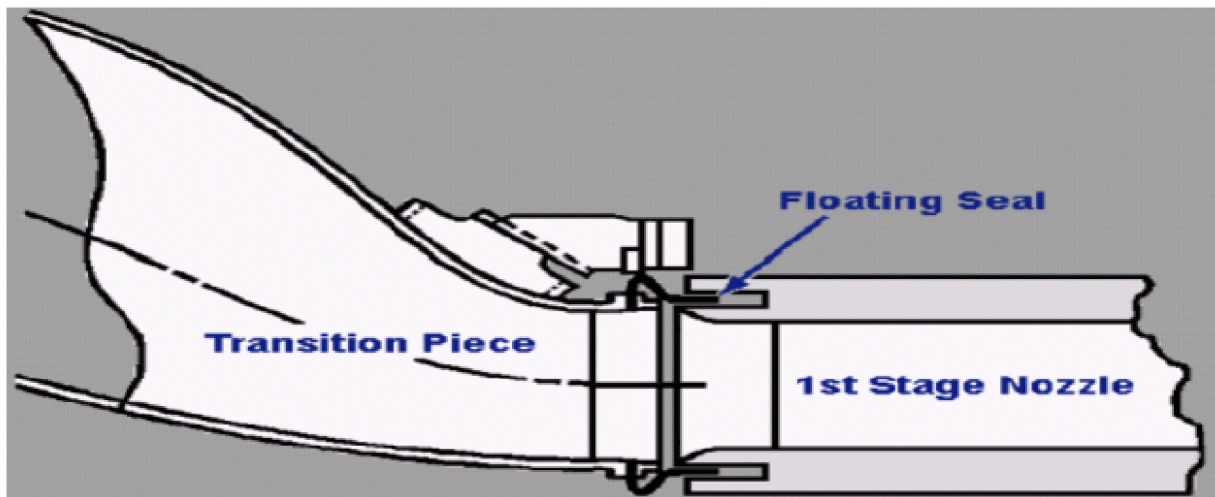


Figure (24) : Pièces de transition [11].

4.3.4. Brûleurs, bougies et détecteurs

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise.

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage.

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est installé au niveau de deux chambres de combustion adjacentes. Chaque capteur contient un détecteur rempli de gaz. Ce gaz est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme.

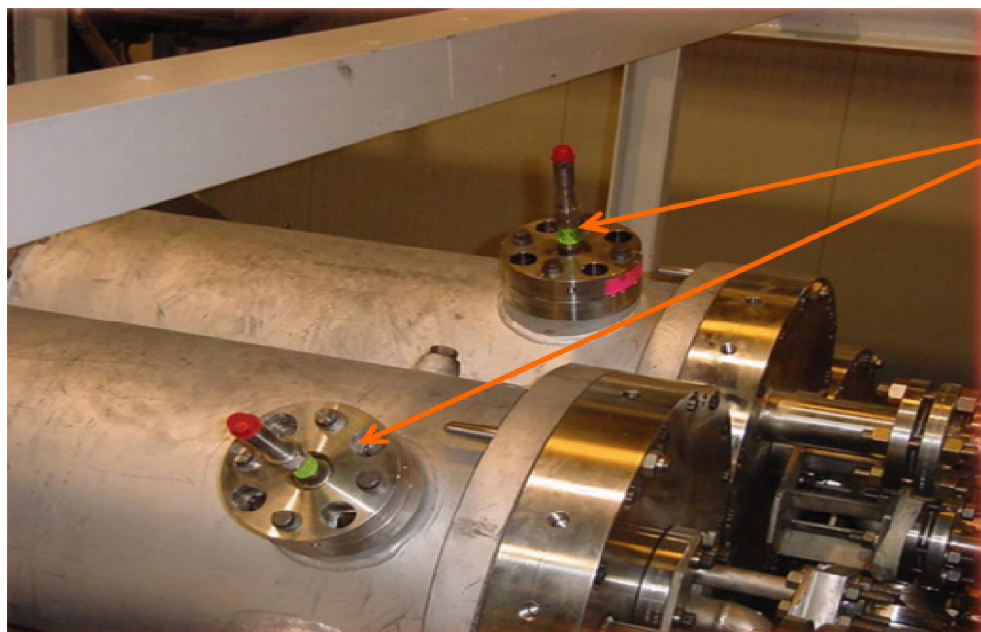


Figure (25) : bougie d'allumage [20].



Figure (26) : détecteur de flammes ultraviolettes.

4.4.Section Turbine

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Corps de turbine
- Tuyère 1ère étage
- Roue de turbine 1ère étage (roue HP)
- Tuyère 2ème étage (aubage réglable ou directrice)
- Roue de turbine 2ème étage (roue BP)

4.4.1. Corps de turbine

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

4.4.2. tuyère 1^{ère} étage

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (voir fig. 28). La

tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.

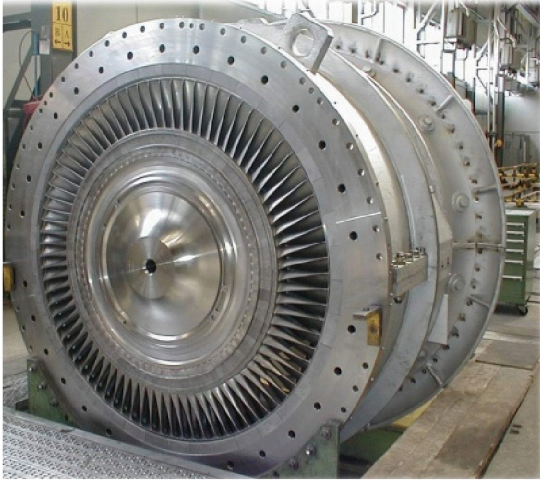


Figure (27) : Directrice 1^{ère} étage.

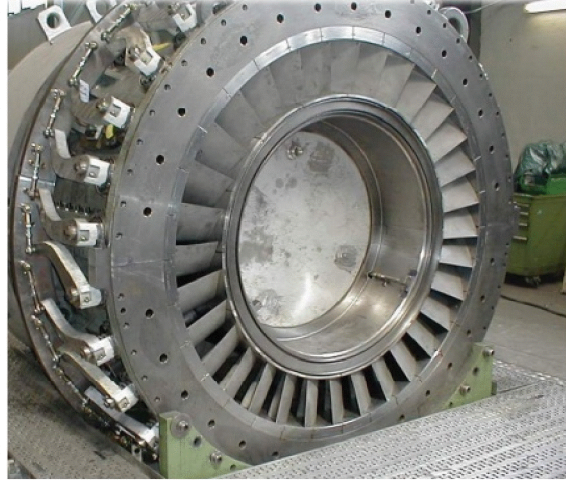


Figure (28) : Directrice 2^{ème} étage [20].

4.4.3. tuyère 2^{ème} étage

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (voir fig. 29, 30). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

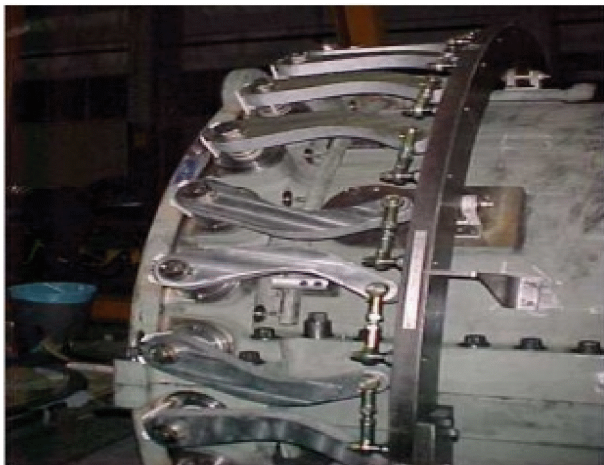


Figure (29) : tuyères 2ème étage



Figure (30) : tuyères 2ème étage [20].

4.4.4. Roues de turbine

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir fig. 31)
- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir fig.32).

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

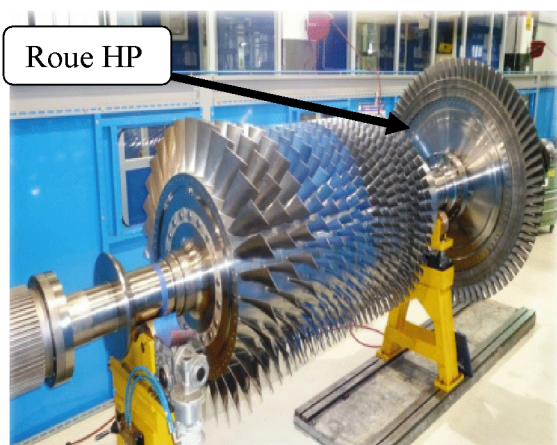


Figure (31) : roue de turbine HP.



Figure (32) : roue de turbine BP [20].

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

4.5. Paliers et accouplements

4.5.1. Paliers

La turbine à gaz a quatre paliers principaux soutenant les rotors du compresseur et de la turbine. Ces paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4. Le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers N°3 et

N°4 se trouvent dans des allongements séparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement. Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur turbine haute pression et les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance (basse pression). Les types de palier utilisés dans la turbine à gaz sont énumérés dans le tableau ci-dessous.

N°	Genre	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (actif)	Patin oscillant (six patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Forme conique
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée (actif)	Patin oscillant (huit patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Patin oscillant (quatre patins) Non-équilibrant

Tableau 4-Ensembles des paliers [21].

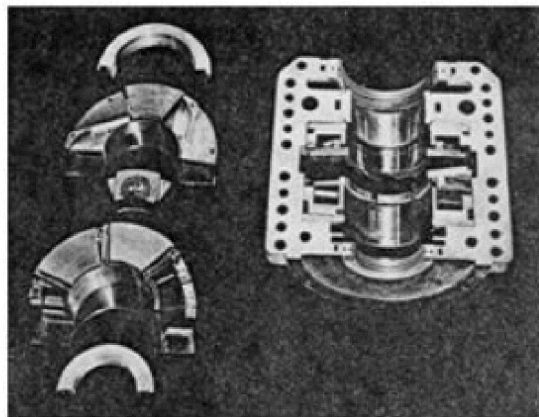
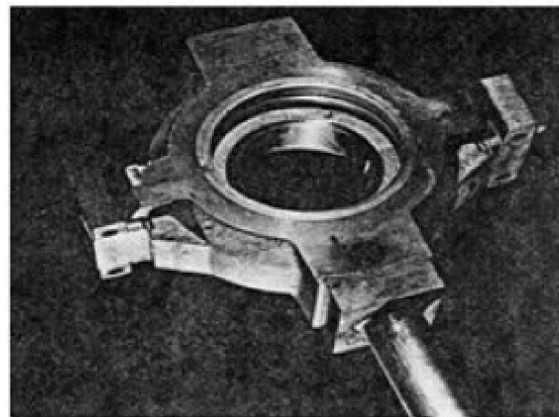
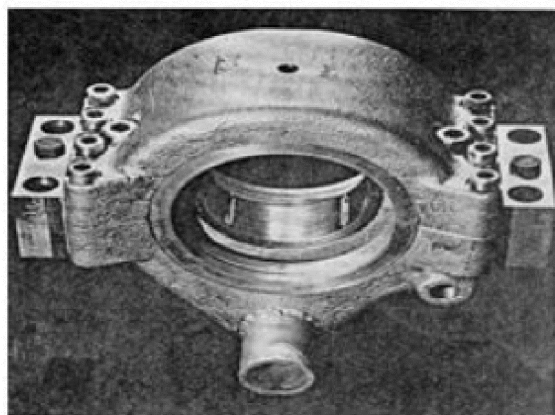
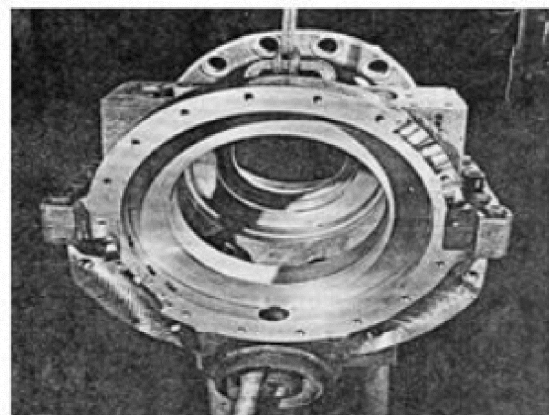
*PALIER N° 1**PALIER N° 2**PALIER N° 3**PALIER N° 4*

Figure (33) : les quatre paliers de la turbine [21].

4.5.2. Accouplement

Les fonctions de base des accouplements du type à denture utilisé sur cette turbine sont :

- De relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre la couple de l'un à l'autre.
- De compenser les trois types de désalignement (parallèles, angulaire et la combinaison des deux.
- De compenser tous les mouvements axiaux des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Le désalignement parallèle se présente lorsque les deux arbres accouplés sont parallèles, mais ne sont pas dans le même alignement. Le désalignement angulaire se présente lorsque les axes des deux arbres sont en alignement mais leurs lignes médianes ne sont pas parallèles. Un désalignement combiné se présente lorsque les arbres ne sont ni parallèles, ni en alignement.

Un mouvement axial intervient lorsque l'un des deux arbres est déplacé le long de son axe (ligne médiane).

4.5.3. Accouplement du réducteur des auxiliaires continuellement lubrifié

Cet accouplement est un dispositif du type élastique, lubrifié de façon continue. Il est constitué d'un moyeu équipé à chaque extrémité d'un montage du type à engrenage. A ses deux extrémités, l'accouplement s'engrène avec la denture des arbres à relier pour transmettre le couple. La denture des arbres male de l'accouplement est bombée et peut coulisser vers l'avant et vers l'arrière à l'intérieur des cannelures femelles. Ceci autorise les trois types de désalignement. Le manchon sur l'arbre coté réducteur des auxiliaires est boulonné (moyeu) qui a été emmanchée à chaud sur l'arbre du réducteur des auxiliaires. Le manchon sur l'extrémité coté turbine est boulonné directement à l'arbre de la turbine.

4.5.4. Accouplement de charge non lubrifié

L'accouplement non lubrifié est constitué de diaphragme souple, d'arbre de l'adaptateur et un arbre de centrage. Les arbres de l'adaptateur, montés aux extrémités de l'arbre de centrage, comprennent des brides qui se relient à la boîte d'engrenage de charge et à l'arbre du rotor de la turbine de charge, fournissant également les supports pour les diaphragmes souples. Les sections des diaphragmes leurs assurent la flexibilité pour compenser tout désalignement pour les boîtes d'engrenage de charge et le rotor de la turbine de charge, permettant un mouvement axial de la turbine relative à la boîte d'engrenage de charge.

4.6. Section Echappement

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

4.6.1. Plenum d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine.

Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bache d'échappement [4].

4.6.2. Caisson d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés (voir fig. 34).

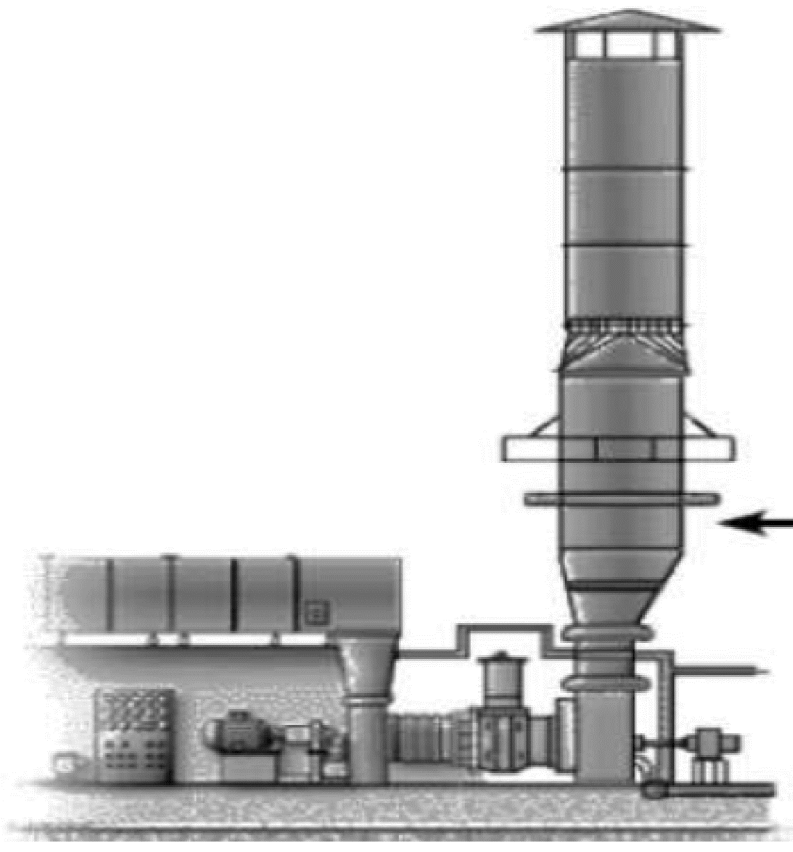


Figure (34) : caisson d'échappement [11].

4.7. Auxiliaires de la turbine

La turbine à gaz comprend un certain nombre de système de commande, de protection et auxiliaires associés au fonctionnement correct de la turbine.

Ces systèmes comprennent :

- Système du gaz combustible.
- Système d'huile de graissage.
- Système d'huile hydraulique.
- Système d'huile de commande.

- Système d'air d'étanchéité et de refroidissement.

4.7.1. Système du gaz combustible

Le Système du gaz combustible est étudié pour envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustions de la turbine à la pression et au débit appropriés pour satisfaire toutes les exigences de lancement, accélération et montée en puissance de la turbine.

L'élément principale de ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt / détente gaz située dans la zone accessoires. A cette vanne s'associe la vanne d'évent, les servo vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

4.7.2. Système de l'huile de lubrification

Le graissage de la turbine à gaz est réalisé par un circuit de graissage sous pression et qui comporte divers accessoires tel que: pompe, aéro, filtres, vannes et autres dispositifs de contrôle et de protection. L'huile de graissage à partir du réservoir est pompée dans un collecteur, elle est ensuite refroidie et filtrée avant d'être injecté dans les quatre paliers du compresseur axial. Une partie de cette huile alimente le circuit hydraulique, le circuit de contrôle et le circuit d'huile d'étanchéité. L'huile drainée des équipements retourne via un collecteur vers la bache d'huile, celle-ci est légèrement pressurisée par l'air d'étanchéité qui circule dans les joints de paliers et par conséquent arrive à la bache. Le système d'huile de graissage est ventilé à l'atmosphère.

4.7.3. Système d'huile hydraulique

Les fonctions du système hydraulique sont nombreuses et comprennent entre autre l'alimentation en huile haute pression pour la commande de position de la vanne d'arrêt. Rapport de vitesse, de la vanne de commande du combustible, de la directrice du deuxième étage et le fonctionnement du système de déclenchement hydraulique de protection de la turbine. L'huile de lubrification filtrée et régulée provenant du collecteur des paliers de la turbine est utilisée comme fluide haute pression nécessaire pour satisfaire aux besoins du système hydraulique. Cette huile est d'abord pressurisée à l'aide d'une pompe du type à piston entraînée par l'engrenage accessoire.

4.7.4. Système d'air d'étanchéité

La plus grande majorité de l'air comprimé est utilisée pour la combustion. Une partie de cet air est retirée du compresseur du 10^{ème} étage et utilisée comme air de refroidissement, l'autre partie

provient du refoulement du compresseur et sert d'air de pressurisation, une autre partie provient de l'air ambiant. Les différentes parties de la turbine qui doivent être refroidies sont :

- Face avant et arrière des roues de turbine HP et BP.
- La tuyère 1^{ère} étage et sa bague de retenu.
- Entretoise de support de corps cylindrique intérieur.

Air extrait du 10^{ème} étage

- L'air extrait du 10^{ème} étage du compresseur sert à :

L'étanchéité des paliers N°1, 3 et 4 contre les fuites d'huile. Cet air est d'abord passé à travers un séparateur de saleté centrifuge qui élimine toute particule de poussière ou de corps étrangers qui pourraient endommager les paliers. Les saletés accumulées sont déchargées du séparateur par une extraction continue. L'air d'étanchéité quand à lui est purgé des paliers vers le réservoir d'huile principal.

- Le refroidissement des faces avant et arrières des roues de turbines HP et BP, de la tuyère 1^{ère} étage, de l'enveloppe du rotor de turbine et de châssis d'échappement. En effet, à ces endroits les températures sont très élevées et peuvent diminuer la durée de vie de ces pièces.

Air de fuite des joints HP

Le palier N2 qui supporte l'arbre de la turbine HP est étanché par les fuites d'air joint HP du compresseur axial. Cet air est aussi purgé vers réservoir d'huile.

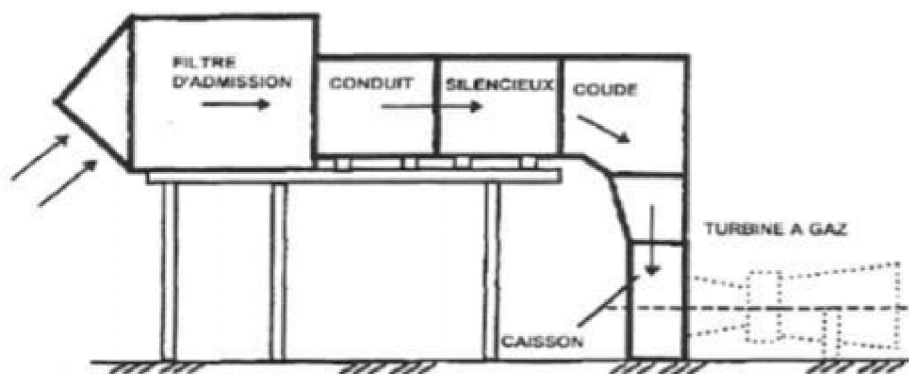


Figure (35) : Système typique d'admission [11].

5. Systèmes de contrôle et de protection

La protection de la turbine est assurée par des systèmes de protection primaire et secondaire. Les composants de certains systèmes fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de

commande de la turbine. D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composants de la turbine, et par conséquent ils sont indépendants du tableau de commande.

Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale, entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui coupent le combustible principal en fermant les vannes d'arrêt. Ces dispositifs provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire du système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile sous pression au moyen d'une vanne électro-hydraulique.

5.1.Systèmes de contrôle

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine à gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine à gaz, ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression,...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

5.1.1. Système de contrôle du fuel

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

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

5.1.2. Système de contrôle de la directrice du premier étage

Afin de maintenir relativement constante la température d'échappement sous les différentes charges et suivant la température ambiante, l'angle des aubages orientables de la directrice du premier étage est ajusté automatiquement pour pouvoir contrôler la vitesse de la charge suivant le besoin.

5.1.3. Système de contrôle de la température

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 un maximum permis 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.

5.2. Systèmes de protection

Le système de protection est constitué par un certain nombre de systèmes secondaires et primaires dont certains travaillent à chaque démarrage ou à chaque arrêt. Les autres systèmes et composants sont réservés pour des conditions de marche anormales ou des cas d'urgence demandant l'arrêt de la turbine à gaz.

5.2.1. Système de protection de survitesse

Le système de protection de survitesse consiste en un système primaire et secondaire. Le système primaire est un système de protection électronique et le système de protection secondaire est mécanique, il comprend des masses de survitesse HP et BP. La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine second étage.

5.2.2. Système de protection de dépassement de température

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée.

5.2.3. Système de protection contre l'incendie

Le système de protection incendie par injection de dioxyde de carbone (CO₂) est conçu pour éteindre les incendies en réduisant rapidement la teneur en oxygène de l'air dans un compartiment à moins de 15 % (en volume) par rapport à une concentration normale dans l'air ambiant située à environ 21 % ; cette concentration est insuffisante pour permettre le phénomène de combustion. La conception de ce système est conforme aux exigences contenues dans les recommandations de protection incendie et tient compte du risque d'autoallumage dû à un éventuel contact avec les pièces métalliques portées à haute température. Il maintient la concentration au niveau nécessaire à l'extinction pendant une période prolongée afin de minimiser le risque d'un nouveau feu.

Les principaux composants du système sont les suivants :

- Bouteilles de dioxyde de carbone, tubes et buses de décharge, électrovannes pilotes, détecteurs d'incendie et manostat.

- Le dioxyde de carbone est fourni par une série de bouteilles haute pression à un système de distribution qui l'amène par des conduites vers des buses de décharge disposées dans les différents compartiments de l'installation. On considère deux zones de risques distinctes : la zone 1 comprenant les compartiments des auxiliaires et turbine, la zone 2 comprenant le compartiment de puissance et le tunnel du palier n°3.
- Les électrovannes pilotent qui ouvrent les bouteilles de CO₂ et commandent la décharge, sont situées sur des têtes de décharge au niveau du groupe des bouteilles. Elles sont automatiquement commandées par un signal électrique fourni par les détecteurs thermiques d'incendie qui sont disposés stratégiquement dans les différents compartiments de l'installation.

Le système peut également être commandé manuellement en cas de panne d'électricité ou lorsque l'on peut constater un début d'incendie, à l'aide d'une manette placée au sommet de chacune des bouteilles pilotes. La commande du système d'extinction, électrique ou manuelle, provoque le déclenchement de la turbine. Il faut s'assurer au préalable qu'il n'y a personne à l'intérieur de la zone.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait une description bien détaillée de la turbine à gaz MS5002C, en expliquant le principe de fonctionnement et aussi de définir les caractéristiques de différentes sections de la turbine, ainsi que les différents systèmes auxiliaires nécessaires.

Introduction

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Il existe deux types de cycles de Brayton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère.

1. Etude théorique d'une turbine à gaz

1.1 Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

1.1.1. Cycle idéal de Brayton

Le cycle thermodynamique de base décrivant le fonctionnement d'une turbine à gaz est appelé « cycle de Brayton ». C'est un cycle thermodynamique ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués directement vers l'atmosphère sans aucune récupération.

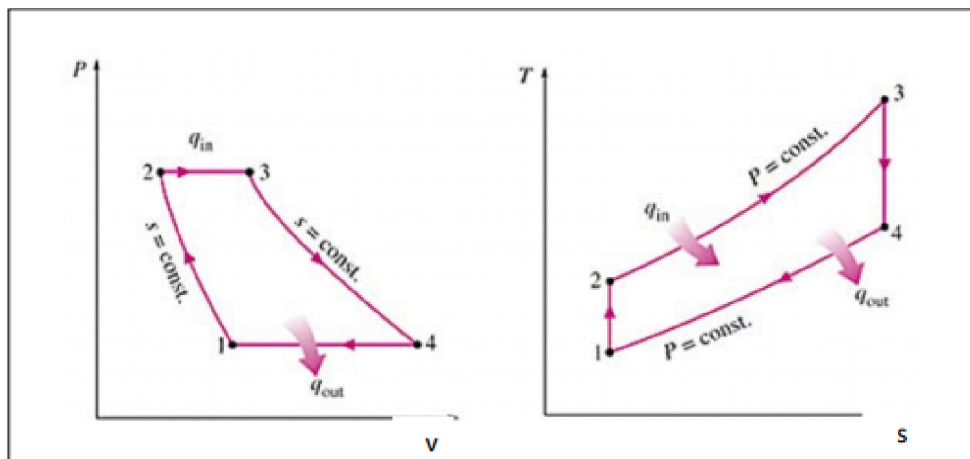


Figure 36-Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air
- 2 à 3 : combustion isobare
- 3 à 4 : détente isentropique
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échappement dans l'atmosphère)

- **Travail de Compression**

$$w_c = C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

- **Combustion**

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

$$Q_{cc} = C_p \cdot (T_3 - T_2)$$

- **Travail de détente**

$$w_T = C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

1.1.2. Cycle réel de la turbine à gaz

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 (T, s) de la figure suivante

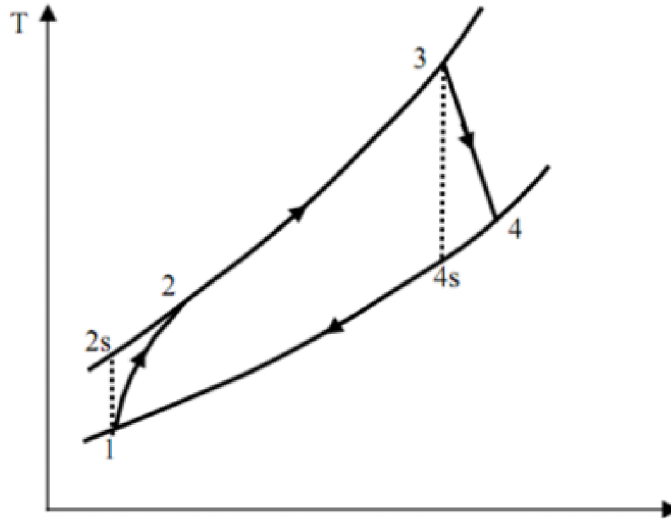


Figure 37 - Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression [12].

- **Etude de la compression**

La pression à la sortie de compresseur est donnée par la relation suivante :

$$\text{On a } \tau = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{donc} \quad P_2 = \tau P_1$$

Avec ;

τ : Taux de compression

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur d'après [11] est:

$$W_{isc} = \overline{c_{pair}} (T_{2is} - T_1) = \overline{c_{pair}} T_1 \left(\frac{T_{2is}}{T_1} - 1 \right)$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_{2is}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}}$$

$$W_{isc} = \overline{c_{pair}} T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur w_c :

$$\eta_{isc} = \frac{W_{isc}}{w_c} \Rightarrow w_c = \frac{W_{isc}}{\eta_{isc}}$$

Avec;

η_{isc} : Rendement isentropique du compresseur.

La température à la sortie de compresseur T_2 :

$$w_{cp} = \overline{Cp_{air}} (T_2 - T_1) \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{w_{cp}}{\overline{Cp_{air}}}$$

- **Etude de la combustion**

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

$$Q_{c-c} = h_3 - h_2 = (\overline{Cp_g} + \overline{Cp_{air}}) \cdot T_3 - \overline{Cp_{air}} \cdot T_2 = \overline{Cp} T_1 (r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

Avec

Cp_{moy} : Chaleur spécifique des gaz brûlés

$r = \frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie turbine)

En utilisant la relation polytropique :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{cp}}}, \text{ on obtient :}$$

$$Q_{c-c} = cp_g T_3 - cp_{air} T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{cp}}}$$

- **Etude de la détente**

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

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

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait isentropique et donne une température T_{4is} où on écrit l'égalité :

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

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

$$w_T = \int_{T_3}^{T_4} Cp_g(T) dT$$

Il vient :

$$w_T = \overline{Cp_g} \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma-1) \cdot \eta_{cp}}{\gamma}}} \right)$$

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

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

$$w_{net} = cp_{moy} (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right)$$

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 :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{c_{p,moy} (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right)}{c_{p,moy} (T_3 - T_1) \left(1 + \left(\frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right) \right)}$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{(r \eta_T \eta_c - \tau^m)}{((r-1)\eta_c - \tau^m + 1)}$$

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 $r = \frac{T_3}{T_1}$, car on remarque que pour $\eta_T = \eta_c = 1$, le rendement thermique devient égal à :

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

1.1.3. Pertes de charge en cours de combustion

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure 39 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.

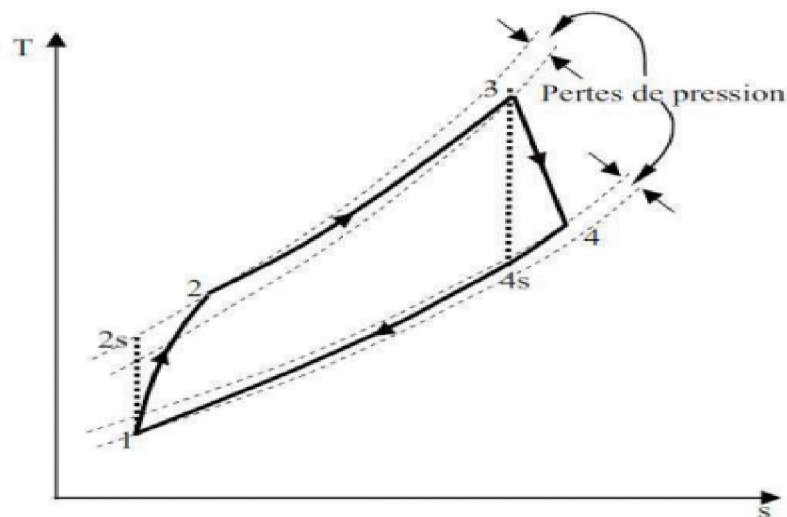


Figure 38- Pertes de charge en cours de combustion [12].

1.1.4. Puissances

Les différentes puissances mise en œuvre à travers un cycle d'une turbine à gaz sont définies comme suite :

- Puissance de compresseur : $P_c = \dot{m}_a \cdot (c_{pa2} \cdot T_2 - c_{pa1} \cdot T_1)$
- Puissance de la turbine haute pression : $P_{THP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (c_{pg3} \cdot T_3 - c_{pg4} \cdot T_4)$
- Puissance de la turbine basse pression : $P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (c_{pg4} \cdot T_4 - c_{pg5} \cdot T_5)$
- Puissance de la turbine : $P_T = P_{THP} + P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (c_{pg3} \cdot T_3 - c_{pg5} \cdot T_5)$
- Puissance utile : $P_u = P_T - P_c$

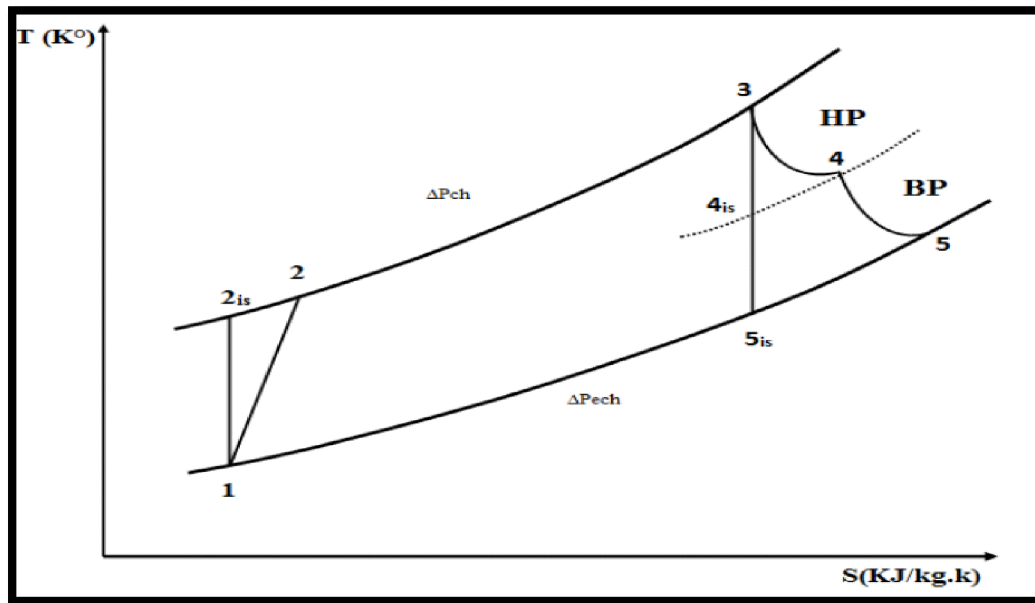


Figure 39- Cycle thermique d'une turbine à gaz à deux arbres.

2. Calcul thermodynamique

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

Dans ce qui suit, nous présentons un calcul thermodynamique d'un cycle de la turbine à gaz MS 5002C pour déterminer l'influence des différents agents internes et externes sur ces performances.

Les données standard de constructeur

Température de l'air ambiant : $T_1=288\text{ K}$

Pression de l'air ambiant : $P_1=1,013\text{ bars}$

Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic} = 0.85$;

Taux de compression du compresseur axial : $\varepsilon = 7.5$;

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0.97$;

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

Rendement mécanique de la transmission 'compresseur-turbine' : $\eta_{mc} = 0.98$;

Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{iTHP}=0.88$;

Vitesse de la turbine THP : $N= 5100\text{ tr/mn.}$

Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP}= 0.88$;

Puissance utile : $P_u = 28\text{ MW}$;

Rendement mécanique de transmission : turbine-compresseur : $\eta_m = 0.98$;

Vitesse de la turbine TBP : $N = 4670\text{ tr/mn.}$

Pouvoir calorifique du combustible : $P_{ci} = 10655\text{ Kcal/K}$

Les points particuliers du cycle thermique de l'installation sont illustrés dans la figure 41

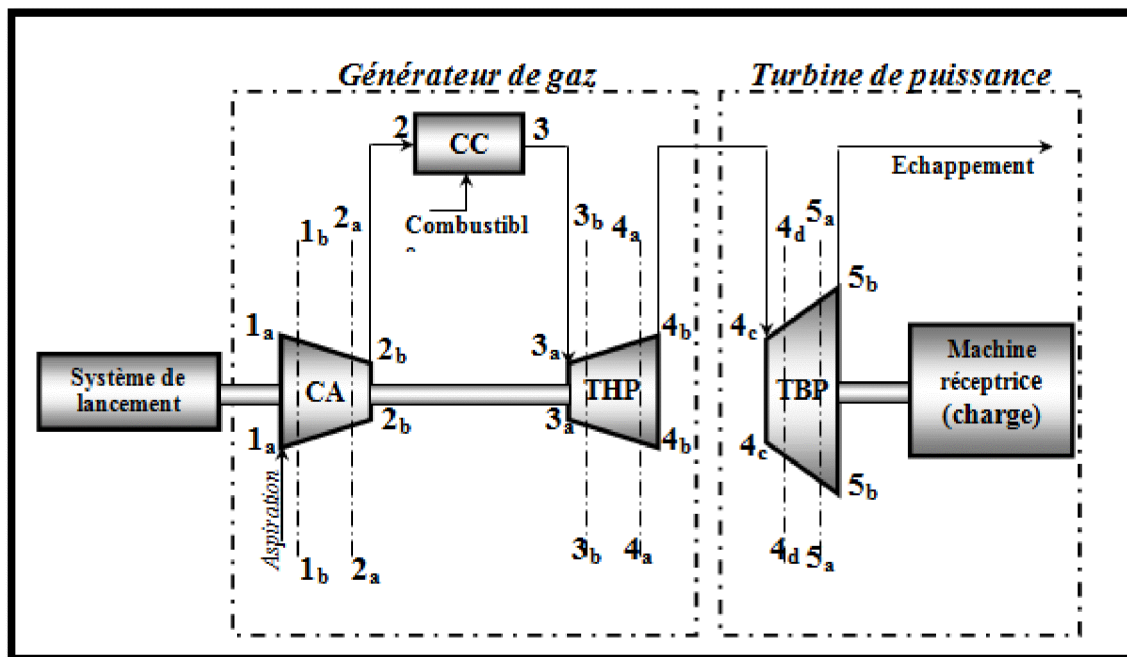


Figure 40- Schéma technologique de l'ITG avec les plans à calculer

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

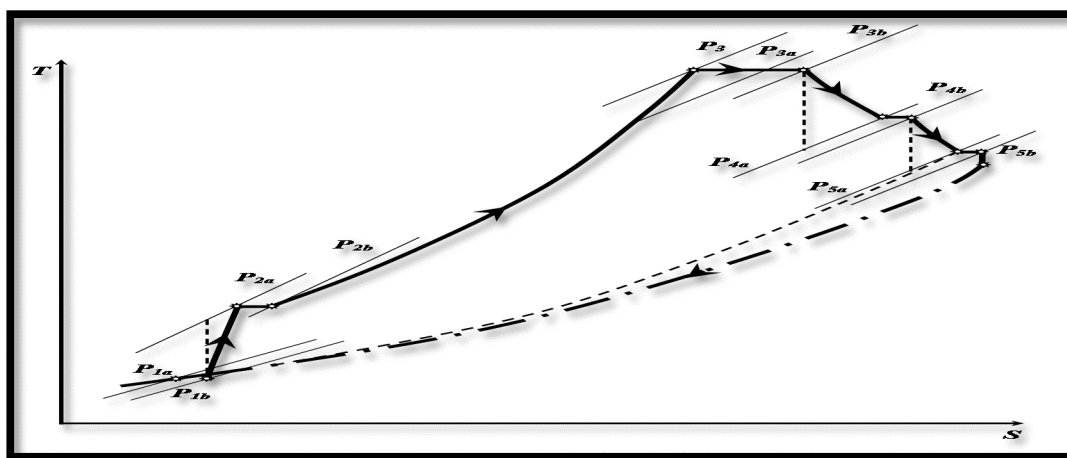


Figure 41- Evolution thermodynamique du fluide actif en coordonnées (T, S)

3) Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes géodynamiques dans les différents éléments de l'installation

3-1) Calcul du coefficient d'excès d'air

Débit massique théorique d'air G_0 :

$$G_0 = \lambda_k \cdot p_{ci}$$

Où $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$ caractéristique de MEKONOVLOV.

P_{ci} pouvoir calorifique inférieur du gaz, $P_{ci} = 44550 \text{ KJ/Kg} = 10645 \text{ Kcal/Kg}$

$$\text{A.N} \quad G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15,2 \text{ Kg air/Kgc}$$

Coefficient d'excès d'air :

Le bilan énergétique de la chambre de combustion nous donne:

$$\text{Où :} \quad P_{ci} \eta_{cc} = \alpha \cdot G_0 \cdot c_{pa} (T_3 - T_{2a}^*)$$

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

La température T_m moyenne entre la sortie de chambre de combustion et la sortie de compresseur se calcule comme suite :

$$T_m = \frac{530 + 1223}{2} = 876.5 \text{ K}$$

D'après l'annexe A $T_m = 876.5 \text{ K}$ $c_{pa} = 1110 \text{ J/Kg K}$

$$\text{A.N : } \alpha = \frac{44550 \cdot 0,97}{15,2 \cdot 1,11 \cdot (1223 - 530)} = 3.69 \text{ qu'on peut prendre } 4$$

3-2) Calcul de la masse volumique de l'air à l'entrée du filtre

La densité de l'air à l'entrée du filtre se calcule selon la formule suivante

$$\text{Où : } \rho_1^* = \frac{P_1^*}{r T_1^*}$$

T_1^* : La température de l'air ambiante, $T_1^* = T_0 = 15^\circ \text{C} = 288 \text{ K}$

P_1^* : la pression atmosphérique

r : constante des gaz parfait

$$\text{D'où } \rho_1 = \rho_1^* = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,22 \text{ kg/m}^3$$

3-3) Calcul préalable de turbine haut pression HP

3-3-1) Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur

Au point 1b

➤ Paramètre d'arrêt

- La pression $P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P$
- Avec $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$

ΔP_1 - pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 - pertes de pression dans la conduite.

ΔP_3 - pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

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

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

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

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

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

η : rendement du diffuseur.

Où : C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1a} est variée de 30 à 50 m/s et la vitesse C_{1b} est variée de 100 à 200 m/s. Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95, prenons : $C_{1b} = 100$ m/s et $\eta = 0,9$;

A.N.

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 1,22 \cdot \frac{100^2 - 40^2}{2} = 570 \text{ Pa}$$

Donc : $\Delta P = (0,015 + 0,005 + 0,00569) = 0,026 \text{ bars}$

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

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

• Masse volumique : $\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{r T_{1b}^*} = \frac{0,987 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,194 \text{ kg/m}^3$

➤ Paramètres statiques

• Température : $T_{1b} = T_{1b}^* - \frac{C_{1b}^2}{2c_p} = 288 - \frac{100^2}{2 \cdot 1005} = 283,02 \text{ K}$

• Pression : $P_{1b} = P_{1b}^* \cdot \left(\frac{T_{1b}}{T_{1b}^*}\right)^{1/m} = 0,987 \cdot \left(\frac{283}{288}\right)^{1/0,285} = 0,93 \text{ bars}$

avec $\gamma = 1,4$ et $m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0,285$

• Masse volumique : $\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r T_{1b}} = \frac{0,929 \cdot 10^5}{287 \cdot 283} = 1,145 \text{ kg/m}^3$

3-3-2) Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur

Au point 2a

➤ Paramètres d'arrêt

• Pression : $P_{2a}^* = \varepsilon_{cr} \cdot P_{1b}^* = 7,5 \cdot 0,987 = 7,402 \text{ bars}$

avec ε_{cr} est le taux de compression égal à 7,5

• Température : $T_{2a}^* = T_{1b}^* \left(1 + \frac{\varepsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{is}}\right)$

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

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

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{283 + 540}{2} = 411,5 \text{ K}$$

A partir de l'annexe [A] on peut déterminer les valeurs de c_p et γ

$T_m = 411,5\text{K}$ on a $\gamma = 1,4$ et $c_p = 1,013\text{ kJ/kg K}$

Donc: $T_{2a}^* = 288 \cdot \left(1 + \frac{7^{0,283} - 1}{0,87}\right) = 542,45\text{K}$

- Masse volumique: $\rho_{2a}^* = \frac{P_{2a}^*}{R T_{2a}^*} = \frac{7,402 \cdot 10^5}{287 \cdot 542,45} = 4,75\text{ kg/m}^3$

➤ Paramètres statiques

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

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

- Température : $T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2c_p} = 542,45 - \frac{120^2}{2 \cdot 1030} = 535,46\text{K}$

D'après l'annexe [A], $T_{2a}^* = 542,45\text{ K} \rightarrow \gamma = 1,37 \rightarrow c_p = 1046\text{ J/kgK}$ et $m = 0,27$

- Pression: $P_{2a} = P_{2a}^* \cdot \left(\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*}\right)^{1/\gamma} = 7,402 \cdot 10^5 \left(\frac{523,5}{531,13}\right)^{1/0,27} = 7,07\text{ bars}$
- Masse volumique: $\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{R T_{2a}} = \frac{7,05 \cdot 10^5}{287 \cdot 535,4} = 4,59\text{ kg/m}^3$

3-3-3) Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

au point 2

➤ Paramètres d'arrêt

- Pression : $P_{2a}^* = P_{2a} - \Delta P$
Avec : $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

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

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

Rendement du diffuseur à la sortie du compresseur $\eta = 0,5$ à $0,7$ où $C_{2b} = 40\text{ m/s}$: vitesse dans la conduite

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

ΔP_2 - pertes de pression dans la conduit entre le compresseur et la chambre de combustion ;

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

C_{2b} - vitesse dans la conduite qui a pour valeur $C_{2b} = 40$ m/s :

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot 7,402 \cdot 10^5 = 7402 \text{ Pa}$$

D'où : $\Delta P = 11760 + 6911 = 18671,64 \text{ Pa}$

Finalement: $P_2^* = 7,402 - 0,18671 = 7,15 \text{ bars}$

- Température : $T_2^* = T_{2a}^* = 542,45 \text{ K}$

- Masse volumique : $\rho_2^* = \frac{P_2}{r T_2^*} = \frac{7,15 \cdot 10^5}{287 \cdot 542,45}$

3-3-4) Les paramètres du gaz après la chambre de combustion :

au point 3

➤ Paramètre d'arrêt :

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

- Pression : $P_3^* = P_2^* - \zeta P_2$

$$P_3^* = 7,15 - 0,01 \cdot 7,15 = 7,08 \text{ bars}$$

- Température : d'après l'annexe [A]

$$\text{à } T_3^* = 1223 \text{ K on a } \gamma = 1,312 \text{ et } C_p = 1210 \text{ J/kg K}$$

- Masse volumique : $\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r T_3^*} = \frac{7,08 \cdot 10^5}{287 \cdot 1223} = 2,01 \text{ kg/m}^3$

3-3-5) Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP) au point 3b

➤ Paramètres d'arrêt

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

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

Où ΔP_1 – pertes de pression d'arrêt dans la conduite :

$$\Delta P_1 = 0,5 P_3^*$$

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 7,08 = 0,0354 \text{ Pa}$$

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

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

$$\Delta P_2 = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 2,02 \cdot \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1178,33 \text{ Pa}$$

Donc: $P_{3b}^* = 7,08 - 0,01178 = 7,068 \text{ bars}$

- Masse volumique : $\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{r T_{3b}} = \frac{7,068 \cdot 10^5}{287 \cdot 1218} = 2,02 \text{ kg/m}^3$

➤ paramètres statiques

- Température ; $T_{3b} = T_{3b}^* - \frac{C_{3b}^2}{2C_p} = 1223 - \frac{110^2}{2 \cdot 1210} = 1218 \text{ K}$
- Pression; $P_{3b} = P_{3b}^* \left(\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right)^{1/\gamma} = 7,068 \cdot \left(\frac{1218}{1223} \right)^{1/0,242} = 6,95 \text{ bars}$
- Masse volumique ; $\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r T_{3b}} = \frac{6,95 \cdot 10^5}{287 \cdot 1218} = 1,98 \text{ kg/m}^3$

3-3-6) Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)

Au point 4a

➤ Paramètres d'arrêt

- Pression : $\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \varepsilon_{THP}$

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

Admettons que : $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,98$

Alors nous obtenons :

$$C_{pa} T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\varepsilon_{cr}^{mair} - 1) = \eta_{mcr} C_{pg} T_{3b}^* \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{mg})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{1b}^* = 288 \text{ K} \\ T_{2b}^* = 531,13 \text{ K} \\ T_m = 404,64 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} C_{pa} = 1005 \text{ J/kg.K} \\ \gamma = 1,4 \\ m_{air} = 0,283 \text{ kg/s} \end{array} \right.$$

à $T_{mg} = 876\text{K}$ et d'après l'ANNEXE A on a $C_{pg} = 1190\text{ J/kg K}$

$$\text{et } \gamma = 1,32 \quad m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0,242$$

On remplace tout ces valeurs dans l'équation précédente et on aura :

$$\varepsilon_{THP} = 2,506$$

Donc :
$$P_{4a}^* = \frac{7,068}{2,506} = 2,82 \text{ bars}$$

- Température :
$$T_{4a} = \frac{T_{3b}^*}{\varepsilon_{THP}^{mg}} = \frac{1223}{2,506^{0,2424}} = 978,84 \text{ K}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP}(T_{3b}^* - T_{4a}) = 1223 - 0,88(1223 - 978,84) = 1008,14 \text{ K}$$

- Masse volumique:
$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{R T_{4a}^*} = \frac{2,82 \cdot 10^5}{288,45 \cdot 1008,14} = 0,969 \text{ kg/m}^3$$

➤ Paramètres statiques

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

- Pression :
$$p_{4a} = P_{4a} \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*}\right)^{1/\gamma} = 2,82 \cdot \left(\frac{978,84}{1008,14}\right)^{1/0,243} = 2,497 \text{ bars}$$

- masse volumique :
$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{R T_{4a}} = \frac{2,497 \cdot 10^5}{288,45 \cdot 1004,64} = 0,861 \text{ kg/m}^3$$

3-4) Calcul préalable de turbine basse pression BP

3-4-1) Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP

Au point 4 d

➤ paramètre d'arrêt

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

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

$$\Delta P_1 = (1-\eta) \rho_{4a}^* \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1-0,6) \cdot 0,861 \cdot \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1119,3 \text{ Pa}$$

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

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_{4a}^* = 0,005 \cdot 2,82 \cdot 10^5 = 1410 \text{ Pa}$$

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

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

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1-0,9}{0,9}\right) \cdot 0,969 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} = 689,06 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1119,3 + 1410 + 689,06 = 3218,36 \text{ Pa}$$

$$P_{4d}^* = 2,82 - 0,032 = 2,81 \text{ bars}$$

- Temperature: $T_{4d}^* = T_{4a}^* = 1008,14\text{k}$
- Masse volumique: $\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{rT_{4d}^*} = \frac{2,81 \cdot 10^5}{288,45 \cdot 1008,14} = 0,966 \text{ kg/m}^3$

➤ Paramètres statique :

- Température : $T_{4d} = T_{4d}^* - \left(\frac{c_{4d}^2}{2 c_p}\right) = 1008,14 - \frac{120^2}{2 \cdot 1160} = 1001,93\text{k}$
- Pression : $P_{4d} = P_{4d}^* \left(\frac{T_{4d}}{T_{4d}^*}\right)^{1/\gamma} = 2,81 \cdot \left(\frac{1001,93}{1008,14}\right)^{1/0,243} = 2,739 \text{ bars}$
- Masse volumique : $\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}} = \frac{2,81 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1001,93} = 0,974 \text{ kg/m}^3$

3-4-2) Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP

Au point 5a

➤ Paramètres d'arrêt

- Pression :

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 . Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5=20\text{m/s}$ et $\rho_5=0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors:

$$P_5^* = P_5 + \rho_5 \frac{c_5^2}{2}$$

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

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

- Température : $(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\varepsilon_{\text{TBP}}}$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{1008,14}{2,45^{0,243}} = 834,54\text{k}$$

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

$$T_{5a}^* = 1008,14 - 0,88 \cdot (1008,14 - 810) = 834,54\text{k}$$

- Masse volumique: $\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{rT_{5a}^*} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 834,54} = 0,432 \text{ kg/m}^3$

➤ Paramètres statiques

- Température : $T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{C_{5a}^2}{2 c_p} = 834,54 - \frac{90^2}{2 \cdot 1120} = 830,92 \text{ k}$
- Pression : $P_{5a} = P_{5a}^* \left(\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*}\right)^{1/\gamma} = 1,029 \left(\frac{830,92}{834,54}\right)^{1/0,253} = 1,0114 \text{ bars}$
- Masse volumique: $\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{rT_{5a}} = \frac{1,014 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 830,92} = 0,427 \text{ kg/m}^3$

4) Débit et rendement

4-1) Travail massique et rendement

$$W_{TBP} = C_{p_g} \cdot T_{4d}^* \cdot \eta_{TBP} \cdot [1 - (\varepsilon_{TBP}^*)^{-\gamma}]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{4d}^* = 1008,14 \text{ K} \\ T_{5a}^* = 834,54 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow T_{mg} = 916,5 \text{ K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,335 \\ C_p = 1150 \text{ J/kg.K} \end{array} \right.$$

A.N. $W_{TBP} = 1150 \cdot 1008,14 \cdot 0,881(1 - (2,54)^{-0,25}) = 213091,23 \text{ J/kg}$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 26MW, le débit massique des gaz $(G_g)_{TBP}$ sera:

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

Donc: $G_g = \frac{\mathfrak{T}_{eff}}{\eta_m W_{TBP}} = \frac{28 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 213091,23} = 134,08 \text{ kg/s}$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion: [15]

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot c_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_3 - T_c)$$

car : $p_{ci} \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot c_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) + G_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_3 - T_c)$

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

q_c : débit massique relatif du combustible.

q_r : débit massique relatif de l'air de refroidissement.

q_f : débit massique relatif des fuites.

Et $q_c = \frac{(1 - q_r - q_f) \cdot c_{p_a} \cdot (T_3 - T_2)}{P_{ci} \cdot \eta_{cc} - c_{p_c} \cdot (T_3 - T_c)}$

Où : T_c : température de combustible (70 à 80) °C

$$q_c = \frac{1065(1223 - 542,39) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,9545 \cdot 10^6 - (1223 - 350) \cdot 1800} = 0,0165 \text{ kg/s}$$

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

$$\text{Et : } q_g = 1 - q_r - q_f + q_c = 1 - 0,05 - 0,01 + 0,0165 = 0,9562 \text{ kg/s}$$

$$\text{D'où le débit d'air est : } G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{134,08}{0,9565} = 140,17 \text{ kg/s}$$

Le débit massique de combustible sera :

$$G_c = G_a \cdot q_c = 140,17 \cdot 0,0165 = 2,31 \text{ kg/s}$$

4-2) Le rendement thermique de l'installation

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{\dot{Q}_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{P_{ci} \cdot G_c} = \frac{212083,23 \cdot 134,08}{44,53 \cdot 10^5 \cdot 2,31} = 0,2764$$

5) Vérification du coefficient d'excès d'air

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c G_0} = \frac{140,17}{2,31 \cdot 15,2} = 3,99$$

6) Calcul d'après les données standards du constructeur

Le tableau 5 illustre les différents paramètres à chaque point particulier de la Turbine

Les pressions		Les températures		Les masses volumiques	
$P_1 = 0,93 \text{ bar}$		$T_1 = 283,02 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,145 \text{ kg/m}^3$	
$P_2 = 7,15 \text{ bars}$		$T_2 = 542,45 \text{ K}$		$\rho_2 = 4,59 \text{ kg/m}^3$	
$P_3 = 6,95 \text{ bars}$		$T_3 = 1218 \text{ K}$		$\rho_3 = 1,98 \text{ kg/m}^3$	
$P_4 = 2,82 \text{ bars}$		$T_4 = 1004,64 \text{ K}$		$\rho_4 = 0,861 \text{ kg/m}^3$	
$P_5 = 1,029 \text{ bar}$		$T_5 = 810,87 \text{ K}$		$\rho_5 = 0,432 \text{ kg/m}^3$	
$W_{TBP} \text{ (J/kg)}$	$G_g \text{ (kg/s)}$	$G_a \text{ (kg/s)}$	$G_c \text{ (kg/s)}$	$P_u \text{ (MW)}$	$\eta_{th} \text{ (\%)}$
213091,23	125,09	140,17	2,31	28	26,8

Tableau 5- Les différents paramètres à chaque point de la turbine

7. Les résultats de calcul d'après les données sur site

Température ambiante: $T_0 = 298 \text{ K}$

Pression ambiante : $P_0 = 0,99 \text{ bars}$

Taux de compression $\varepsilon = 7,5$

Les pressions		Les températures		Les masses volumiques	
$P_1 = 0,964 \text{ bars}$		$T_1 = 301 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,27 \text{ kg/m}^3$	
$P_2 = 6,74 \text{ bars}$		$T_2 = 549,57 \text{ K}$		$\rho_2 = 4,278 \text{ kg/m}^3$	
$P_3 = 6,67 \text{ bars}$		$T_3 = 1218 \text{ K}$		$\rho_3 = 1,9 \text{ kg/m}^3$	
$P_4 = 2,64 \text{ bars}$		$T_4 = 1004,64 \text{ K}$		$\rho_4 = 0,905 \text{ kg/m}^3$	
$P_5 = 1,01 \text{ bars}$		$T_5 = 824,49 \text{ K}$		$\rho_5 = 0,432 \text{ kg/m}^3$	
$W_{TBP} (\text{J/kg})$	$G_g (\text{kg/s})$	$G_a (\text{kg/s})$	$G_c (\text{kg/s})$	$P_u (\text{MW})$	$\eta_{th} (\%)$
180640	114,33	119,6	1,85	20,24	24,5

Tableau 6-Les résultats de calcul d'après les données sur site.

8. Tableau comparatif des résultats obtenus

Résultats Cas	$G_c (\text{kg/s})$	$G_a (\text{kg/s})$	$G_g (\text{kg/s})$	$W_{TBP} (\text{kJ/kg})$	$\eta_{th} (\%)$	$P_u (\text{MW})$
Données de constructeur : $T_0 = 288 \text{ K}$ $\varepsilon = 7,5$	2,31	140,17	125,09	213,091	26,8	28
Sur le site : $T_0 = 298 \text{ K}$ $\varepsilon = 6,55$	1,85	119,6	114,33	180,64	24,5	20,04

Tableau 7-La comparaison entre les résultats obtenus sur le site et celle de constructeur.

D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle obtenues sur le site. Car certaines conditions de fonctionnement réelles sont différentes des conditions nominales utilisées par le constructeur. Réellement il y a des facteurs (la température, la pression et l'humidité) qui présentent une influence différente sur les performances de la machine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la machine.

9. Influence des paramètres

9.1. Les paramètres extérieurs

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

9.1.1. La température ambiante

Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour les températures des différents mois de l'année sont illustrées dans le tableau 8 et sur les figures 43.

Mois	JAN	FIV	MAR	AVR	MAI	JUI
T(k)	282	283	288	293,20	297,15	304,15
P _u (kw)	19600	19468,143	19460,15	19368,45	19251,11	19100,35
η_t (%)	25,7	25,62	25,50	25,41	25,25	25,08
Mois	JULL	AUT	SEP	OCT	NOV	DEC
T(k)	309,15	307,18	298,35	294,25	286,63	282,65
P _u (kw)	18990	19045	19176,7	19338,8	19495,6	19567,8
η_t (%)	24,88	24,97	25,18	25,31	25,55	25,68

Tableau8-les valeurs des performances de la turbine en fonction de différent mois de l'année.

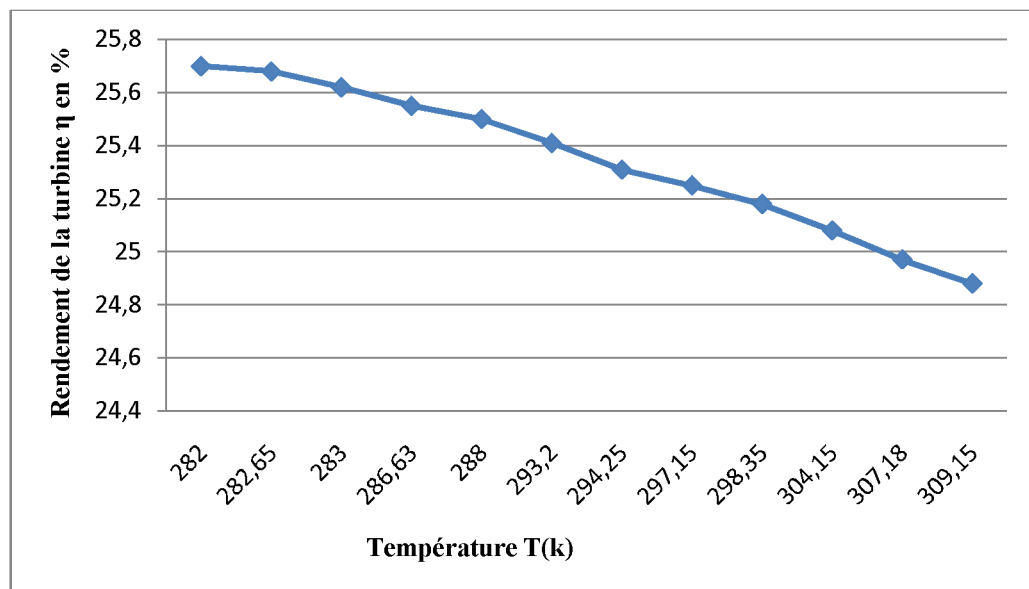


Figure 42- Rendement de la turbine en fonction de température ambiante.

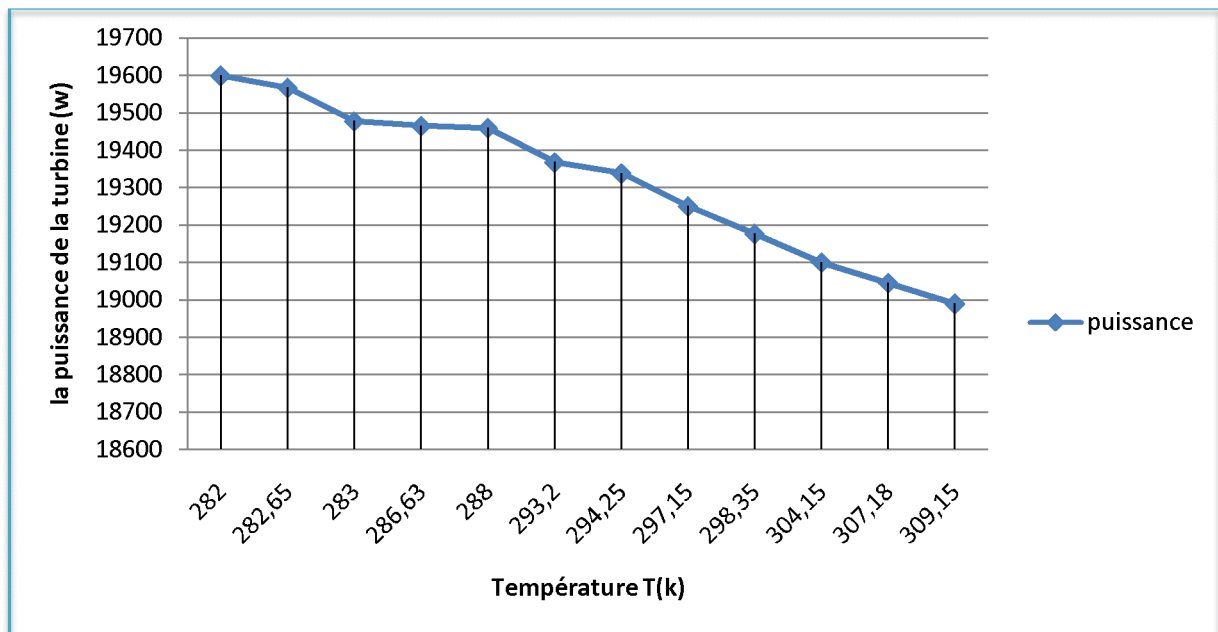


Figure 43- Puissance de la turbine en fonction de la température ambiante.

D'après le calcul thermodynamique, on constate que l'augmentation de la température ambiante influe sur les valeurs performances de la turbine à gaz MS5002C. En effet il est à noter ; plus que cette température augmente, plus la puissance et le rendement global diminuent.

9.1.2. La pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse volumique) 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 ne sont pas influencés.

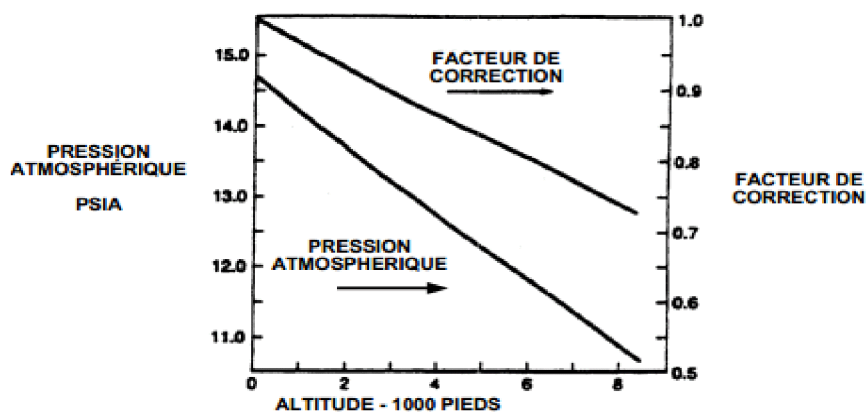


Figure 44 : puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.[18]

9.1.3. L'humidité

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

Dans le passé, un tel effet était négligé. De nos jours, comme on produit des turbines à gaz toujours plus puissantes et que l'on ajoute de l'humidité sous forme d'eau ou vapeur pour réduire les NOx, cet effet doit être pris en compte.

9.1.4. La poussière

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

9.2. Les paramètres intérieurs

Outre aux quatre facteurs "extérieurs" décrits dans les paragraphes précédents, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances d'une turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs "intérieurs", parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. [16]

Ils sont énumérés ci-dessous :

- Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur
- Chutes de pression dans le système d'échappement de turbine
- Type de combustible
- Extraction d'air à partir du compresseur axial
- Injection de vapeur
- Injection d'eau
- Refroidissement par évaporation

Conclusion

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

Et comme nous avons vu aussi l'influence de certains facteurs extérieurs et intérieurs sur la turbine à gaz MS5002C.

Introduction :

Les installations et les équipements se détériorent sous l'action de multiples causes ; surcharge en cours de fonctionnement, mauvaise exploitation, action des agents corrosifs, chimique, atmosphérique,... etc. Ces détériorations peuvent être à l'origine des arrêts de fonctionnement (pannes), de la diminution de production, l'augmentation des coûts de façon générale.

1. Définition de la maintenance :

D'après l'AFNOR (FD X 60-000); la maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administrative et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

Dans une entreprise, maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, réparation, graissage, contrôle, etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la production avec efficacité et qualité [22].

2. Les types de la maintenance

Les types de maintenance (d'après la norme AFNOR: X60-010) sont illustrés dans le diagramme suivant :

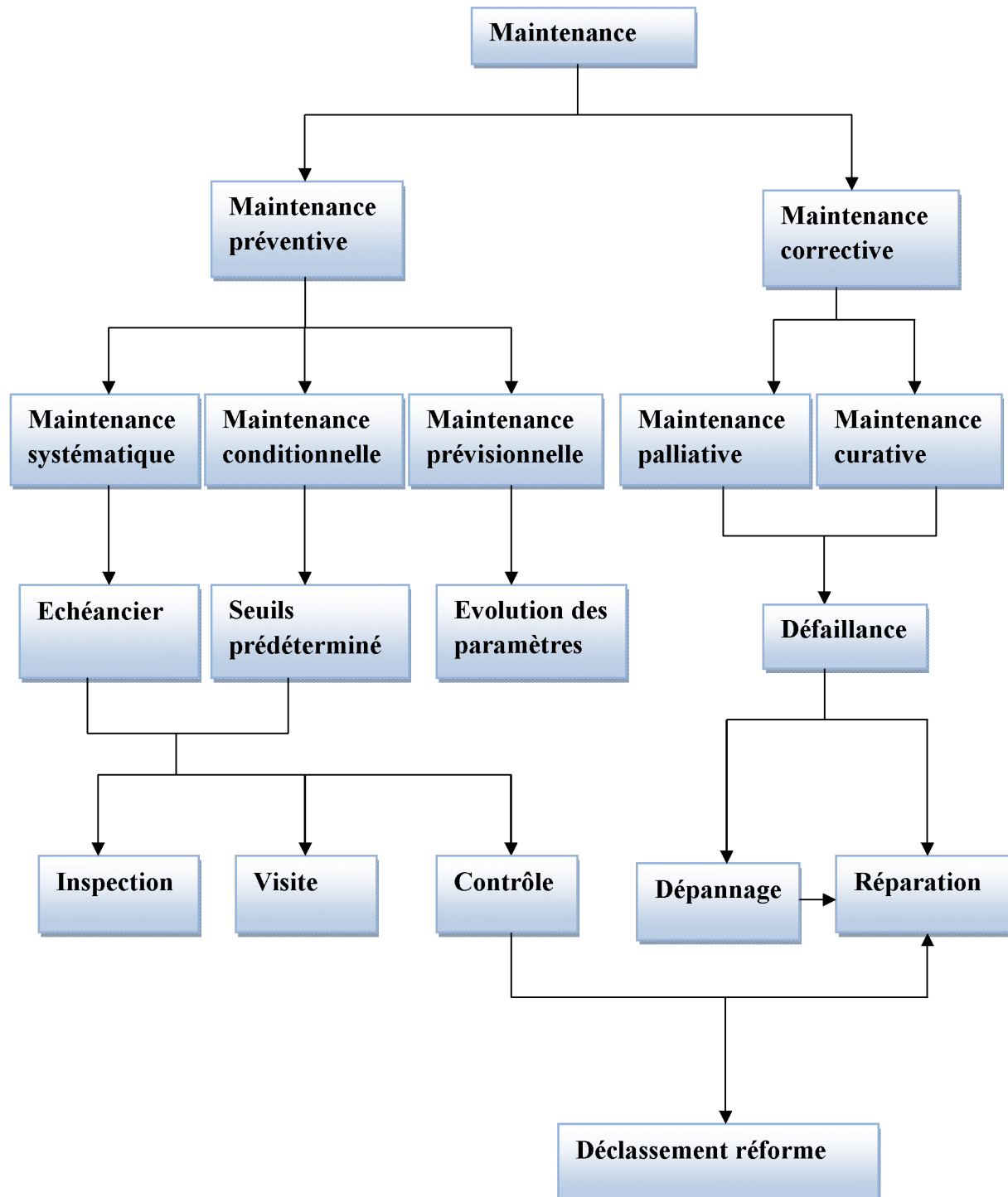


Figure44 -Types de maintenance D'après la norme AFNOR: X60-010 [29].

3. Objectifs de la maintenance :

- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment
- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possible.
- Augmenter la durée de vie des équipements.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement.
- Augmenter le rendement des équipements.
- Garantir la qualité des produits.
- Améliorer la gestion des stocks.

4. Maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS5002C

4.1) La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt)

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

4.1.1. Inspection du système combustion (combustion inspection CI)

Chaque 8000 h de fonctionnement; Une inspection du système combustion réclame un temps d'arrêt relativement court de la turbine à gaz afin de vérifier l'état des éléments suivants :

- Brûleur.
- Chambre de combustion (chemise, chapeau, douille d'écoulement).
- Tubes d'interconnexion.
- Bougies d'allumage.
- Détecteurs de flammes.

Elément	Objet de l'inspection	Actions potentielles
Chemise de combustion Chapeau de combustion	Corps étrangers Usure anormale	Réparer/remettre en état <u>Chambres de combustion</u> Criques/Erosion/Usure Réparation TBC <u>Pièces de transition</u> Usure
Brûleur Pièce de transition	Fissures Trous refroidissement Obstrués	Réparation TBC Déformation <u>Brûleurs</u>
Tube d'interconnexion Vanne de purge	Condition TBC Oxydation/Corrosion/Erosion Traces de température	Obturation Usure/Erosion <u>Tubes d'interconnexion</u>
Clapets anti-rotors	Excessive locale Pertes particules	Usure/Températures excessive
Bougies d'allumages	Intérieures	
Détecteur de flamme Conduits de combustible aux brûleurs	Jeux Inspection au boroscope	

Tableau 9- Inspections typiques de système de combustion [24].

TBC : Revêtement de Protection Thermique. Protection extérieure des chambres de combustion et des pièces de transition.

Le boroscope se compose d'un générateur de lumière, d'un conducteur de lumière flexible et d'un appareil optique rigide avec lentille haute qualité.

4.1.2. Inspections de la veine des gaz chauds (hot gas path inspection HP GI)

Chaque 16000h de fonctionnement ; Le but de ce niveau d'inspection est d'examiner les pièces de la turbine les plus soumises aux contraintes par les températures élevées du système des gaz de combustion ; cette visite comprend essentiellement :

- Directrices, tous les étages
- Aubes de rotor, tous les étages
- Anneaux de protection extérieures, tous les étages

Elément	Objet d'inspection	Action potentielle
Système de combustion	Voire le tableau 1	Voire le tableau 1
Directrices, tous les étages	Corps étranges	Réparer/remettre en état
Aubes, tous les étages	Usure anormale	<u>Directrices</u> Réparation par soudure
Anneau de protection extérieure	Fissures	Revêtement de restitution
Joint à labyrinthes	Les trous de refroidissement sont obstrués	<u>Aubes</u> Dévétissages et nouveau revêtement
Thermocouple de l'espace de roue	Etat de revêtement	Durée de vie résiduelle après fluage
Carter d'échappement de turbine	Oxydation/corrosion/érosion	
Aube de refoulement compresseur axial	Traces de la température excessive locale	
IGV	Perte de petites particules intérieures	
	Distorsion et déformation	
	Jeux	

Tableau 10- inspections typiques de la veine des gaz chauds [24].

4.1.3. Révision générale (major inspection MI)

C'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement. Le but d'une révision générale est d'examiner toutes les pièces intérieures du stator et du rotor, de l'admission de la chambre des filtres jusqu'aux systèmes d'échappements y compris le réducteur de charge et la machine conduite [25].

Elément	L'objet d'inspection	Action potentielle
Système de combustion	Voire le tableau 1	Voir le tableau1
Veine des gaz chauds	Voire le tableau 2	Voire le tableau 2
Aubes du compresseur	Corps étrangers	Réparer/Remettre en état
Roues de la turbine	Usure anormale	<u>Directrices aubes</u>
Queues d'aronde des aubes	Fissures	Détérioration du revêtement
Zone supportée de l'arbre	Traces de fuite intérieure	Signe de frottement
Paliers	Oxydation/corrosion/érosion	Fissures
Joint à labyrinthes	Perte de petites particules intérieures	Dommmages dus à des corps étrangers
Système d'admission	Distorsions et déformations	Durée de vie
Système d'échappement	jeux	Résiduelle au fluage
D'autres systèmes auxiliaires		Anneaux de protection de stator
		Fissures
		Oxydation
		Erosion
		<u>IGV</u>
		Usure des douilles
		Dommmages dû à des corps étrangers
		<u>Paliers et joints</u>
		Marquages
		Usures
		<u>Aubes de compresseur</u>
		Corrosion
		Erosion
		Frottement
		Dommmages dus à des corps étrangers

Tableau 11- Inspections typiques de révision générale [24].

4.2. La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)

Elle comprend la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devront-être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui vont déclencher la turbine par la suite [23].

Le tableau suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

Les paramètres	Mode de contrôle			
	I	E	S	P
-Vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
-Température à l'échappement.	+		+	+
-Température à l'entrée de la turbine.	+	+	+	+
-Vibration au niveau des paliers.	+	+	+	+
-Risque de pompage.	+		+	+
- Δp filtre à air.			+	
-température sortie du compresseur	+		+	
-Contrôle présence de flamme.			+	+
-Haute température des paliers.	+		+	+
-Température d'huile de graissage.	+		+	+

I : indication E : enregistrement S : signale P : protection

Tableau 12- Mode de contrôle des paramètres importants.

5. Etude théorique de la fiabilité

Introduction

L'évolution des techniques de production vers une plus grande robotisation des systèmes techniques plus complexes a augmenté l'importance de la fiabilité des machines de production. Aussi, un arrêt imprévu coûte cher à une entreprise. De même, dans l'industrie de pétrole, les problèmes de fiabilité, de maintenabilité, de disponibilité sont capitaux.

Pendant longtemps, les centres d'étude de recherche et de formation se sont intéressés à la production, la fabrication et la conception. Plus récemment, des études de fiabilité, de maintenance se sont développées ; le concept de maintenabilité est apparu pour la première fois aux Etats-Unis dans l'armée américaine en 1954.

Depuis diverses techniques ou méthodologies se sont mises en place afin de mieux répondre à cette attente.

5.1. Définitions :

5.1.1. Définition de la fiabilité

Selon la norme X06-50, la fiabilité est l'aptitude d'un dispositif à accomplir une fonction requise dans des conditions données pour une période de temps donnée [24].

La fonction de fiabilité $R(t_i)$:

N_0 : nombre d'éléments bons à t_0 (instant initial)

N_i : nombre d'éléments bons à t_i

n_i : nombre d'éléments défectueux entre t_i et t_{i+1} , noté aussi ΔN_i

$$R(t_i) = N_i / N_0$$

Supposons que nous observions le comportement d'un dispositif (matériel, équipement, composant, ...) en fonctionnement.

Nous introduisons la variable aléatoire T qui représente le temps écoulé depuis la mise en service du dispositif à l'instant $t = 0$ jusqu'à l'instant de sa première défaillance. La variable aléatoire T représente donc la durée de vie du dispositif ou, de manière équivalente, l'instant de sa défaillance.

La variable aléatoire T est positive, elle est de plus supposée absolument continue. La fonction de fiabilité est définie par :

$$R(t_i) = p(T \geq t), t \geq 0$$

Pour un t fixé. Elle représente la probabilité de bon fonctionnement du dispositif étudié sur l'intervalle de temps $[0, t]$.

La fiabilité est donc une fonction du temps, encore appelée fonction de survie.

Remarque :

$R(t)$ est une fonction monotone décroissante à valeurs dans $[0, 1]$,

telle que :

$$\begin{cases} R(0)=1 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} R(t)=0 \end{cases}$$

Nous notons $F(t)$ la fonction de répartition de la variable aléatoire T . L'absolue continuité de T nous permet de définir sa densité de probabilité, notée $f(t)$.

a) Fonction de répartition : La fonction de répartition de la variable aléatoire T est

$$F(t) = p(T \leq t) = 1 - R(t)$$

Pour un t fixé, elle représente la probabilité de défaillance à un instant quelconque précédent l'instant t .

Par définition, on a $F(t)=0$ pour $t < 0$

b) Densité de probabilité

La densité de probabilité est une fonction $f(t) \geq 0$ telle que pour tout $t \geq 0$

$$F(t) = \int_0^t f(u) du$$

En admettant que la fonction de répartition admette une dérivée au point t , nous pouvons écrire

$$R(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(u) du = \int_t^\infty f(u) du$$

Il en résulte que

$$f(t) = -\frac{dR(t)}{dt}$$

On calcule approximativement la densité de probabilité, pour l'intervalle de durée de vie s'étendant de t_{i-1} à t_i par :

$$f(t) = f(t_{i-1} < t < t_i) = \frac{R(t_{i-1}) - R(t_i)}{t_{i-1} - t_i}$$

Soit, en désignant par $N(t_i)$ le nombre de survivants pour une durée de vie t_i par

$$f(t) = \frac{1}{N_0} \frac{N(t_{i-1}) - N(t_i)}{t_i - t_{i-1}}$$

c) Taux de défaillance

Prenons maintenant une pièce ayant servi pendant une durée t et encore survivante. La probabilité qu'elle tombe en panne entre l'âge t qu'elle a déjà et l'âge $T + dt$ est représentée par la probabilité conditionnelle qu'elle tombe en panne entre T et $T + dt$, sachant qu'elle a survécu jusqu'à T . D'après le théorème des probabilités conditionnelles cette probabilité est égale à :

$$\lambda(t)dt = \frac{F(t+dt) - F(t)}{R(t)} = \frac{dF(t)}{1 - F(t)}$$

Avec $\lambda(t)$ taux de défaillance de la pièce d'âge t .

On a donc :

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)}$$

$\lambda(t)$ S'exprime également par l'inverse d'un temps, mais n'est pas une densité de probabilité.

5.1.2. Moyenne des temps de bon fonctionnement MUT (Mean Up Time)

C'est le temps moyen jusqu'à défaillance (ou moyenne des temps de bon fonctionnement) est

$$MUT = \frac{\sum \text{temps de bon fonctionnement}}{\text{nombre d'intervalles de temps de bon fonctionnement}}$$

$$MUT = \int_0^{+\infty} R(t) dt$$

5.1.3. Temps moyen pour réparer MTTR (Mean Time To Repair)

Exprime la moyenne des temps de tâches de réparation. Il est calculé en additionnant les temps actifs de maintenance ainsi que les temps annexes de maintenance, le tout divisé par le nombre d'interventions.

$$MTTR = \frac{\text{Temps d'arrêt total}}{\text{nombre d'arrêts}}$$

5.1.4. Taux de réparation μ :

$$\mu = \frac{1}{MTTR}$$

La probabilité de réparation d'un composant est principalement fonction du temps écoulé depuis l'instant de défaillance. Il existe un certain délai t avant que le composant puisse être réparé. Ce délai t comprend le temps de détection et le temps d'attente de l'équipe de réparation. Il s'y ajoute le temps de réparation proprement dit. Figure 45 donne l'allure de la probabilité de réparation d'un composant tombé en panne en $t=0$.

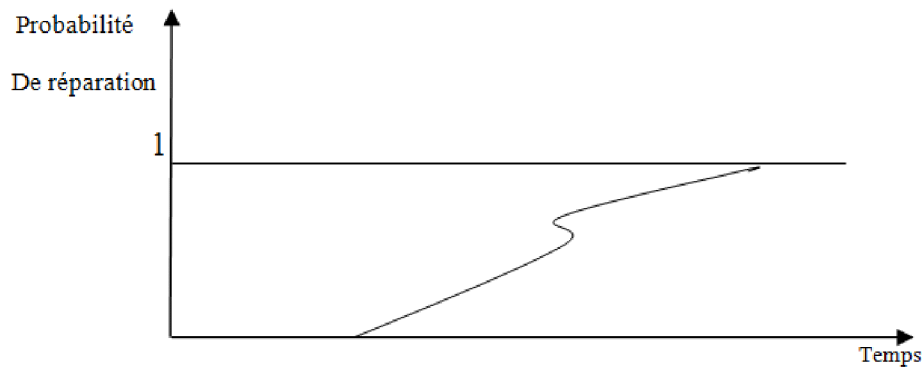


Figure 45-Probabilité de réparation au cours de temps.

5.1.5. La moyenne des temps de fonctionnement ou moyenne de temps entre pannes

MTBF (Mean Time Between Failures):

C'est le temps qui sépare deux défaillances consécutives. Le MTBF est la moyenne sur un ensemble d'entités « identiques » et sur leurs durées de vie considérées des TBF.

$$\text{MTBF} = \frac{\text{temps total de fonctionnement pour l'ensemble des produits}}{\text{Nombre total de défaillances}}$$

Et Est l'espérance mathématique des défaillances.

$$\text{MTBF} = \int_0^{+\infty} t f(t) dt$$

On peut aussi montrer qu'elle est égale à :

$$\text{MTBF} = \int_0^{+\infty} R(t) dt$$

5.1.6- La relation entre MUT, MTBF, et MTTR

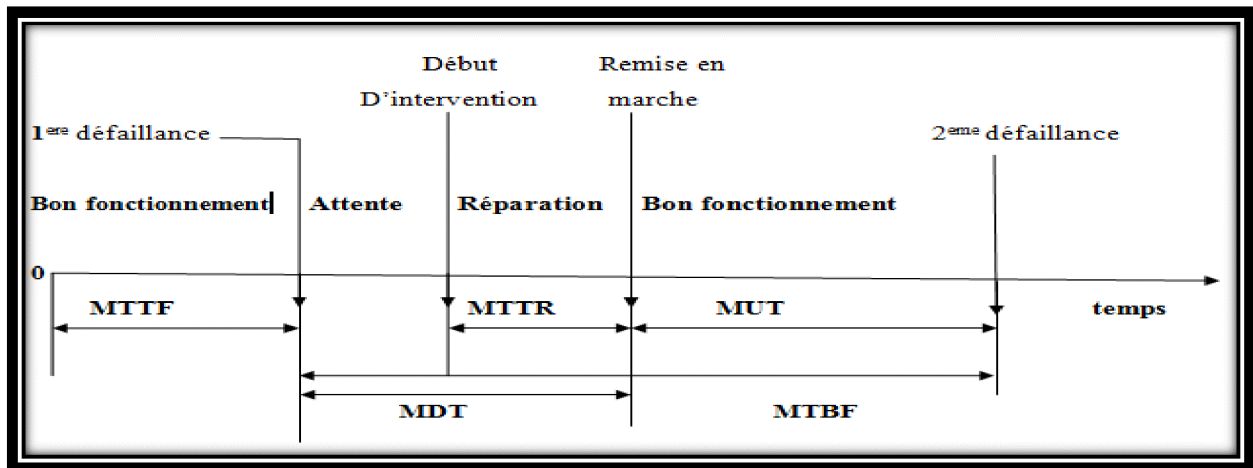


Figure46-Vie d'un système : évolution dans le temps.

On a :

$$MTBF = MUT + MTTR$$

En général, on utilise les sigles d'origine américaine MTBF, MTTR et MUT, avec le risque de mal se comprendre évoqué au début du paragraphe ; on peut proposer les expressions françaises suivantes pour utiliser exactement les mêmes notions en levant les ambiguïtés :

TTR temps de réparation

UT temps de bon fonctionnement

TBF temps entre défaillance

5.1.7. Disponibilité

Caractéristique d'un système réparable mesurée par la probabilité que le système fonctionne correctement à un instant quelconque, lorsqu'il est utilisé et entretenu dans les conditions spécifiées.

$$D = \frac{\Sigma \text{temps de bon fonctionnement}}{\Sigma \text{temps entre défaillances}}$$

$$D = \frac{MUT}{MUT + MTTR} = \frac{MUT}{MTBF}$$

5.1.8. Courbe en baignoire

La courbe du taux de défaillance de Figure 47 en fonction de l'âge généralement semblable à celle de la figure 48. On distingue trois périodes [30].

— La première (I) correspond à la jeunesse du produit. Les défaillances sont dues à des défauts de fabrication ou à des phénomènes à évolution rapide. Le taux de défaillance décroît

avec l'âge. Cette période a une durée variable suivant le produit. Elle s'échelonne entre quelques heures et quelques centaines d'heures.

— La deuxième (II) présente un taux de défaillance sensiblement constant. Elle correspond à l'apparition de défaillances provenant de causes très diverses. Cette période correspond à la vie utile. Sa durée s'étend de quelques milliers d'heures pour les pièces mécaniques à plusieurs centaines de milliers d'heures pour les composants électroniques.

— La dernière (III) est caractérisée par un taux de défaillance croissant. Elle correspond à l'apparition des défaillances dues à l'usure ou à la fatigue (fin de vie).

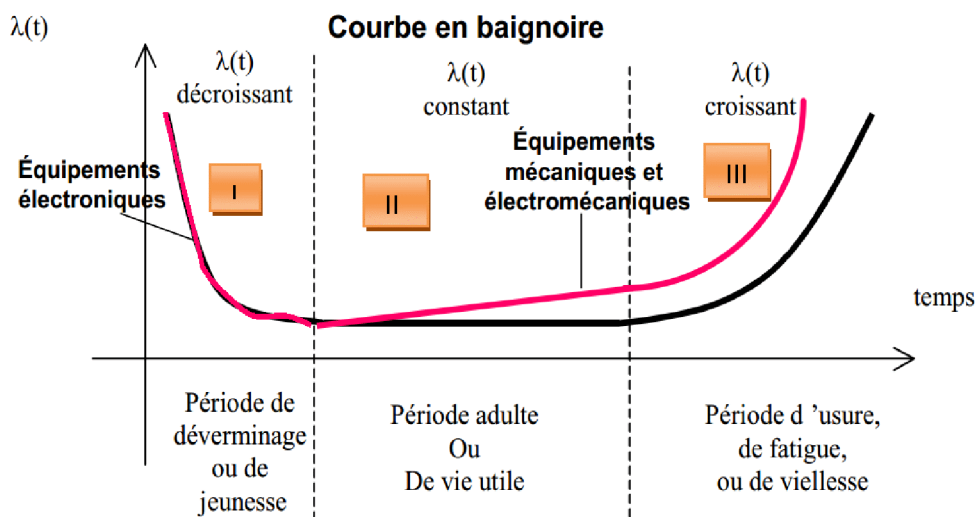


Figure47 - Taux de défaillance en fonction de temps (Courbe en baignoire) [22].

Le tableau suivant présente les caractéristiques respectives des trois distributions.

	Appellation	Les causes des défaillances
Taux de Défaillance décroissant	• Mortalité infantile • Rodage • Défaillance de jeunesse	Défaillance généralement liées à la fabrication et à l'assurance Qualité (soudures, joints, connexions, emballages, saleté, impuretés, fissures, défauts isolation ou d'enrobage, mauvais ajustement ou mauvais positionnement). En d'autres termes : ensemble d'éléments non conformes pour cause de défauts microscopique.
Taux de défaillance constant	• Défaillance aléatoire • Vie utile • Défaillance liée aux contraintes	Défaillance généralement liées aux contraintes : niveau de contrainte dépassant de manière aléatoire et passagère la résistance des composants.
Taux de défaillance croissant	• Défaillance par usure	Défaillances dues à la corrosion, à l'oxydation, à la rupture d'isolation, à l'électro-migration, à l'usure abrasive, à la freinte, à la fatigue...etc.

Tableau 13- Les caractéristiques des trois distributions de la courbe en baignoire [30].

5.1.9 Méthodologie de la recherche de la fiabilité

La figure suivante montre la méthode de la recherche de la fiabilité

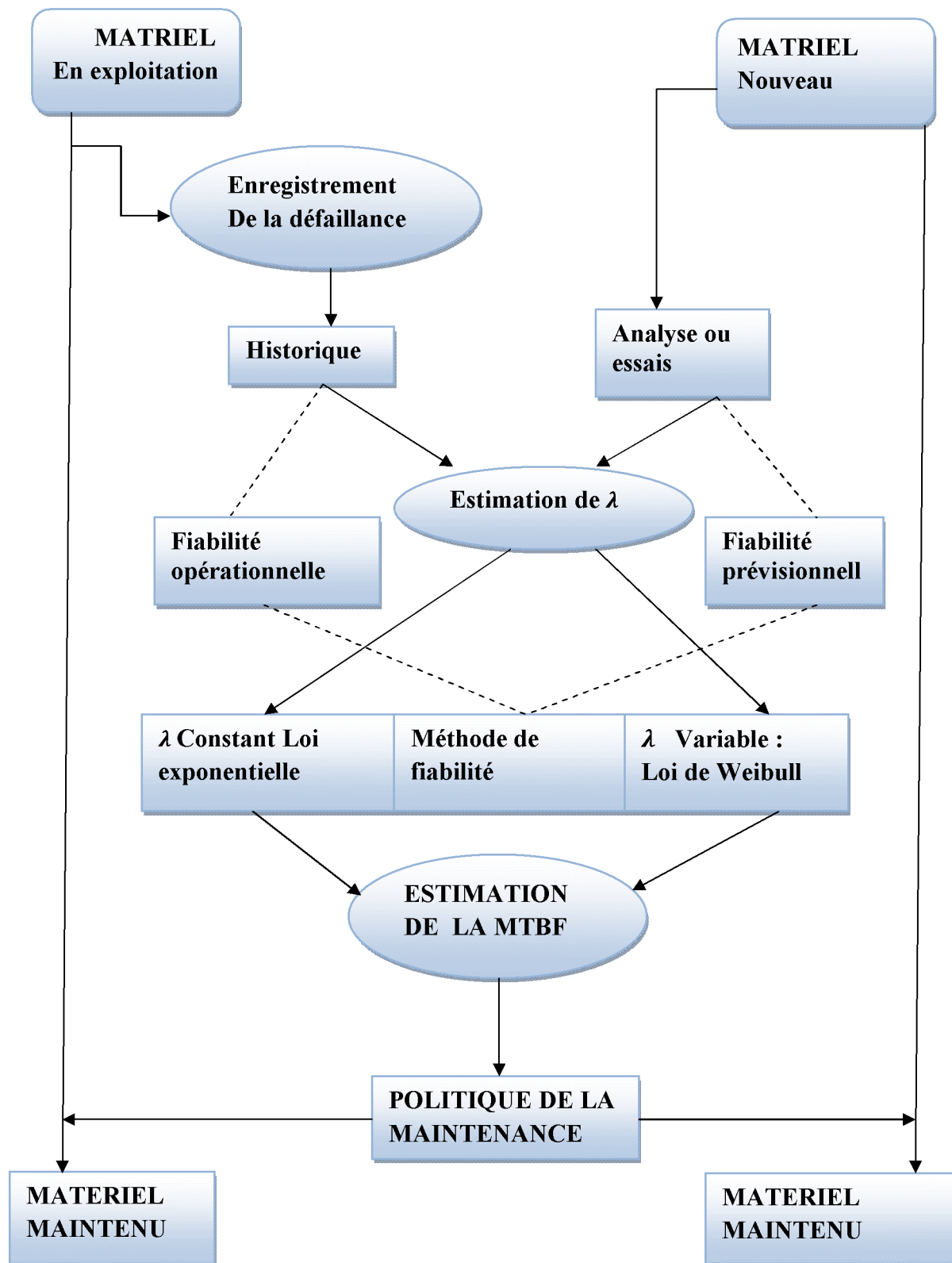


Figure 48- Méthodologie de recherche de la fiabilité.

5.2. Lois de probabilité usuelle en fiabilité

Nous présentons dans ce paragraphe les lois de fiabilité les plus couramment utilisées.

5.2.1. Loi exponentielle

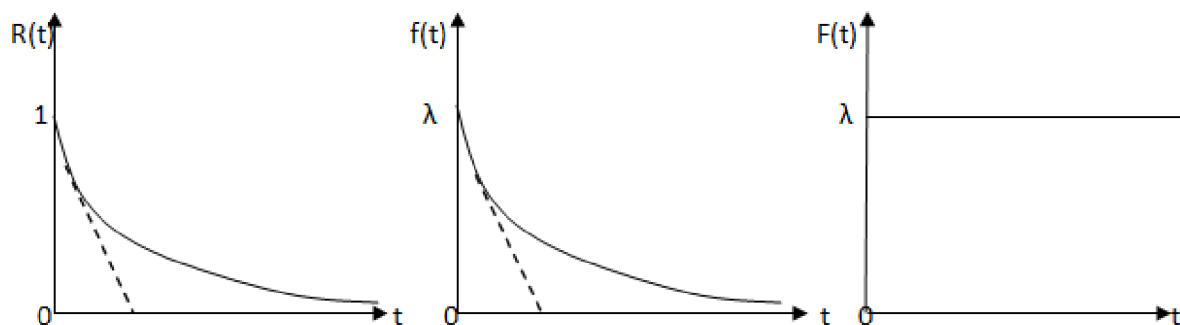
C'est une loi qui ne dépend que d'un seul paramètre (le taux de défaillance, λ); elle s'applique d'une manière générale aux matériels qui subissent des défaillances brutales, ou à des systèmes complexes composés de plusieurs éléments dont les lois de fiabilité élémentaires sont différentes.

Durant la vie utile, le taux de défaillance λ est constant.

La fiabilité est solution de : $R(t) = \exp(-\lambda t)$

Densité de probabilité : $f(t) = \lambda \exp(-\lambda t)$

Fonction de répartition : $F(t) = 1 - \exp(-\lambda t)$



a- probabilité de survie $R(t)$

b- densité de probabilité $f(t)$

c- taux de défaillance $\lambda(t)$

5.2.2. Loi de poisson ou la loi de faibles probabilités :

La réalisation d'événement aléatoires dans le temps se nomme « processus de POISSON » et caractérise une suite de défaillances indépendantes entre elles et indépendantes du temps.

La loi de POISSON est une loi discrète, elle exprime la probabilité d'apparition d'un événement lorsque celui-ci peut se manifester de nombreuses manières mais avec une faible probabilité.

Ses paramètres sont, on posant :

- sa variance : $m = \gamma t$

-sa fréquence :
$$\Pr [x=k] = \frac{m^k}{k!} e^{-m}$$

-sa fonction de répartition :
$$F(x) = \sum_{k=0}^x \frac{m^k}{k!} e^{-m}$$

5.2.3. Loi normale :

. C'est une loi continue à deux paramètres; la valeur moyenne et l'écart type caractérise la dispersion autour de la valeur moyenne. Elle est la plus ancienne. utilisée pour décrire les phénomènes d'incertitudes sur les mesures, et ceux de fatigue des pièces mécaniques

5.2.4. Loi de Weibull

La loi de weibull est utilisée en fiabilité, en particulier dans le domaine de la mécanique. Cette loi a l'avantage d'être très souple et de pouvoir s'ajuster à différents résultats d'expérimentations.

La loi de Weibull est une loi continue à trois paramètres :

- le paramètre de position λ qui représente le décalage pouvant exister entre le début de l'observation (date à laquelle on commence à observer un échantillon) et le début du processus que l'on observe (date à laquelle s'est manifesté pour la première fois le processus observé) .

- le paramètre d'échelle η qui, comme son nom l'indique, nous renseigne sur l'étendue de la distribution ;

- le paramètre de forme β qui est associé à la cinétique du processus observé

_ Densité de probabilité :
$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} \exp\left(-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta\right)$$

-fiabilité :
$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta\right]$$

-fonction de répartition :
$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta\right]$$

-Taux de défaillance :
$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1}$$

Remarque :
$$\text{si } \begin{cases} \gamma=0 \\ \beta=1 \end{cases} \implies \lambda(t) = \frac{1}{\beta} = \frac{1}{MUT}$$

—Moyenne des temps de bon fonctionnement :

$$MUT = \gamma + \eta \Gamma(1 + \frac{1}{\beta})$$

-Variance :

$$\sigma^2 = \eta^2 [\Gamma(1 + \frac{2}{\beta}) - \Gamma^2(1 + \frac{1}{\beta})]$$

$\Gamma(x)$ est la fonction eulérienne de 2^{ème} espèce. Le tableau (ANNEXE 2) donne les valeurs de :

$$a = \Gamma(1 + \frac{1}{\beta}) \quad \text{et de} \quad b = \sqrt{\Gamma(1 + \frac{2}{\beta}) - \Gamma^2(1 + \frac{1}{\beta})}$$

En fonction de β ; d'où $MUT = \gamma + a\eta$ et $\sigma = b\eta$

Le paramètre de position γ étant souvent nul, on se ramène à

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} (\frac{t}{\eta})^{\beta-1} \exp(-(\frac{t}{\eta})^\beta)$$

$$R(t) = \exp[-(\frac{t}{\eta})^\beta]$$

$$F(t) = 1 - \exp[-(\frac{t}{\eta})^\beta]$$

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} (\frac{t-\gamma}{\eta})^{\beta-1}$$

Donc $\gamma = 0$ ou, en faisant le changement de variable, $t_1 = t - \gamma$, on obtient la distribution de Weibull à 2 paramètres, définie pour t (ou t_1) positif ou nul, dont les caractéristiques sont illustrés sur la figure ci-après:

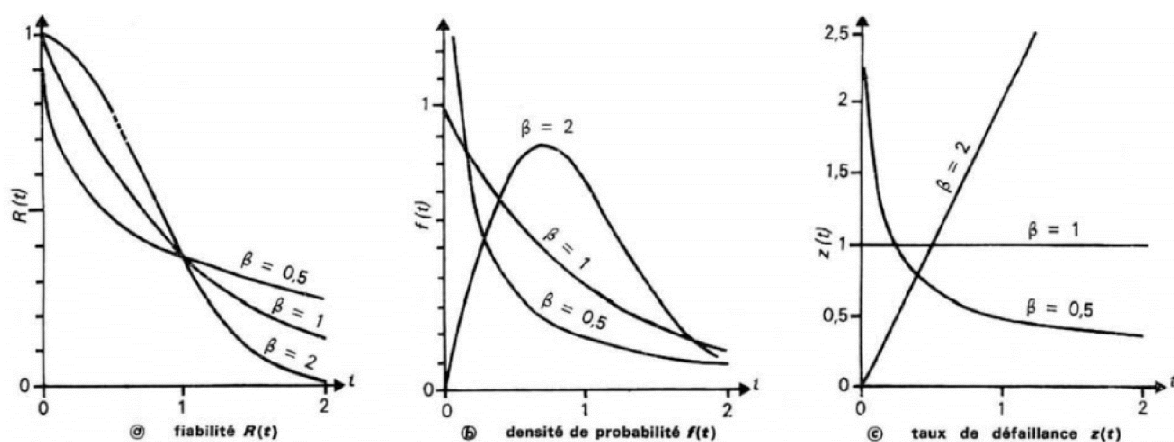


Figure 49-Principales propriétés de la distribution de Weibull [26].

5.3. Présentation de la loi de Weibull

Suivant les valeurs de β , le taux de défaillance est

Soit décroissant ($\beta < 1$),

Soit constant ($\beta = 1$),

Soit croissant ($\beta > 1$).

La distribution de Weibull permet donc de représenter les trois périodes de la vie d'un dispositif (courbe de baignoire).

Le cas $\gamma > 0$ correspond à des dispositifs dont la probabilité de défaillance est infime jusqu'à un certain âge γ .

5.3.1. Estimation des paramètres de la loi de Weibull

Un des problèmes essentiel est l'estimation des paramètres : (β, η, γ) de cette loi, pour cela, nous disposons de la méthode suivante :

Papier Weibull ou graphique d'Allen Plait

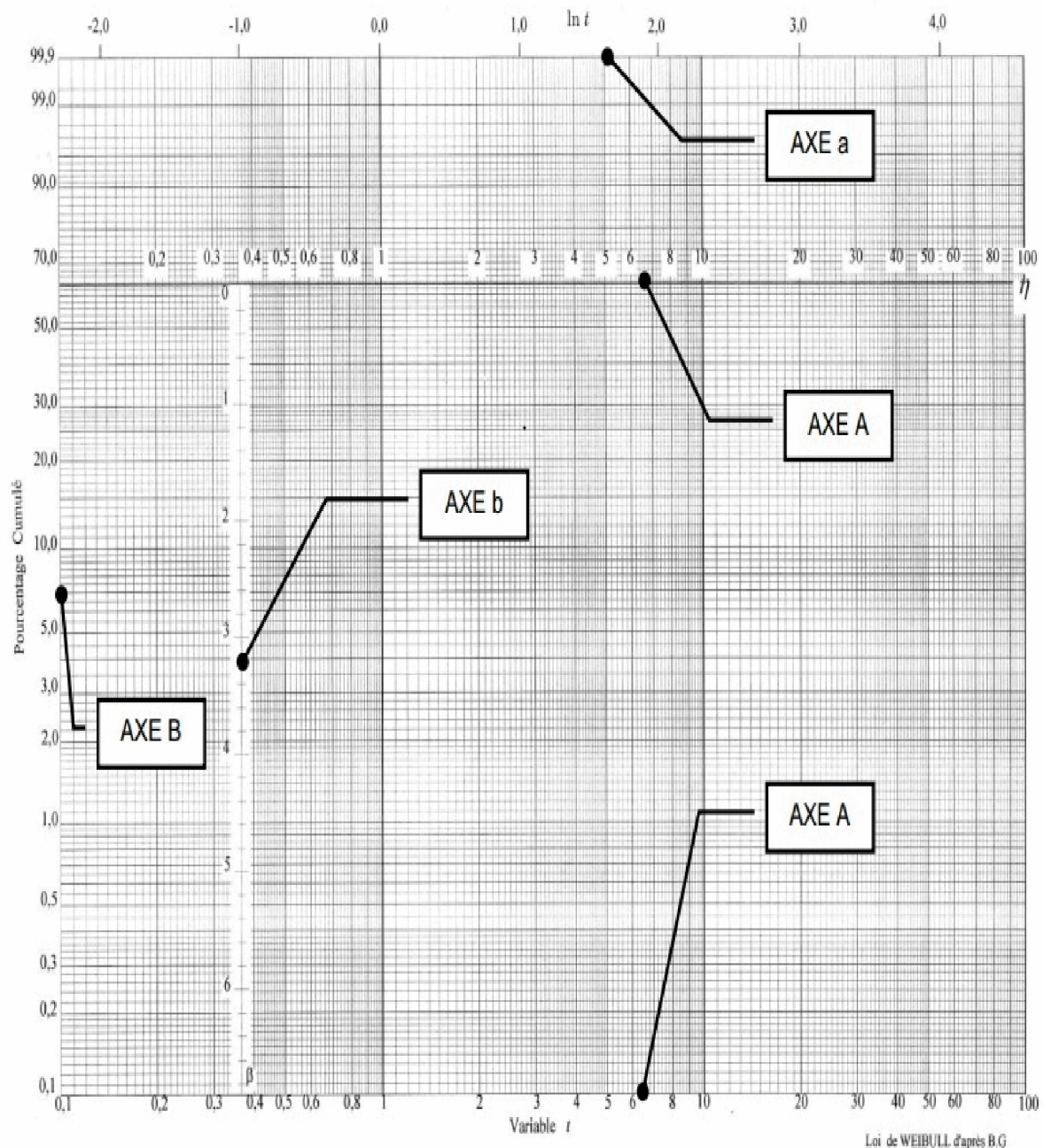


Figure 50 – Représentation graphique de papier de weibull (Graphique d'Allan Plait) [22].

- Axe A : axe des temps sur lequel on porte les valeurs t_i des TBF
- Axe B : valeurs des probabilités de défaillance F_i calculées par la méthode des rangs moyens ou des rangs médians. On estime $R(t)$ par $R(t) = 1 - F(t)$
- Axe a : axe des temps en logarithmes népériens : $\ln(t)$
- Axe b : axe qui permet l'évaluation de β

5.3.2. Préparation des données

- 1) Calcul des Temps de bon fonctionnement
- 2) classement des temps de bon fonctionnement en ordre croissant
- 3) N = nombre de Temps de bon fonctionnement
- 4) Recherche des données F(i), F(i) représente la probabilité de panne au temps correspondant au Temps de bon fonctionnement de l'ième défaillant.

On a 3 cas différents :

1. Si $N > 50$, regroupement des Temps de bon fonctionnement par classes avec la fréquence cumulée :

$$F(i) = \frac{i}{N} = \frac{\sum Ri}{N} \approx F(t)$$

2. Si $20 < N < 50$, On affecte un rang "i" à chaque défaillance (approximation des rangs moyens):

$$F(i) = \frac{i}{N+1} \approx F(t)$$

3. Si $N < 20$, On affecte un rang "i" à chaque défaillance (approximation des rangs médians) :

$$F(t) = \frac{i-0.3}{N+0.4} \approx F(t)$$

Et on fait le Tracé du nuage des points M (F(i), t) :

Recherche de γ :

Si le nuage de points correspond à une droite, alors $\gamma = 0$. ($\gamma = 0$)

Si le nuage de points correspond à une courbe, on la redresse par une translation de tous les points en ajoutant ou en retranchant aux abscisses "t", une même valeur (γ) afin d'obtenir une droite comme le montre la figure suivante.

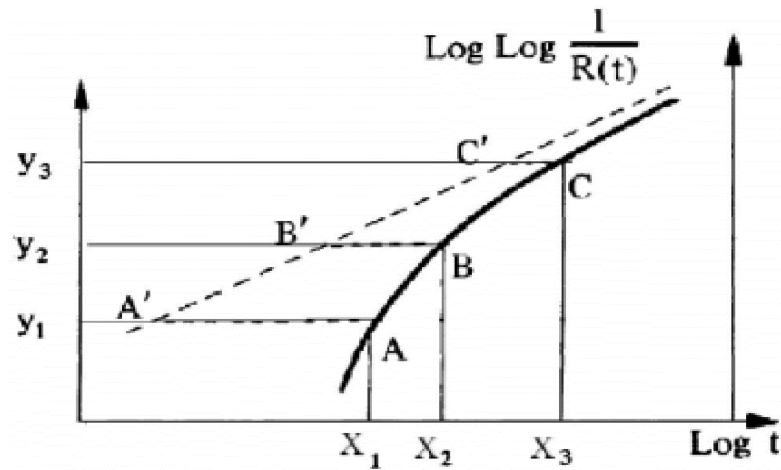


Figure 51- Redressement de la courbe par translation.

Ce redressement peut se faire par tâtonnement ou avec la relation :

$$\gamma = \frac{X_1 * X_1 - X_2^2}{X_3 + X_1 - 2X_2}$$

Considérons les points :

$$A(X_1, Y_1) ; B(X_2, Y_2) ; C(X_3, Y_3)$$

Et :

$$\begin{cases} Y_3 > Y_2 > Y_1 \\ 2Y_2 = Y_1 + Y_3 \end{cases}$$

En arrangeant on obtient

$$\gamma = X_2 - \frac{(X_3 - X_2) * (X_2 - X_1)}{(X_3 - X_2) - (X_2 - X_1)}$$

Recherche de η :

La droite de régression linéaire coupe l'axe A à l'abscisse $t = \eta$

Recherche de β :

- Béta est pente de la droite de corrélation
- On trace une droite parallèle à la droite de corrélation, et passant par $\eta = 1$ on lit ensuite béta sur l'axe B.

5.3.3. Méthode de l'actuariat

Il s'agit donc de déterminer de façon expérimentale le taux de défaillance $\lambda(t)$, il correspond à la probabilité d'avoir une défaillance dans les différents intervalles de temps constituant la vie du matériel étudié. Une estimation de $\lambda(t)$ par de temps est déterminée par le calcul suivant :

$$\lambda(t) = \frac{n_i}{N_i \Delta t_i}$$

Avec :

n_i : Nombre de défaillances

N_i : Nombre de survivants au début de la tranche de temps $t(i)$

$\Delta t_i = t_{i+1} - t_i$: intervalle de temps observé

La détermination du nombre de classe doit être telle que la courbe ne soit pas trop déformée, il dépend du nombre total de défaillance ; on peut déterminer le nombre de classe (k) tel que :

$$k = 1 + 3.3 (\log \sum_{i=1}^n (n_i))$$

Ou bien :

$$k = \sqrt{\sum_{i=1}^n (n_i)}$$

5.3.4. Test d'adéquation

Les modèles que l'on établit en fiabilité sont issus d'un échantillon de population, puis on fait l'hypothèse qu'ils suivent une loi particulière (loi normale, loi exponentielle,.....) Ainsi, il reste à vérifier la validité de cette loi, cette vérification est obtenue par un test d'adéquation. Pour cela utilisations le test Kolmogorov-Smirnov.

L'idée est de comparer la fonction réelle de répartition des défaillances à la fonction de répartition théorique.

Nous avons la taille d'échantillon N , on mesure l'écart, point par point entre les deux fonctions de répartition.

$$\Delta D_i = \mathcal{F}(i) - F(t)$$

$\mathcal{F}(i)$: fonction de répartition réelle.

$$\mathcal{F}(i) = \frac{i}{n+1}$$

$F(t)$: fonction de répartition théorique.

On montre que $D_n = \max | \mathcal{F}(i) - F(t) |$ suit une loi ne dépendant que de n et on écrit que

$$P [\text{Max} | \mathcal{F}(i) - F(t) | < D_{n,\alpha}] = 1 - \alpha$$

La valeur de $D_{n,\alpha}$ est donnée par la table de Kolmogorov-Smirnov (**ANNEX D**). Si :

$$D_n < D_{n,\alpha}$$

On refuse l'hypothèse du modèle théorique.

6- Application de la loi de weibull sur la turbine à gaz MS5002C :

6.1. Méthodologie de l'analyse de fiabilité par la méthode de weibull:

- 1- Préparation des données
- 2- Tracé du nuage de points (t_i, F_i) sur le papier de weibull.
- 3- Tracé de la droite de weibull D_1 .
- 4- Détermination des valeurs des trois paramètres β, η, γ .
- 5- Equation de la loi de weibull (et représentation graphique éventuelle).
- 6- Détermination de la MTBF.
- 7- Exploitation des résultats.

6.2. Historique des interventions de la turbine à Gaz MS5002C.

Les données de base qui permettent de quantifier la fiabilité de la TAG étudiée sont illustrées dans le tableau suivant :

N°	TBF (h)	Marche Cumulée (h)	Désignation des travaux
1	06 020	06 020	CI : Inspection des chambres de combustion
2	12 652	18 672	Révision des veines chaudes et changement des Twislock
3	02 105	20 777	Changement d'huile de lubrification après nettoyage du carter.
4	13 725	34 502	CI : Inspection des chambres de combustion
5	02 510	37012	MI : Révision générale
6	01 625	38637	Etancher la fuite d'huile entre brides par serrage des boulons au niveau de la turbine.
7	10 112	48749	CI : révision des chambres de combustion
8	14 105	62854	Changement IGV et changement de la pompe HP principale
9	08 925	71779	Nettoyage des ailettes du filtre primaire d'air. Inspection des prés - filtre à haut rendement et caisson d'aspiration.
10	08 005	79784	CI : Inspection des chambres de combustion, des joints et accouplement cotés charge
11	03 614	83398	Inspection des disques de poussées axiales
12	02 105	85503	MI : révision générale
13	10 650	96153	Inspection des chambres de combustion
14	01350	97503	Révision HGPI
15	03 614	101 117	Travaux extracteur des vapeurs d'huile.

Tableau 14- Historique des interventions de la turbine à Gaz MS5002C.

6.3. Préparation des données

1. Recenser les TBF et les classer par ordre croissant en affectant un ordre $1 \leq i \leq N$ à chaque TBF.
2. Evaluer les fréquences cumulées $F(i)$, suivant les modèles d'approximation les plus adaptés,

D'après (5.2.3) on a nombre de pannes $N < 20$ donc :

$$F(i) = \frac{i-0,3}{N+0,4}$$

Les données préparées (voir le tableau 15) :

ordre i	TBF _i (h)	F(i) %
1	1 350	0,04545455
2	1 625	0,11038961
3	2 105	0,17532468
4	2 510	0,24025974
5	3 614	0,30519481
6	6 020	0,37012987
7	8 005	0,43506494
8	8 925	0,5
9	10 112	0,56493506
10	10 650	0,62987013
11	11 335	0,69480519
12	12 415	0,75974026
13	12 652	0,82467532
14	13 725	0,88961039
15	14 105	0,95454545

Tableau 15- Classement des données en ordre croissant.

6.4. Exploitation des paramètres de weibull

1. Recherche de la MTBF:

On utilise les tables donnant A et B (voir annexe B) telle que :

$$MTBF = A \eta + \gamma$$

- L'écart type des temps de fonctionnement : $\sigma = B \eta$
- Nous pouvons connaître la variance : $V = \sigma^2$

2. Tracer et application numériques des lois de probabilité dont les équations sont définies par les trois paramètres de weibull .

A chaque instant t, nous pouvons ainsi, graphiquement ou analytiquement, déterminer :

- La fonction de fiabilité :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

- La fonction de répartition :

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

- La densité de défaillance :

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$$

- Le taux de défaillance instantané :

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1}$$

3. Les relations réciproques, en particulier l'instant t, associé à un seuil de fiabilité :

$$t = \gamma + \eta \left[\ln \frac{1}{R(t)} \right]^{1/\beta}$$

4. La durée de vie nominale:

$$L_{10} = \gamma + \eta (0,105)^{1/\beta}$$

Le tableau suivant montre les résultats obtenus par les annexes

γ	0
η	8 000
β	1,4
La fiabilité	$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{8000}\right)^{1,4}}$
La fonction de répartition	$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{8000}\right)^{1,4}}$
La densité de défaillance	$f(t) = \frac{1,4}{8000} \left(\frac{t}{8000}\right)^{0,4} \cdot e^{-\left(\frac{t}{8000}\right)^{1,4}}$
Le taux de défaillance instantané	$\lambda(t) = \frac{1,4}{8000} \left(\frac{t}{8000}\right)^{0,4}$
A	0,9114
B	0,66
σ	5280 h
MTBF	7291 h
L_{10}	1599,3h

Tableau 16- les résultats obtenu par les calculs et l'annexe B et C.

6.5. Calcul de la fiabilité

La détermination de la fonction de fiabilité et la fonction de réparation et la densité de défaillance et le taux de défaillance instantané illustrés dans le tableau ci-après :

ordre	TBF	R(t)	F(t)	f(t)	$\lambda(t)$
1	1 350	0,92051576	0,07948424	2,2162E-05	8,5889E-05
2	1 625	0,89819644	0,10180356	2,6183E-05	9,25E-05
3	2 105	0,85705719	0,14294281	3,7925E-05	0,00010259
4	2 510	0,82091069	0,17908931	4,7458E-05	0,00011007
5	3 614	0,71982749	0,28017251	5,1207E-05	0,00012735
6	6 020	0,51089175	0,48910825	5,9894E-05	0,00015619
7	8 005	0,36755765	0,63244235	6,0339E-05	0,00017504
8	8 925	0,31175565	0,68824435	5,7098E-05	0,00018283
9	10 112	0,24952894	0,75047106	4,8058E-05	0,00019219
10	10 650	0,22477197	0,77522803	4,4105E-05	0,00019622
11	11 335	0,19616749	0,80383251	3,9464E-05	0,00020117
12	12 415	0,15721861	0,84278139	3,2801E-05	0,00020863
13	12 625	0,15045693	0,84954307	3,1601E-05	0,00021004
14	13 725	0,11894706	0,88105294	2,5832E-05	0,00021717
15	14 105	0,10947521	0,89052479	2,4036E-05	0,00021956

Tableau 17- Les résultats des calculs de la fiabilité.

6.6. Représentation graphique

6.6.1. La fonction de fiabilité R (t_i):

D après le graphe obtenu (voir figure 52), on observe que la fonction de fiabilité R(t) est décroissante avec le TBF, et on constate que nous sommes en présence de défaut vieillisse provoquée par des défaillances mécaniques (usure et fissuration des pièces, phénomène de fatigue et dérive des composants électriques., etc.), de la respect des paramètres opératoire de la machine pour faire, augmenter la fiabilité, d'autre part le maintien du système de maintenance préventive conditionnelle par l'électricité et la mécanique peut être maintenue en ce qui concerne les équipements statiques, inspection suivant réglementation reste envisageable, lorsque en change t par MTBF on remarque que la fonction de fiabilité prend un pourcentage : $R(MTBF) = 41\%$.

A partir de ce moment on change la politique de maintenance et on passe à la maintenance préventive conditionnelle.

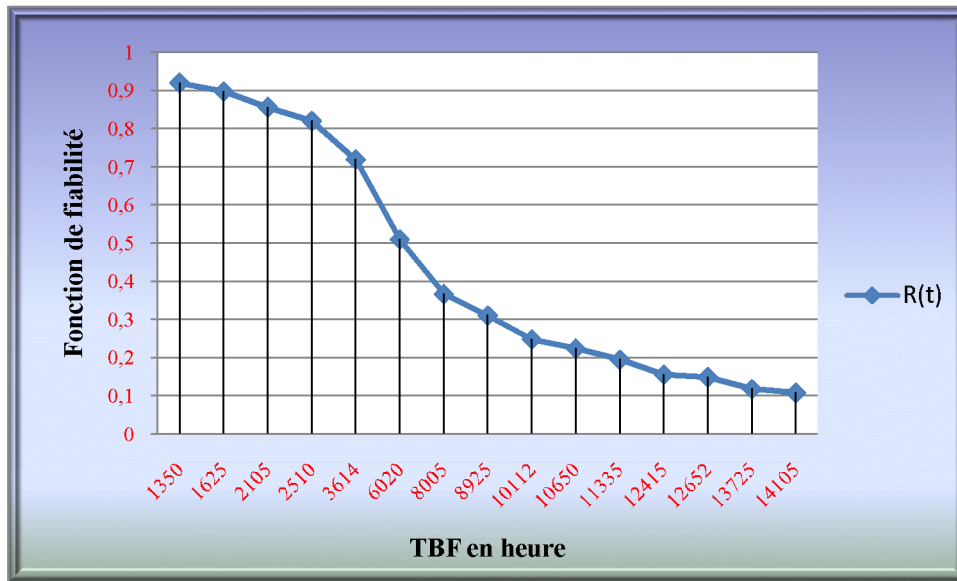


Figure 52- Courbe de la fonction de fiabilité $R(t)$.

6.6.2. La fonction de répartition $F(t)$:

La courbe obtenue est en accord avec l'étude théorique de la loi de weibull, et La fonction de répartition est inversement proportionnelle à la fonction de fiabilité. on voit aussi que la fonction de répartition s'élève avec le temps de bon fonctionnement , cela veut dire qu'il est très probable d'avoir plusieurs avariés, si le temps d'utilisation augmenté, puisque nous sommes dans la phase de vieillesse.

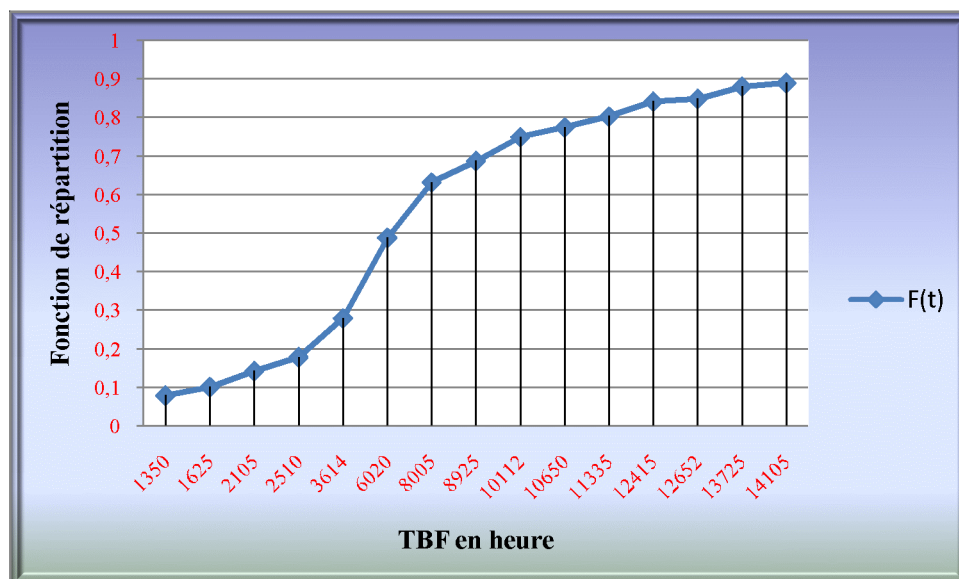


Figure 53- Courbe de fonction de répartition $F(t)$.

6.6.3 La densité de défaillance $f(t)$

L'intérêt de cette fonction est de voir l'allure de la distribution des défaillances enregistrées, et leur répartition autour de la MTBF (voir figure 54). Pour notre cas d'application, la densité de probabilité augmente, lorsque l'équipement ne dépasse pas le temps MTBF et se démunie lorsque elle dépasse le temps MTBF

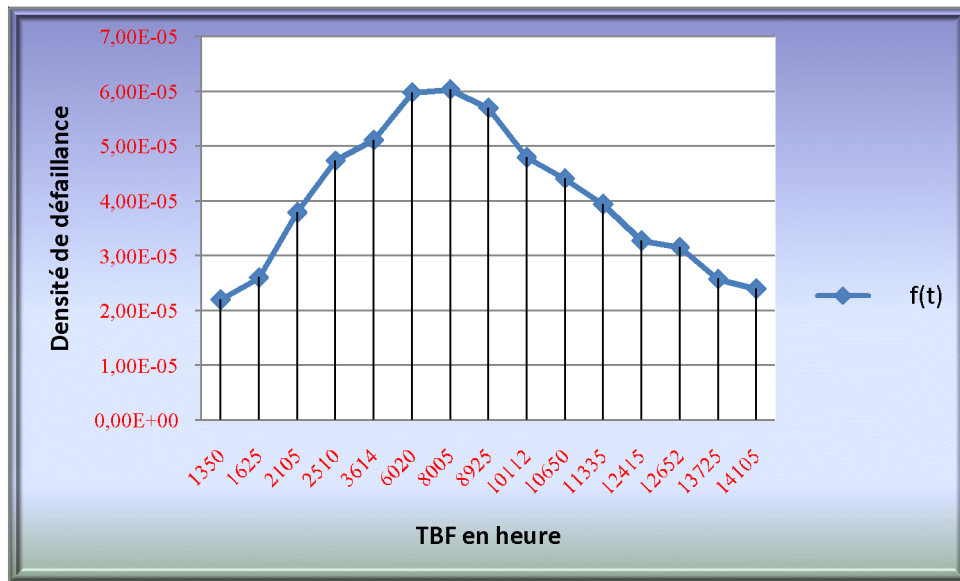


Figure 54-Courbe de la densité de défaillance $f(t)$.

6.6.4. Le taux de défaillance $\lambda(t)$

La courbe obtenue (figure 55) est caractérisée par un taux de défaillance croissant est en accord avec l'étude théorique de la loi de weibull.

. En comparant cette courbe avec celle en baignoire, on constate que le taux d'avarie est augmenté, et cette augmentation correspond à des défaillances dues à l'usure, à la corrosion, à l'oxydation, à la rupture d'isolation, à l'électro-migration, à l'usure abrasive, à la freinte, à la fatigue... etc, on conclure que notre dispositif est en période de vieillesse.

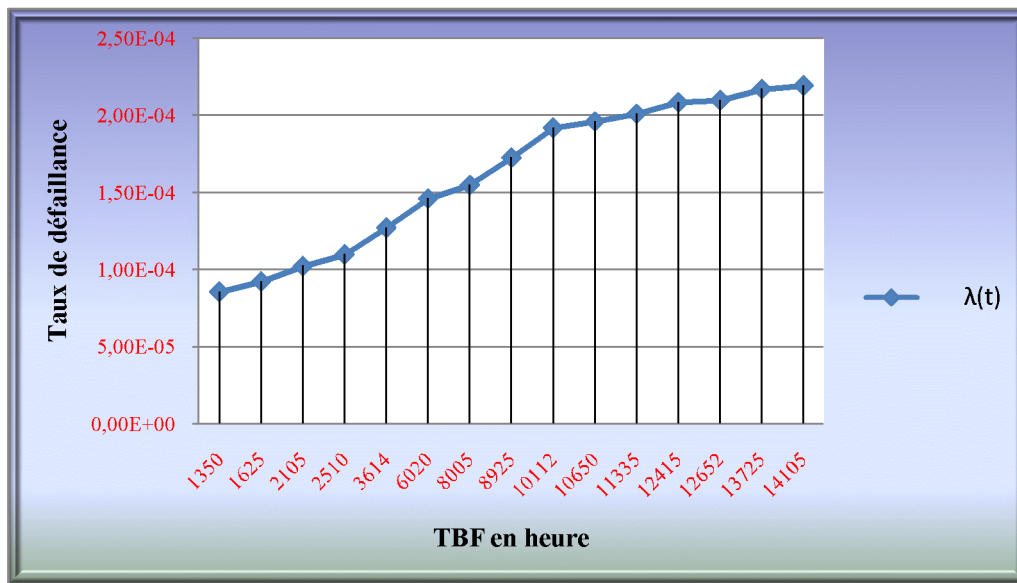


Figure 55-Courbe de taux de défaillance $\lambda(t)$.

7. Le test d'adéquation (test de Kolmogorov-Smirnov) :

L'utilisation de ce test nous permet de comparer la distribution expérimentale et la distribution théorique, et donc de décider de l'ajustement.

Admettons un risque d'erreur ($\alpha=0.05$)

Nous avons la taille de l'échantillon $N=15$, on mesure l'écart point par point entre les deux fonctions de répartition.

D'après (5.2.3) on a nombre de pannes $N < 20$ donc : $F(i) = \frac{i-0,3}{N+0,4}$

On a aussi $F_{th}(t) = 1 - R(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} = 1 - e^{-\left(\frac{t}{8000}\right)^{1,4}}$

Les paramètres d'acceptation sont donnés par les valeurs $|F(i)-F(t)|$ et les valeurs de la table Kolmogorov-Smirnov [VOIR ANNEXE D].

La procédure du test est comme suit :

H : le modèle théorique ajuste le modèle expérimental.

n : la taille de l'échantillon.

α : le seuil choisi par le test.

Δ et α : déterminés à partir de la taille.

Si $|F(i)-F(t)| < \Delta, \alpha; \forall i=1, \dots, n \Rightarrow H$ est accepté au seuil de α .

S'il existe i_0 tel que $|F(i_0) - F_{th}(t)| \geq 0 \Rightarrow H$ est rejeté au seuil de α .

La différence entre $F(i)$ et $F_{th}(t)$ est déterminée dans le tableau suivant

N	F(i)	$F_{th}(t)$	$ F(i) - F_{th}(t) $
1	0,04545455	0,07948424	0,034
2	0,11038961	0,10180356	0,008
3	0,17532468	0,14294281	0,032
4	0,24025974	0,17908931	0,061
5	0,30519481	0,28017251	0,025
6	0,37012987	0,48910825	0,119
7	0,43506494	0,63244235	0,197
8	0,5	0,68824435	0,188
9	0,56493506	0,75047106	0,185
10	0,62987013	0,77522803	0,145
11	0,69480519	0,80383251	0,109
12	0,75974026	0,84278139	0,018
13	0,82467532	0,84954307	0,025
14	0,88961039	0,88105294	0,008
15	0,95454545	0,89052479	0,064

Tableau 18- Les résultats des calculs de test K.S.

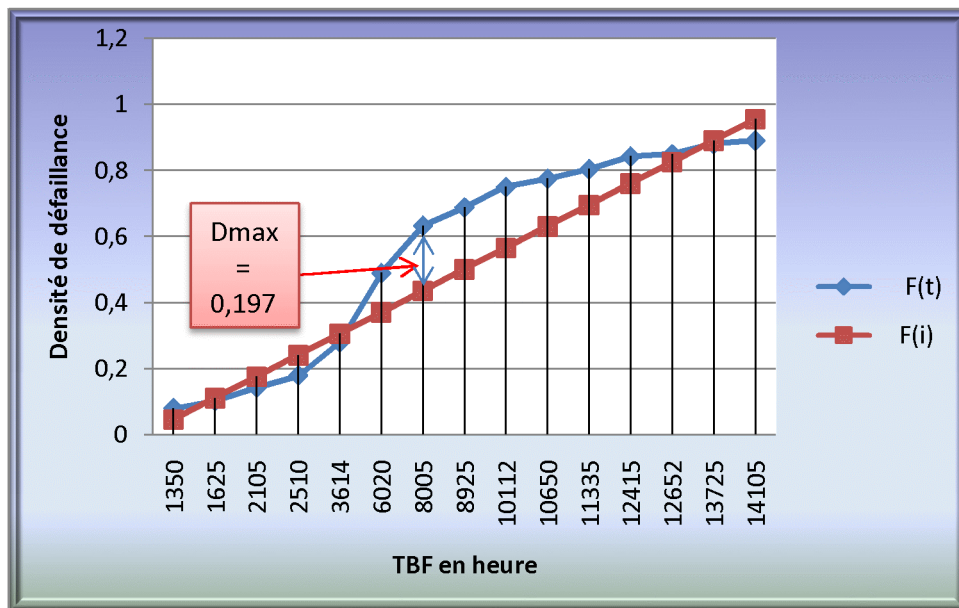


Figure 56- courbe de la distribution théorique et expérimentale

D'après l'ANNEX D $n = 15$ et $\alpha = 5\% \Rightarrow \Delta = 0,338$

D'après le tableau (18) des résultats de calcul $\text{Max } |F(i) - F_{th}(t)| = 0,197 < \Delta = 0,338$

Donc on peut dire que $R(t)$ est accepté au seuil de 5% avec t exprimé en heure.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons réalisé l'analyse de la fiabilité prévisionnel du la turbine à partir du modèle de Weibull pour déchiffrer le MTBF, tel que cette étude permet d'assurée la politique de la maintenance, pour obtenir un matériel maintenu, elle nous montre que la vie d'un équipement forme un tout du fabricant à l'utilisateur.

Conclusion générale

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

Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine pétrolier.

Ces machines connaissent un développement remarquable justifié à juste titre par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Nous avons donné une description du site dans lequel nous avons effectué notre stage, et par là nous avons choisi le thème de présente étude.

Les calculs thermodynamique nous a permis d'évaluer les performances de la turbine par la pression, la température, la masse volumique et le rendement thermique, et comme nous avons vu aussi l'influence de certains facteurs extérieurs et intérieurs sur la turbine à gaz MS5002C.

Le bon fonctionnement de la turbine à gaz MS5002c dépend du programme de maintenance préventive dont le but est de maintenir les équipements en bon état de marche détecter les problèmes existants et diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent.

L'étude de fiabilité basée sur des données de retour d'expérience a permis de situer le bien dans sa courbe en baignoire, de déchiffrer sa durée de vie, ainsi que d'évaluer sa fiabilité opérationnelle selon une modélisation de Weibull.

Ces points, bien qu'ils ont un caractère indéterministe, ont permis, dans le souci d'avoir un maximum de disponibilité et de réduire les coûts alloués aux défaillances éventuelles à caractère aléatoire, de dresser un planning des interventions systématiques pour le changement des organes fragiles et ce compte tenu de l'âge de la turbine.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants concernés, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

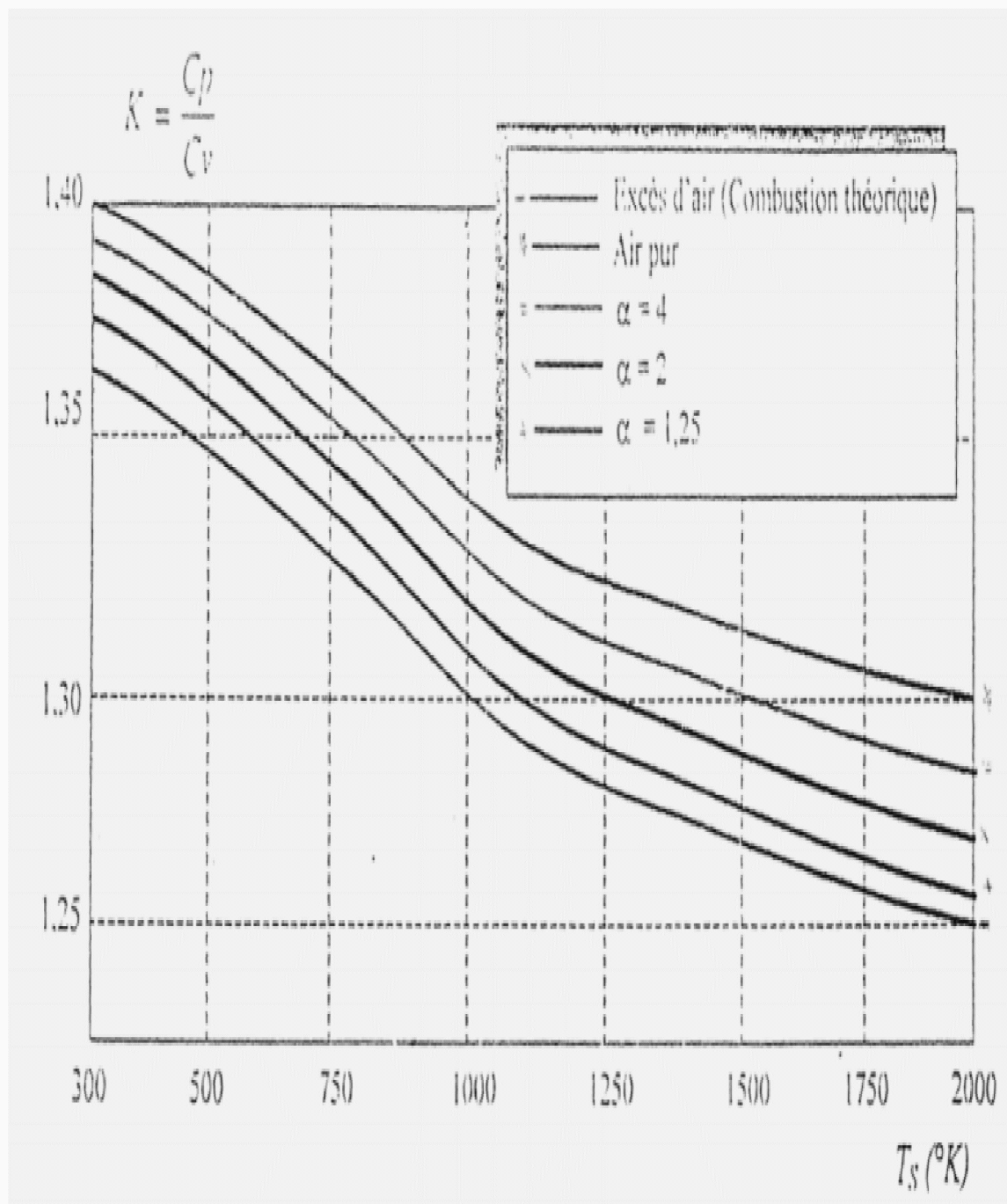
ANNEX

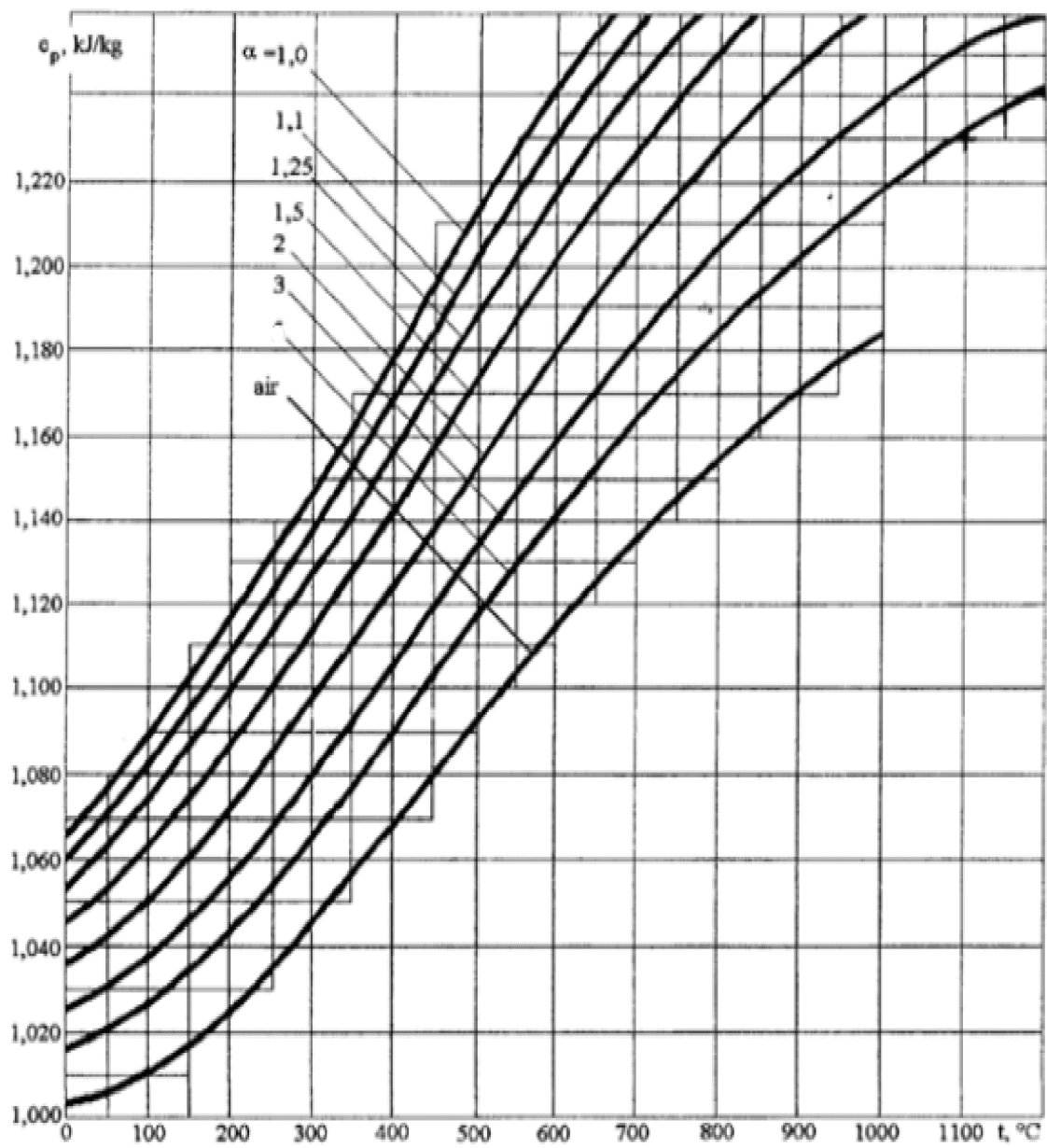
ANNEX -A –

A₁- Cp de l'air en fonction de différentes températures.

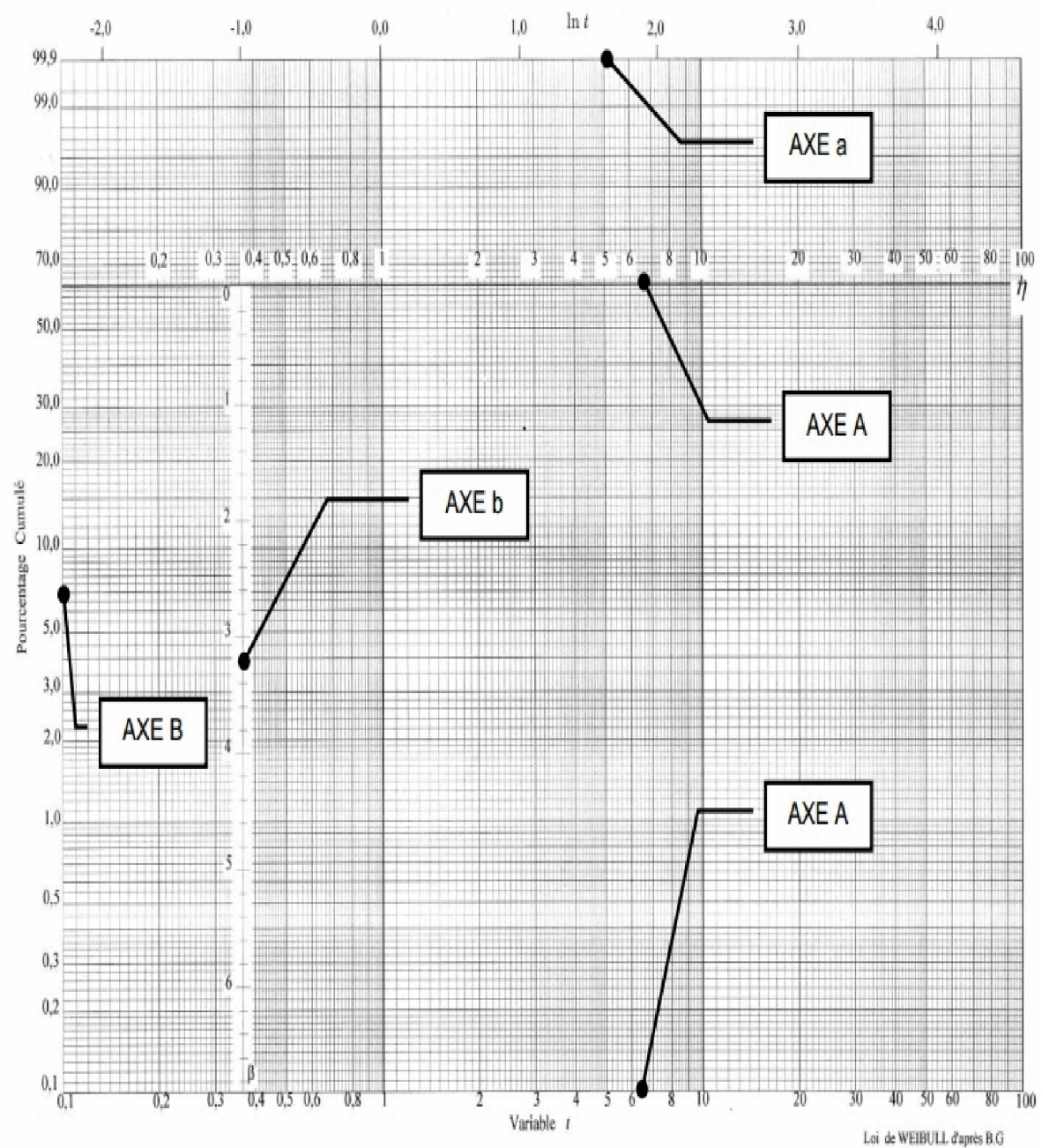
<u>Température</u> -T- (°C)	<u>Specific</u> <u>heat</u> <u>capacity</u> -Cp- kJ/kg.k
-150	1,026
-100	1,009
-50	1,005
0	1,005
20	1,005
40	1,005
60	1,009
80	1,009
100	1,009
120	1,013
140	1,013
160	1,017
180	1,022
200	1,026
250	1,034
300	1,047
350	1,055
400	1,068
450	1,079
500	1,09
550	1,110
600	1,115
650	1,126
700	1,138
750	1,145
800	1,150
850	1,162
900	1,170
950	1,177
1000	1,185

A₂- Abaque de Propriété communes pour le gaz





ANNEX B- Le tracé de la droite de Weibull sur son papier,



ANNEX C – Distribution de Weibull: valeurs des coefficients A et B en fonction du paramètre de forme β .

β	A	B	β	A	B	β	A	B
0,2	120	1901	1,5	0,9027	0,613	4	0,9064	0,254
0,25	24	199	1,55	0,8966	0,593	4,1	0,9077	0,249
0,3	9,2625	50,08	1,6	0,8942	0,574	4,2	0,9086	0,244
0,35	5,291	19,98	1,65	0,8922	0,556	4,3	0,9012	0,239
0,4	3,3234	10,44	1,7	0,8906	0,54	4,4	0,9146	0,235
0,45	2,4686	6,46	1,75	0,8893	0,525	4,5	0,9125	0,23
0,5	2	4,47	1,8	0,8893	0,511	4,6	0,9137	0,228
0,55	1,7024	3,35	1,85	0,8882	0,498	4,7	0,9149	0,222
0,6	1,546	2,65	1,9	0,8874	0,486	4,8	0,916	0,218
0,65	1,3663	2,18	1,95	0,8867	0,474	4,9	0,9171	0,214
0,7	1,2638	1,85	2	0,8862	0,463	5	0,9162	0,21
0,75	1,1906	1,61	2,1	0,8857	0,443	5,1	0,9192	0,207
0,8	1,133	1,43	2,2	0,8856	0,425	5,2	0,9202	0,203
0,85	1,088	1,29	2,3	0,8859	0,409	5,3	0,9213	0,2
0,9	1,0522	1,17	2,4	0,8865	0,393	5,4	0,9222	0,197
0,95	1,0234	1,08	2,5	0,8873	0,38	5,5	0,9232	0,194
1	1	1	2,6	0,8882	0,367	5,6	0,9241	0,191
1,05	0,9803	0,934	2,7	0,8893	0,355	5,7	0,9251	0,186
1,1	0,9649	0,878	2,8	0,8905	0,344	5,8	0,926	0,185
1,15	0,9517	0,83	2,9	0,8919	0,334	5,9	0,9269	0,183
1,2	0,9407	0,787	3	0,893	0,316	6	0,9277	0,18
1,25	0,9314	0,75	3,1	0,8943	0,325	6,1	0,9266	0,177
1,3	0,9236	0,716	3,2	0,8957	0,307	6,2	0,9294	0,175
1,35	0,9217	0,667	3,3	0,897	0,299	6,3	0,9302	0,172
1,4	0,9114	0,66	3,4	0,8984	0,292	6,4	0,931	0,17
1,45	0,9067	0,635	3,5	0,8997	0,285	6,5	0,9316	0,168
1,5	0,9027	0,613	3,6	0,9011	0,278	6,6	0,9325	0,166
1,55	0,8994	0,593	3,7	0,9025	0,272	6,7	0,9335	0,163

ANNEX D – Tableau de loi Kolmogorov-Smirnov.

N	Niveaux significatif				
	$\alpha=0,2$	$\alpha=0,15$	$\alpha=0,1$	$\alpha=0,05$	$\alpha=0,01$
1	0,900	0,925	0,950	0,975	0,995
2	0,684	0,726	0,776	0,842	0,929
3	0,565	0,597	0,642	0,708	0,828
4	0,494	0,525	0,564	0,624	0,733
5	0,446	0,474	0,510	0,565	0,669
6	0,410	0,436	0,470	0,521	0,618
7	0,381	0,405	0,438	0,486	0,577
8	0,358	0,381	0,411	0,457	0,543
9	0,339	0,360	0,388	0,432	0,514
10	0,322	0,342	0,368	0,410	0,490
11	0,307	0,326	0,352	0,391	0,468
12	0,295	0,313	0,338	0,375	0,450
13	0,284	0,302	0,325	0,361	0,433
14	0,274	0,292	0,314	0,349	0,418
15	0,266	0,283	0,304	0,338	0,404
16	0,252	0,274	0,295	0,328	0,392
17	0,250	0,266	0,286	0,318	0,381
18	0,244	0,259	0,278	0,309	0,371
19	0,237	0,252	0,272	0,301	0,363
20	0,231	0,246	0,264	0,294	0,356
25	0,210	0,220	0,240	0,270	0,320
30	0,190	0,200	0,220	0,240	0,290
35	0,180	0,190	0,210	0,230	0,270
>35	$\frac{1,07}{\sqrt{N}}$	$\frac{1,14}{\sqrt{N}}$	$\frac{1,22}{\sqrt{N}}$	$\frac{1,36}{\sqrt{N}}$	$\frac{1,63}{\sqrt{N}}$

Bibliographie

- [1] Rapports de Stages de la station Boosting HR (SONATRACH).
- [2] Documentation interne SONATRACH, annuaire statique.
- [3] Rapport d'activité de la direction d'exploitation, région HASSI R'mel, 2007.
- [4] SONTRACH, Documentation interne du l'organisation Hassi R'Mel.
- [5] Document de l'entreprise, "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C", NuovoPignone, Florence, 1999.
- [6] Turbomachine (Théorie générale).JAN Krysinki- (1994).
- [7] Classifications.....Turbine à vapeur et turbine à gaz. -Lucien VIVIER- Edition Albin Michel (1965).
- [8] Turbine à gaz, URL: Wwww. Wikipédia.com
- [9] Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie-Yves LORANCHET-
- [10] Turbines à gaz aéronautiques et terrestres -Max GIRAUD- et -Joël SILET-
- [11] LOUNES Nabila, « Amélioration des performances de la turbine MS5002C par refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur ». Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2013.
- [12] CHAOUADI Lyes et HAOUA Sofiane « Etude et amélioration des performances de la Turbine MS5002C ».Mémoire de fin d'étude, UMMTO 2013.
- [13] LAISSAOUI Mohamed, « Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission.» mémoire magister, université M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES 2012.
- [14] BOUHAM Abdelah « Amélioration des performances des turbine à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. » Thèse de doctorat, université M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES 2009.
- [15] Turbines à gaz stationnaires: Avancées technologiques -Michel Moliere: General Electric
- [16] NUOVO-PIGNONE - Court : Turbines à Gaz MS 5002C - centre de formation.
- [17] Nuovo pignone « Guide pratique des Turbines à gaz »1999.
- [18] Nuovo Pignone « Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C » Florence Italie 1999.
- [19] GE Oil and Gas Heavy Duty Gas, MS5002C Gas Turbine june 2013.
- [20] GE Oil and Gas, Heavy Duty Gas Turbine, Introduand General Overview 2013.
- [21] Nuovo pignone for training centre of Hassi R'Mel 1999.
- [22] Maintenance, fiabilité, URL: Wwww. Wikipédia.com
- [23] « Maintenance des turbines a gaz MS5002C » Groupement TFT.
- [24] Manuel de maintenance de la turbine à gaz MS 5002C. Nuovo Pignone -Florence-
- [25] Document de l'entreprise, "Manuel de maintenance ",NAFTOGAZ ,HMD ,2001.
- [26] Manuel de maintenance.-NAPHTOGAZ -HMD-
- [27] Nuovo pignone « Manuel d'instruction de fonctionnement et d'entretien MS5002C» Volume 1 Florence Italie 1999.
- [28] Pierre CHAPOUILLE "Fiabilité. Maintenabilité", Techniques de l'Ingénieur, T 4300, 2007.
- [29] Ingénierie de la fiabilité, Patrick Lyonnet, 2006.
- [30] Fiabilité, maintenance et risque, David Smith, (traduit de l'anglais par la promotion 2006 du Master MTC₂M sous la direction de Daniel Gouadec).