
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA
FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE**



**DEPARTEMENT TRANSPORT DES EQUIPEMENT DES
HYDROCARBURES**

**Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de master en génie mécanique**

Option : mécanique des chantiers pétroliers

THEME

**Etude comparative entre deux types de turbines
(PGT 25 et MS 5002C)**

Présenté par :
BABAHENINI Mohamed Hichem

Devant le jury :

Aissani Slimane	UMBB	Professeur	Président
Gaceb Mohamed	UMBB	Professeur	Examineur
BeloulBenatia	UMBB	MC/A	Examineur
Khelifi T Med Salah	UMBB	MC/B	Encadreur

Juin 2016

Remerciements

En préambule à ce manuscrit, je souhaite exprimer mes reconnaissances et mes remerciements aux personnes qui m'ont soutenu et aidé à la réalisation de ce travail.

*Je tiens à remercier en premier lieu, **Mr M.S. KHELIFI Touhamipour** avoir accepté d'être mon promoteur. Je ne saurai jamais assez le remercier pour l'énergie qu'il a dépensée afin que je puisse réaliser ce travail.*

Je remercie également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger mon travail..

*Je voudrais exprimer tous mes remerciements à Monsieur **ZIRIDA Mohamed Amine** pour son aide et ses conseils précieux.*

Je remercie l'ensemble des enseignants du département de Génie mécanique.

Je tiens à remercier mes amis et collègues de promotion, pour leur collaboration et pour les bons moments partagés tout au long de notre formation.

En fin, Je ne peux oublier mes parents qui ont tout fait pour moi pour que ce travail soit achevé avec succès.

Dédicace

À la mémoire de mon grand-père :

BABAHENINI Mahmoud, tes conseils et tes bénédictions n'ont jamais fait défaut, que Dieu le tout puissant t'accorde son paradis éternel (amen).

À mes parents :

Pour m'avoir toujours accompagné et encouragé lors de mes choix
Merci pour votre écoute, vos sages conseils et votre amour infini. Que Dieu le tout puissant soit à vos côtés et vous accorde une meilleure santé et une longue vie (amen).

À mes deux petites Frères : Nafaa et Mahmoud

À tous mes amis et surtout

À tous mes camarades du groupe MACP/11,

INTRODUCTION GENERALE.....	01
----------------------------	----

CHAPITRE I

Présentation de la DMB

I.1. Introduction.....	03
I.2. Historique de la DMB.....	04
I.3. Situation géographique.....	05
I.4. L'organigramme de la Direction de Maintenance Biskra.....	06
I.5. Effectif de la Direction de Maintenance Biskra.....	07
I.6. Les missions principales de la DMB.....	07
I.7. Champ d'intervention de la DMB.....	07
I.8. Les activités techniques de la Direction Maintenance Biskra.....	08
I.8.1. Activité Intervention Mécanique.....	08
I.8.2. Activité Rénovation et Usinage.....	09
I.8.3. Activité Electromécanique.....	10
I.8.4. Activité Instrumentation et Système de Contrôle	10
I.8.5. Activité Méthodes.....	11
I.8.6. Activité Approvisionnement.....	12

CHAPITRE II

Généralités sur les turbines à gaz

II.1. Définition	13
II.2. Les éléments d'une turbine à gaz.....	13
II.3. Historique de la turbine à gaz.....	14
II.4. Classification des turbines à gaz.....	14
II.4.1. Par le mode de construction.....	15
II.4.2. Par le mode de travail.....	16
II.4.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	17
II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	17
II.6. Domaine d'application des turbines à gaz.....	18
II.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	19

CHAPITRE III

Influence des facteurs intérieurs et extérieurs sur les performances de la turbine

III.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la TAG.....	20
III.1.1. La température.....	20
III.1.2. La pression.....	22
III.1.3. L'humidité relative	20
III.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG.....	23
III.2.1. Chute de pression dans la section d'admission du compresseur.....	24

III.2.2. Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine..	24
III.2.3. L'influence du type de combustible.....	25
III.2.4. Extraction d'air à partir du compresseur axial.....	26
III.2.5. Injection de vapeur et injection d'eau.....	27
III.2.6. Refroidissement par évaporation.....	30
III.2.7. Refroidissement à l'admission.....	31

CHAPITRE IV

Présentation de la turbine à gaz MS 5002C

IV.1. Introduction.....	35
IV.2. Caractéristiques de la turbine MS 5002C.....	35
IV.3. Principe de fonctionnement.....	37
IV.4. Sections principales de la turbine.....	38
IV.4.1. Section compresseur	38
IV.4.2. Section combustible.....	39
IV.4.3. Section turbine	42
IV.5. Système auxiliaires de la turbine	43
IV.5.1. Système d'admission.....	43
IV.5.2. Système de lancement.....	44
IV.5.3. Système d'échappement.....	44

CHAPITRE V

Présentation de la turbine à gaz PGT 25

V.1. Unité de la turbine à gaz et du compresseur de gaz.....	48
V.2. Caractéristique de la PGT 25.....	49
V.3. Principaux composant	51
V.3.1. Générateur de gaz.....	51
V.3.2. Cotes d'encombrement et poids principaux.....	52
V.3.3. Plaque de base de la turbine	53
V.3.4. Prise d'air.....	53
V.3.5. turbine de puissance.....	54
V.3.5.1. Rotor.....	54
V.3.5.2. Roues de turbine.....	54
V.3.5.3. Tuyères du 1er étage.....	55
V.3.5.4. Tuyères du 2eme étage.....	55
V.3.5.5. Paliers	55
V.3.6. Système à air de refroidissement	56
V.3.7. Tuyère et silencieux de gaz d'échappement	57
V.3.8. Carter d'échappement de la turbine	57

CHAPITRE VI

Calcul thermodynamique

VI.1. Organigramme de calcul d'une turbine à gaz.....	58
VI.2. Calcul d'une TAG MS 5002C sans récupération de chaleur.....	64
VI.2.1. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation.....	64
VI.3. Calcul d'une TAG MS 5002C sans récupération de chaleur.....	74
VI.3.1. But de la récupération de chaleur.....	74
VI.3.2. Cycle thermodynamique de la récupération.....	75
VI.3.3. Calcul des différents éléments de l'ITG	75
VI.3.4. Le rendement thermique de l'installation TG.....	77
VI.4. Calcul d'une TAG PGT 25.....	78

CHAPITRE VII

Etude comparative

VII.1. Etude comparative entre la PGT 25 et la MS 5002C sans récupération...	84
VII.2. Etude comparative entre la PGT 25 et la MS 5002C avec récupération..	85
VII.3. Désavantages de la TAG PGT 25.....	85
CONCLUSION.....	86
ANNEX.....	87

Introduction générale:

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz..).

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes :

D'une part, le turbomoteur fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissent de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité.

Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz, pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent la quasi-totalité différents type d'hélicoptère

Parmi les utilisateurs non aéronautique, très diversifiées on peut citer :

- Les machines, utilisées dans les stations de pompage et de décompression de gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore, bénéficient des mêmes avantages avec en plus d'emploi d'un carburant local bon marché
 - Les installations industrielles dites à énergie totale ou le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement), le rendement d'ensemble de telles installations et ainsi fortement élevés et peut atteindre 50 à 60 %.
-

-
- Les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent enfin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrains, d'autre type de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions)
-

CHAPITRE 1

PRESENTATION DE LA DMB

I. Présentation de la DMB

I.1. Introduction :

L'Activité transport par canalisations assure le transport des hydrocarbures par le moyen d'un réseau d'oléoducs et de gazoducs d'une longueur totale qui dépasse 16 000 Kms, ce réseau met en œuvre des équipements importants.

La maintenance est l'une des principales fonctions concourant à l'exploitation sans risques du réseau

Actuellement, cette maintenance est prise en charge par:

- La Division MTN pour les opérations majeures.
- La Division EXL pour les opérations courantes.

La Direction Maintenance Biskra est l'une des unités opérationnelles relevant de la Division Maintenance. La DMB est structurée de manière à assurer toutes les missions qui lui sont confiées par la division de Maintenance

Les missions de la DMB consistent à l'élaboration et à la réalisation des différents plannings de maintenance pour assurer au moindre coût l'outil de production représentant les installations suivantes :

- Stations de pompage de brut (OK1-34'' et OB1-24'').
- Stations de compression de gaz (GK1-40'', GO1/GO2/GO3- 48'', GR1/GR2 et GPDF)
- Branches Hydrocarbures (Amont et Aval)

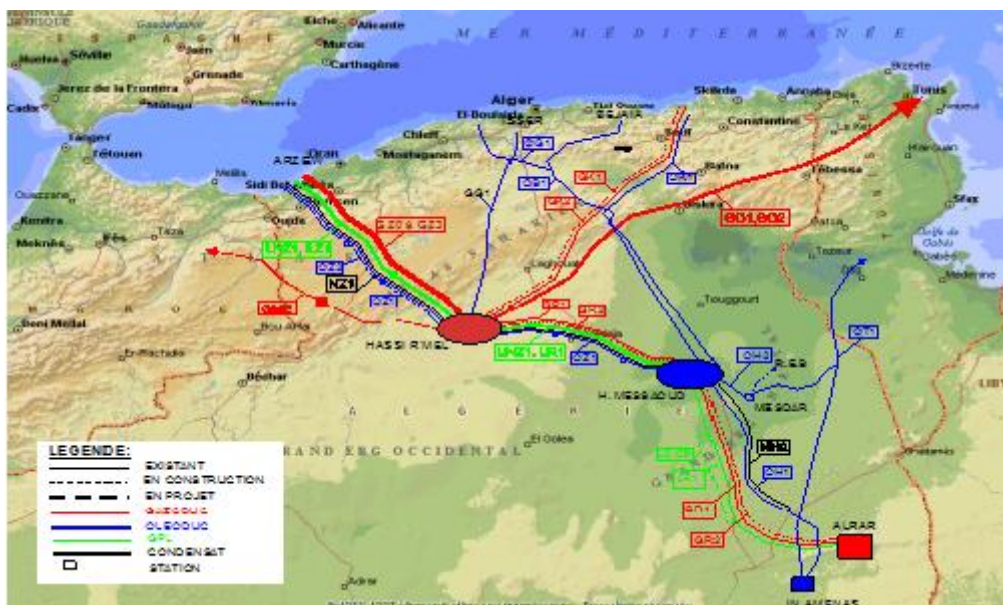


Fig.I.1 – Réseau de transport des hydrocarbures

I.2. Historique de la DMB :

Octobre 1977	Démarrage des travaux de construction
Décembre 1979	Réception provisoire
19 mars 1982	Réception définitive
1979 à 1989	La création à Biskra de la Division Entretien en 1982 avait pour objectif la prise en charge de la maintenance des équipements des Ouvrages de RTE et la fourniture de la pièce de rechange.
1989	Création de la Direction Maintenance Laghouat (DMN) et ses 03 bases : BLG (Laghouat), BHH (Houdh El-Hamra) et BBK (Biskra)
1990 à 2002	Base Maintenance de Biskra (DMN) dont le rôle était centré sur l'exécution des opérations de maintenance des équipements des ouvrages GK1 40" et OK1 34"
Juin 2002	Création de la Direction Maintenance Biskra (DMB)

I.3. Situation géographique :

La Direction Maintenance Biskra se situe dans la zone industrielle de Biskra, à la rentrée Sud-Ouest au bord de la route nationale n°46.

Elle occupe une superficie de 52082 m² dont 11361 m² surface bâtie répartie comme suit :

- Ateliers centraux de : 2166 m² et de 942 m² de bureaux en étages dotés de 03 ponts roulants : 02 de 05 tonnes et 01 de 20 tonnes agencés.
 - Atelier Technique de : 842 m² et de 139 m² de bureaux en étages doté d'un pont roulant de 05 tonnes.
 - Atelier de soudure et Chaudronnerie : 863 m²
 - Magasin de : 1063 m² et de 200 m² de bureaux et Hangar de stockage de : 484 m²
 - 02 Bâtiments Administratif et technique en étages de : 2540 m²
 - Bloc département approvisionnement de: 228 m²
 - Bloc sécurité de :230 m² et Atelier Sécurité de: 378 m²
-
-

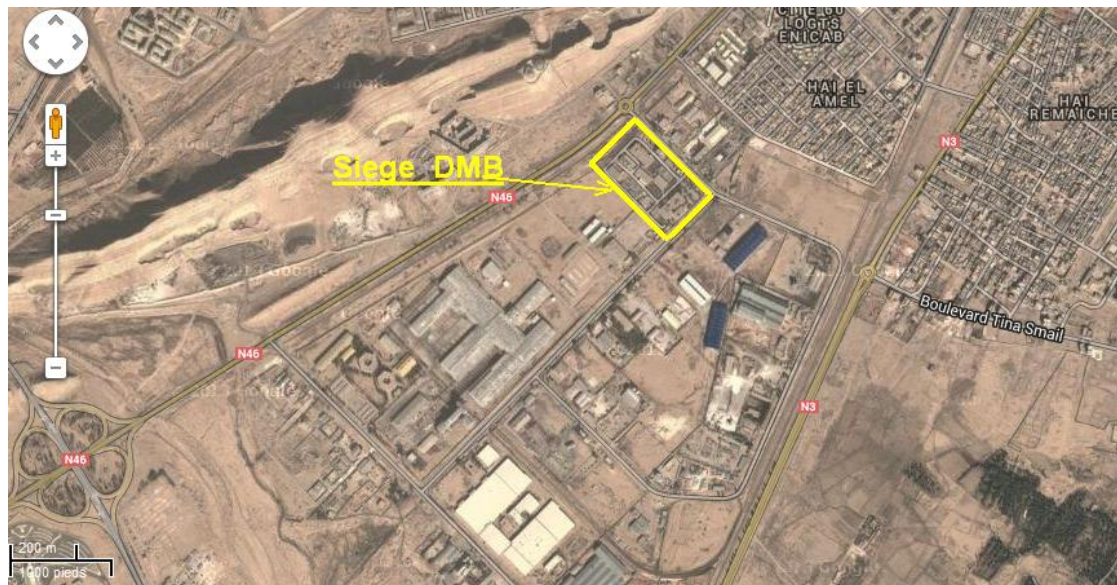


Fig.I.2 – Plan de situation de la direction de maintenance Biskra

I.5. Effectif de la Direction Maintenance Biskra :

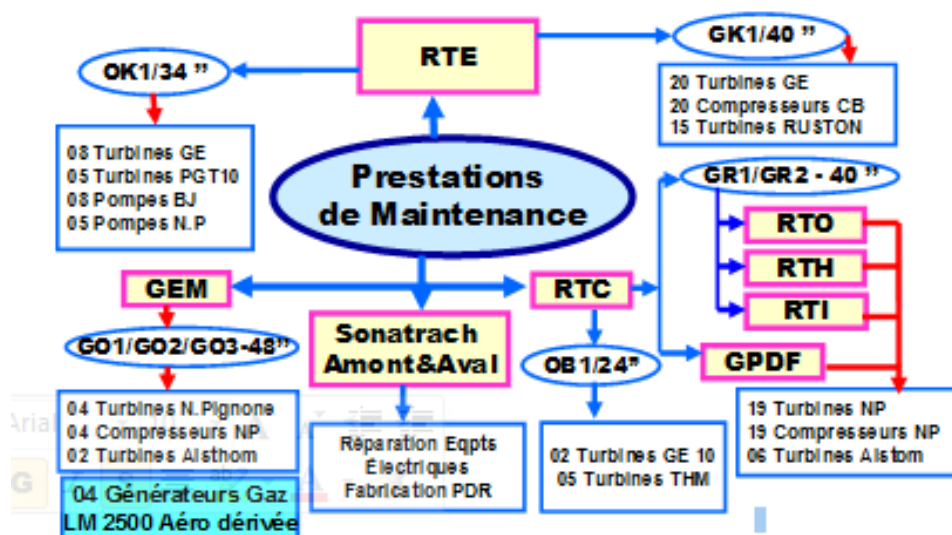
- 184 agents répartis comme suit:

Cadre	97
Maîtrise	70
Exécution	17
Total	184

I.6. Les Missions Principales de la DMB :

- La maintenance des niveaux 3, 4 et 5 des équipements principaux de l'activité.
- L'élaboration des procédures et le contrôle de la maintenance des niveaux 1 et 2 des équipements de l'activité en collaboration avec les Direction Régionales.
- Diagnostic et réparation des pièces ainsi que la rénovation des organes principaux des Turbomachines tel que : Rotors, Directrices, Pièces de transition, Tubes à flamme, etc.....
- La fabrication des pièces de rechange pour les besoins de l'activité.
- La réhabilitation et la modernisation des moteurs électriques et transformateurs BT et MT ainsi que les alternateurs et les installations industrielles de l'activité.
- Participation à la réhabilitation ou renouvellement éventuel des installations des différents ouvrages de l'activité.
- Établissement et mise en place des systèmes et procédures de maintenance et normes des matériels et équipements liés à son activité.
- Maintenance des équipements de la direction

I.7. Champ d'intervention de la DMB :



I.8. Les activités techniques de la Direction Maintenance Biskra :

I.8.1. Activité Intervention Mécanique :

Son rôle est la réalisation des révisions générales et partielles des machines tournantes ; turbine à gaz, compresseur de charge, pompes principales, et autres équipements industriels installées au niveau des stations de transport des hydrocarbures

Le tableau ci-dessous illustre les types de machines et les opérations à réaliser

Equipement	Marque	Type	Opération à réaliser
Turbine à gaz aérodrivées	GE	LM2500 PGT25	• Démontage, expédition et remontage du générateur de gaz LM2500 • Inspection boroscopique du compresseur axial, partie chaude et turbine de puissance • Révision partielle du parcours de gaz chaud (HPGI) • Révision générale de la turbine de puissance PGT25
Turbine à gaz heavyduty	GE	MS3002 MS5002 GE10	• Révisions partielles et générales • Inspection boroscopique • Contrôle, remplacements des éléments des chambres de combustion • Diagnostiques et remplacement des pièces de rechange défectueuses
	NuovoPignone	PGT10 PGT2	
	Siemens (Ruston)	TA1750 TB5000	
Compresseurs et pompes	NuovoPignone	PCL603 PCL803	• Révision partielles et générale • remplacement des garnitures mécaniques sèches • Remplacement d'impeller
	Byron Jackson	DVDS	

L'activité est dotée d'un atelier qui assure la remise en état des équipements hydrauliques et mécaniques.

L'atelier est équipé de : deux équilibreuses, un four électrique, Une sableuse, une presse hydraulique deux postes à soudés, deux touries de mêles

I.8.2. Activité Rénovation et Usinage :

Cette activité a pour but :

- Diagnostique et expertise des équipements mécaniques
- Réhabilitation des pièces importantes des machines tournantes (rotors, aubages, directrices, diaphragmes et tube de transition)
- Usinages des pièces de rechange spécifiques
- Le diagnostic en atelier et sur sites des divers organes des turbomachines et réparation
- Contrôle qualité des produits réalisés selon les normes et spécifications.

L'activité rénovation et usinage est dotée d'un atelier équipé de machines de fabrication et d'usinage suivantes :

Désignation	Nombre	fabricant	type	Puissance
Tour	01	JUPITER	730 BR	20 CH
Tour parallèle	01	GRUTZ PE	M2-300	7.5 CH
Tour horizontal	01	COLCHESTER MASTER	2500	5 CH
Fraiseuse	01	GAMBIN	3M	1.1 KW
Rectifieuse universelle	01	NODIER	MSA –CP 180	0.75 KW
Perceuse à colonne	02	ALMO	PC 23	1.5 KW
Affûteuse universelle	01	ALMO	AU 2	0.75 CH
Aléseuse Fraiseuse	01	VARNSDORF TOS	W100 A	11 KW
Touret à meuler	02	ALMO	TD 300 / TD 200	1.5 KW / 0.75 KW
Mortaiseuse	01	URPE	MN 300G	4.00 KW
Rectifieuse	01	IMEX	3A 1228	1.00 KW
Scie mécanique	01	SERM	THX 600	3.50 KW
Equilibreuse 5500 KG	01	SCHENK	M5U/BU	15KW à 22 KW
Equilibreuse 440 KG	01	SCHENK	H30BU	1.3 à 1.7 KW

I.8.3. Activité Electromécanique:

L'activité électromécanique a comme mission :

1 – Réparation et révision générales des machines électriques tournantes:

- Moteurs électriques basse tension
- Moteurs électriques moyenne tension
- Alternateurs basse tension
- Alternateurs moyenne tension
- Moteurs à courant continu

2 – Réparation et révision générales des machines électriques statiques

- Transformateurs de puissance jusqu'à 30 KV
- Transformateurs de commande
- Autotransformateurs de démarrage BT et MT

L'activité est doté d'un atelier équipé de

- 03 fours électriques
- 03 tours de bobinage
- 03 ponts roulants 1 x 20 Tonne et 2 x 5 tonne
- Plate forme d'essais
- Poste de nettoyage

I.8.4. Activité Instrumentation et Système de Contrôle:

-Les missions de cette activité sont :

- Révisions générales, partielles des machines tournantes: partie contrôle et instruments;
 - Interventions sur les systèmes de contrôle commande des turbines, DCS stations de compression et pompage, et sur les circuits auxiliaires;
 - Prise en charge de l'activité vibration, équilibrage et diagnostic des machines tournantes;
-

-
- Étalonnage des appareils de mesure et de contrôle (pression, température,...).
 - Suivi & commissioning des projets
 - Expertise et diagnostic des problèmes vibratoires des machines tournantes (SONATRACH et Clients externes);
 - Assistance des personnels techniques des stations de compression et pompage;
 - Formation interne des nouveaux recrues;

-Le parc systèmes de contrôle sur lesquels le service instrumentation DMB intervient :

Désignation	Constructeur	Quantité
Système de contrôle commande Mark 5 & 6	GE	64
Système de contrôle Turboalternateurs	Allen Bradley, Woodward, Rustronic	30
DCS	ABB, Honeywell, Emerson, Rockwell	21

-L'activité est dotée d'un atelier équipé de bancs d'essais, appareillage spécifique pour l'étalonnage des instruments de mesure et ou de contrôle.

I.8.5. Activité Méthodes :

Les missions principales de cette activité sont :

- L'élaboration du plan de charge annuel et pluriannuel en collaboration avec les directions régionales pour assurer la maintenance des niveaux 3,4 et 5 des installations industrielles.
 - La réception des demandes de travail, leur programmation et répartition entre les structures de la direction chargées de la réalisation.
 - La gestion et la mise à jour des manuels et procédures de maintenance.
 - L'organisation et l'animation des groupes pour l'élaboration des gammes opératoires de la maintenance des niveaux 3, 4 et 5 des machines tournantes.
 - L'établissement et analyse des ratios de maintenance.
 - L'analyse et l'optimisation des coûts de maintenance.
-

-
- La gestion des données de l'activité maintenance et la mesure des performances.
 - La gestion de la documentation technique de référence des installations industrielles.
 - La tenue à jour des normes et standards de la direction
 - La mise en place et la gestion des procédures de contrôle qualité et contrôle réglementaire des moyens.
 - La réalisation d'études spécifiques en matière de maintenance.

I.8.6. Activité Approvisionnement :

Les missions principales de l'activité sont :

- Garantir l'approvisionnement des structures de la DMB et celles de TRC dans le cadre des achats groupés, en pièces de rechanges, matières premières, consommables et prestations de service, de la qualité voulue, dans les délais et aux coûts requis
 - Élaborer le plan d'approvisionnement
 - Lancer les approvisionnements (A.O).
 - Contrôler les produits à la réception
 - Gérer les Stocks
 - Évaluer les fournisseurs
-

CHAPITRE 2

GENERALITES SUR LES

TURBINES A GAZ

II. Généralités sur les turbines à gaz :

II.1. Définition :

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

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

II.2. 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.
-

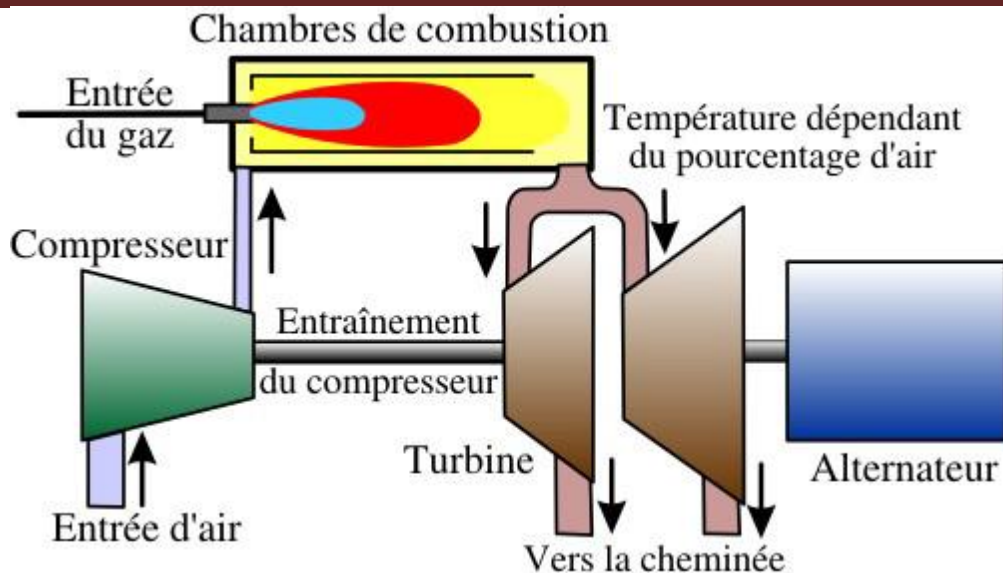


Fig. II.1- Les éléments de la turbine à gaz.

II.3. Historique de la turbine à gaz :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

En 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

Entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global de 3%.

En 1930: Brevets par Frank Whittle de moteurs à réaction d'aviation qui sont des turbines à gaz

Années 1950: utilisation des turbines pour la production d'électricité avec un rendement de 30%

Années 1960: diminution du coût du gaz, utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolier et de gaz.

II.4. Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points:

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

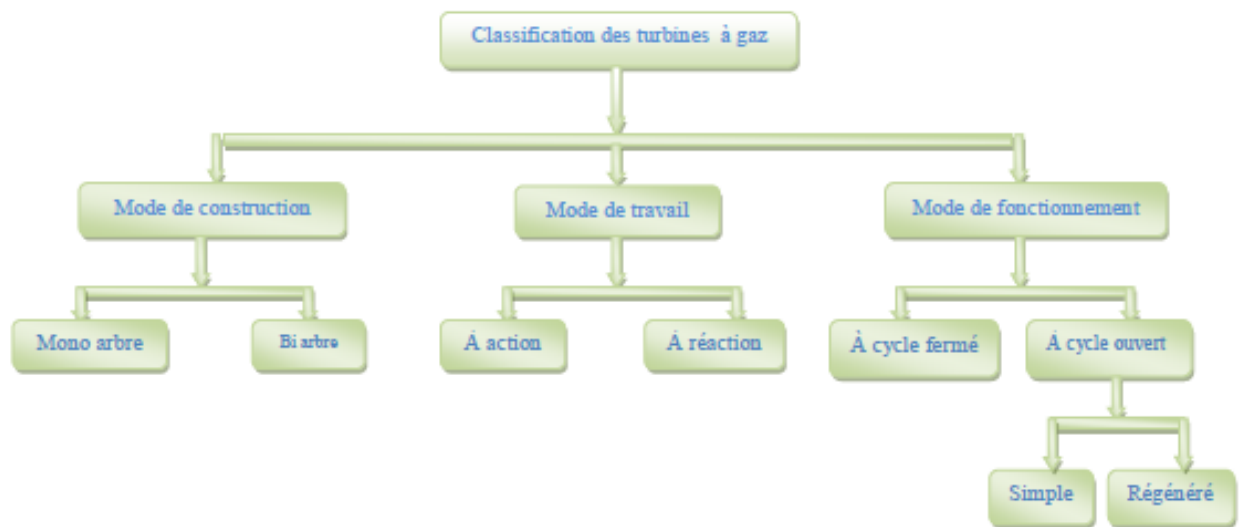


Fig. II.2 - Classification des turbines à gaz.

II.4.1. 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 ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère (figure II.3).

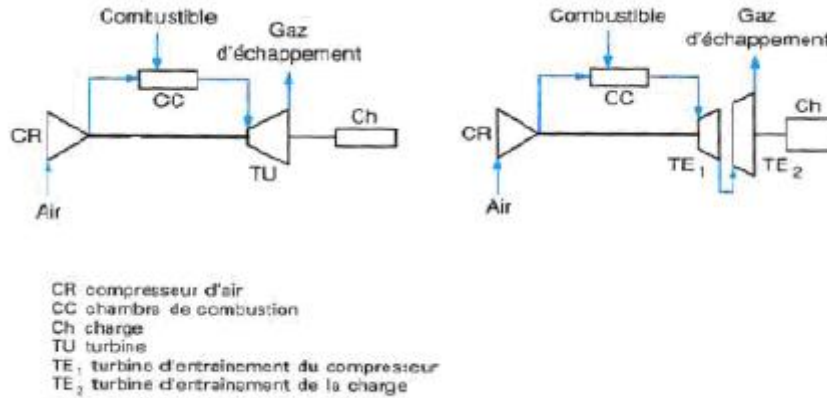


Fig. II.3 - Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.

II.4.2. 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.

Ainsi le taux de réaction est le rapport :

$$\epsilon = \frac{\text{chute d'enthalpie dans les canaux mobiles}}{\text{chute théorique disponible de l'étage}}$$

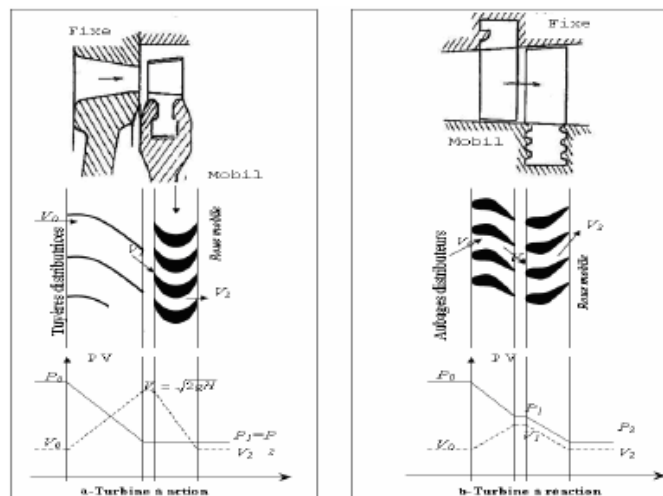


Fig. II.4 - Mode de travail.

II.4.3. 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.

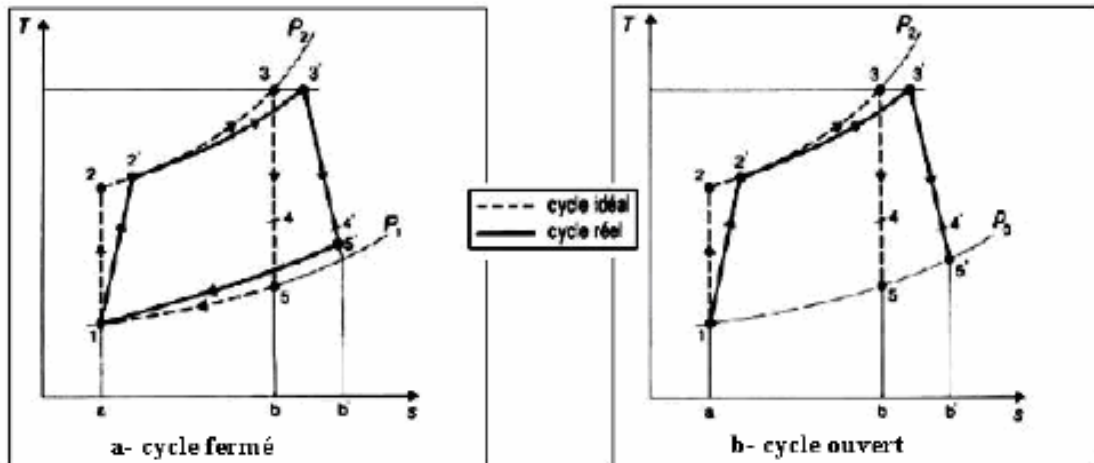


Fig. II.5 - Représentation de cycle fermé et ouvert.

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 thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

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

- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion;
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui à lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine;
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus;
- La figure II.6 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

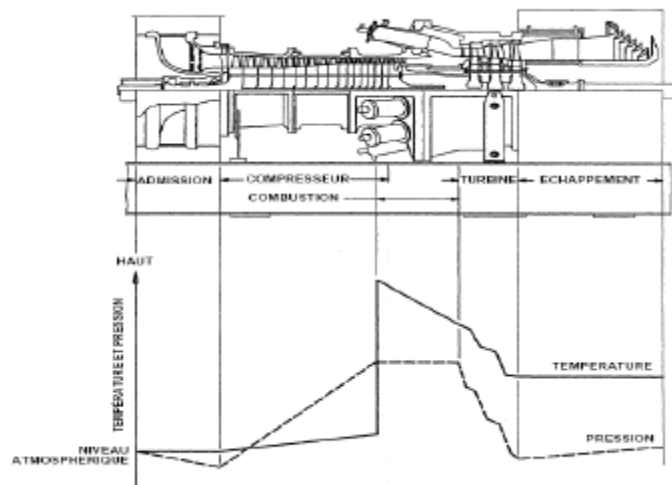


Fig. II.6 - Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

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

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

A. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

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

B. Domaines mobiles :

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

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

✓ **Avantages**

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

✓ **Inconvénients**

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

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

CHAPITRE 3

INFLUENCE DES

PARAMETRES

INTERIEURS ET

EXTERIEURS SUR LES

PERFORMANCES DE LA

TURBINE

III. Influence des paramètres intérieurs et extérieurs sur les performances de la turbine

III.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :

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

Ces facteurs sont :

- La température
- La pression
- L'humidité relative

A cet égard, nous rappelons que les conditions de référence pour les trois facteurs mentionnés ci-dessus sont, par convention, les normes ISO

III.1.1. La température :

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

Ce lien entre la température d'admission du compresseur, la puissance et le rendement change de turbine à turbine, selon les paramètres du cycle, le rendement de compression et d'expansion et le débit d'air

La Fig. III.1 montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit du gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante

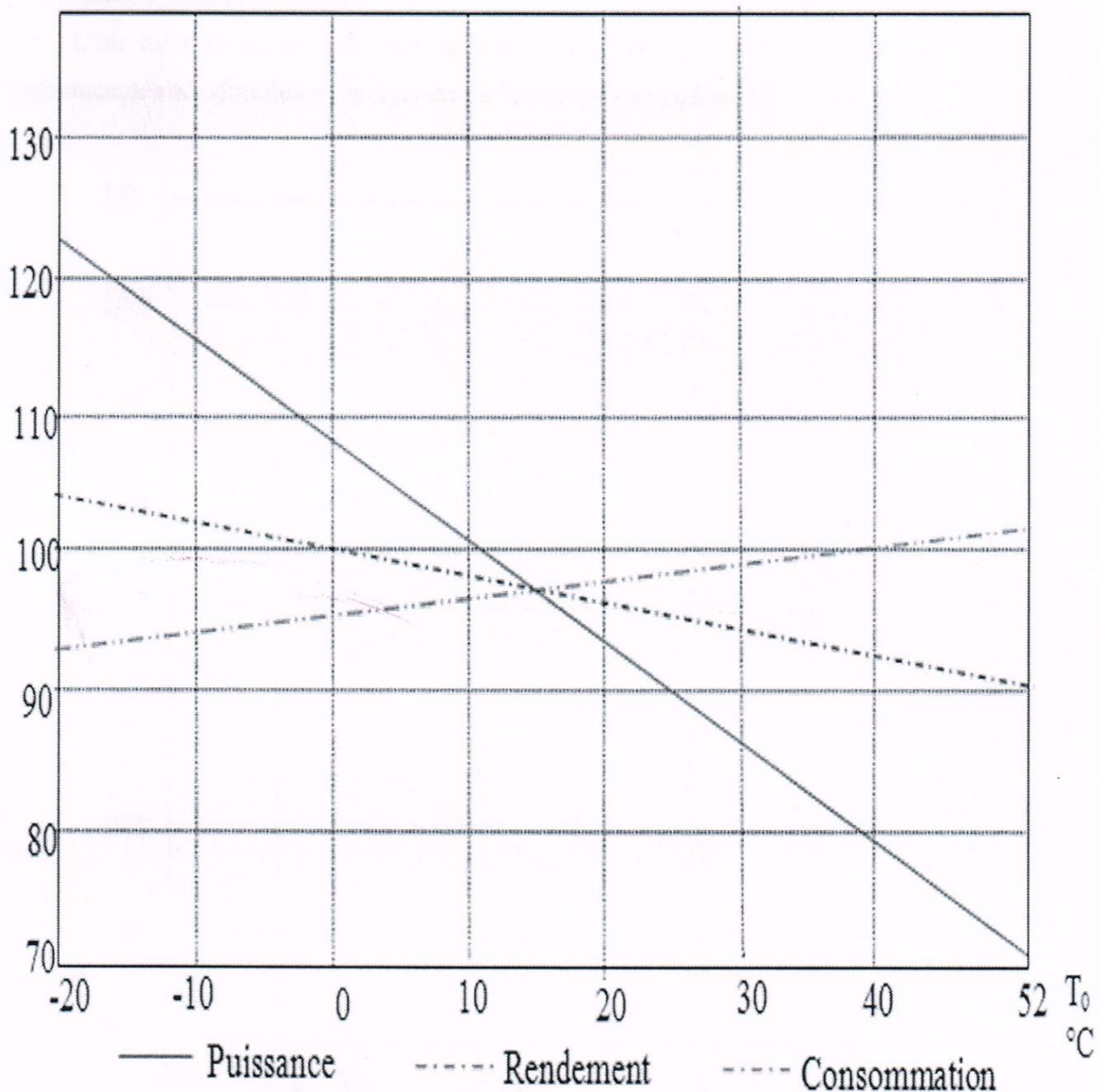


Fig. III.1 – Influence de la température ambiante sur les performances de turbine

La consommation spécifique, représentée dans le schéma III.1, est l'inverse du rendement, parce qu'elle indique le rapport entre l'énergie thermique, résultant du processus de combustion, et l'énergie mécanique obtenue sur l'arbre de puissance (ou aux bornes du générateur, si nous considérons les performances d'un réducteur de charge et d'un générateur).

Pour récapituler, et si on appelle Q_1 l'énergie résultante de la combustion et N_u le travail utile extérieur, la consommation spécifique (HR) est définie comme :

$$\text{HR} = Q_1/N_u$$

Et est généralement exprimée en kJ/kWh.

III.1.2. La pression:

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

La Fig. III.2 montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

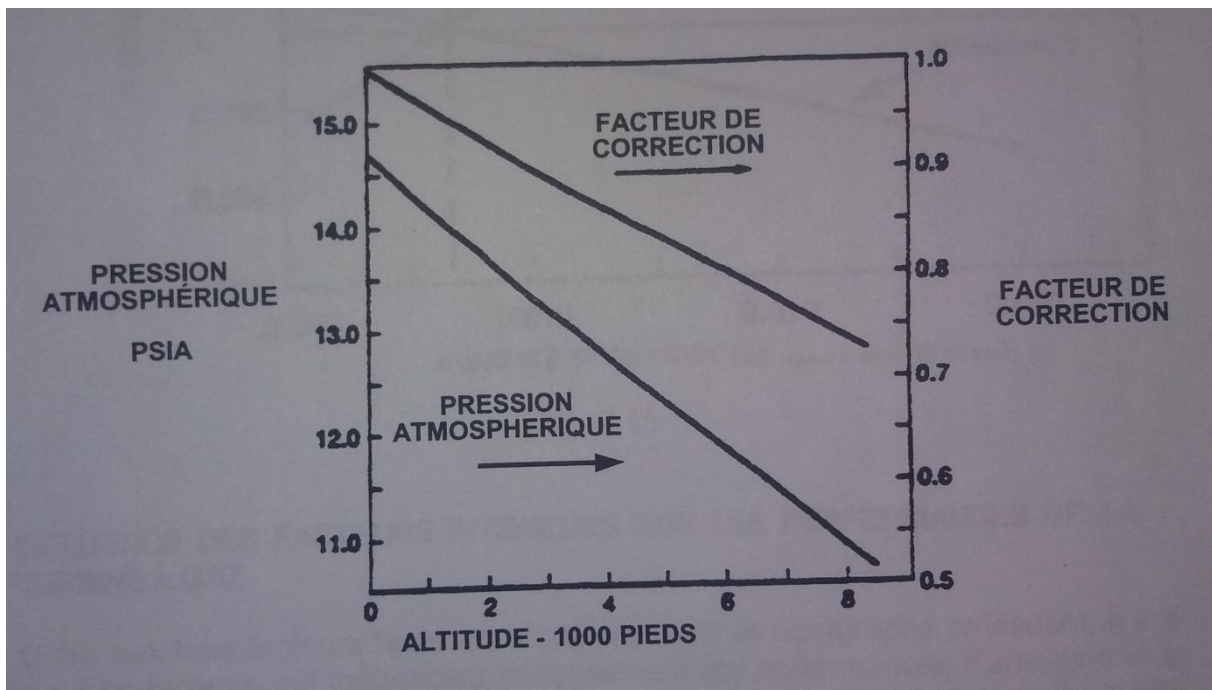


Fig. III.2 – Influence de la pression sur les performances d'une turbine

III.1.3. L'humidité relative :

Influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur. En effet, 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 (fig. III.2)

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 NO_x , cet effet doit être pris en compte.

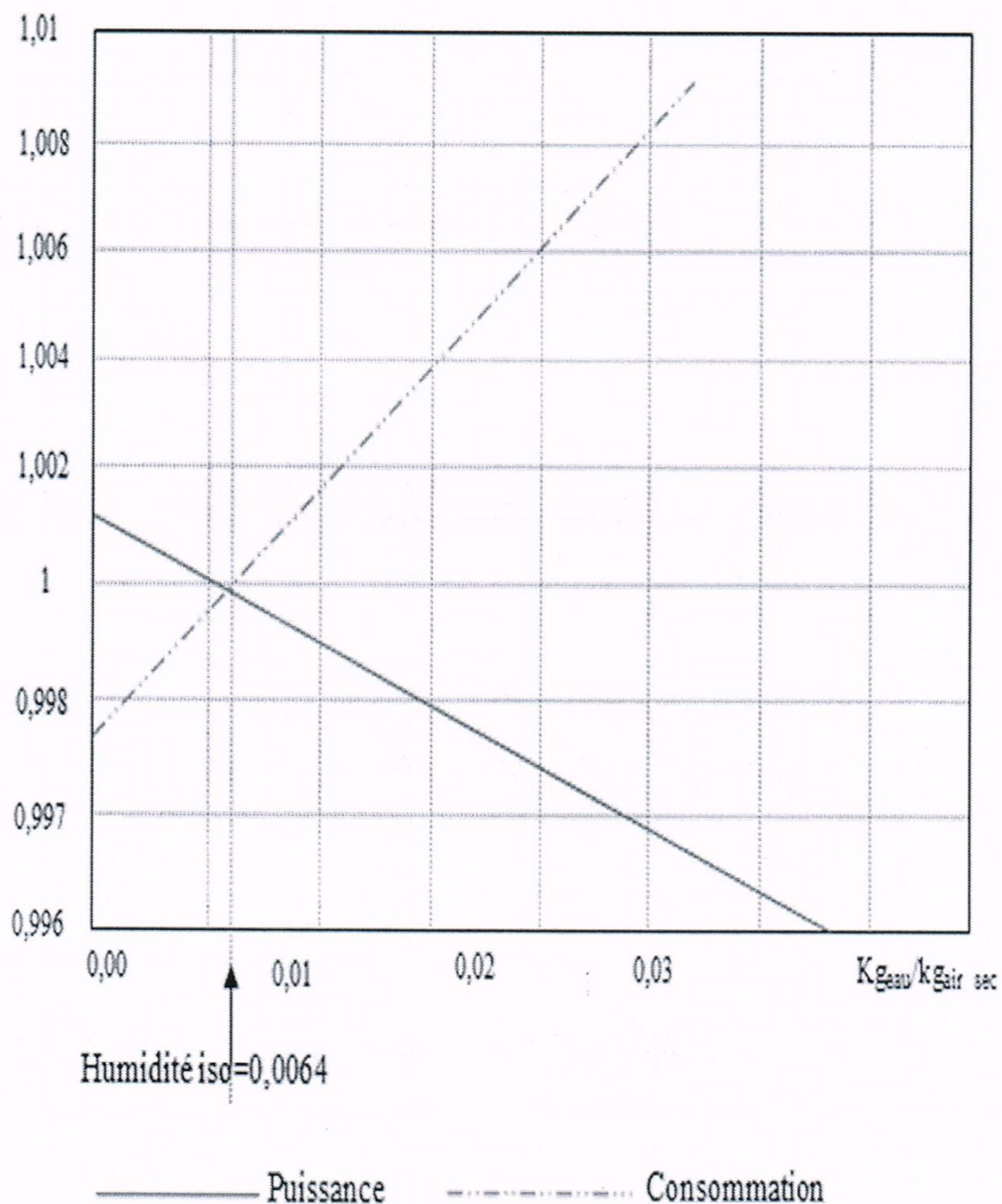


Fig. III.3 – Influence de l’humidité sur les performances de la turbine

III.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz :

Outre aux trois facteurs ‘extérieurs’ décrits dans le paragraphe précédent, il y a d’autres facteurs qui influencent sérieusement 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.

Ils sont énumérés ci-dessous :

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

III.2.1. Chute de pression dans la section d'admission du compresseur :

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

III.2.2. Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine :

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine à gaz, composé d'un ou plusieurs silencieux, un coude, une chaudière de réception (en cas de cycles combinés ou de cogénération), des aiguillages, des diffuseurs, etc., par lesquels les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère.

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

Le tableau 1.1 donne des valeurs typiques montrant comment les performances sont influencées par les chutes de pression de l'admission et de l'échappement. Pour les raisons expliquées ci-dessous, ces effets sont proportionnels aux chutes de pression.

Tableau 1.1 – effets des chutes de pression

Tous les 100 millimètres de H ₂ O à l'aspiration	Tous les 100 millimètres de H ₂ O à l'échappement
1,42 % de perte de puissance	0,42 % de perte de puissance
0,45 % d'augmentation de la consommation spécifique	0,42 % d'augmentation de la consommation spécifique
1 °C d'augmentation de la température d'échappement	1 °C d'augmentation de la température d'échappement

III.2.3. L'influence du type de combustible :

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet, la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (ambiantes, chutes de pression, etc.) sont identiques, est supérieure d'environ 2 %, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu'à 1 % selon le modèle de turbine à gaz.

Ces différences deviennent d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec celle du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tels que les combustibles résiduels, Bunker C, etc.

Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel, car ce dernier a une teneur plus élevée de vapeur d'eau, résultant d'un rapport plus élevé entre l'hydrogène et le carbone, ce qui est typique pour le méthane, le composant principal du gaz naturel.

Les combustibles gazeux ayant un pouvoir calorifique inférieur au gaz naturel (généralement appelés les gaz à bas Btu) peuvent considérablement influencer les performances d'une turbine à gaz.

En effet, si le pouvoir calorifique diminue (kJ/Nm^3), le débit massique du combustible vers la chambre de combustion doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie (kJ/h).

Ce débit supplémentaire de fluide, qui n'est pas comprimé par le compresseur, crée une augmentation de puissance et une réduction de la consommation spécifique.

Dans ce cas-ci, la puissance absorbée par le compresseur est pratiquement constante.

Tout de même, dans le cas de la combustion des gaz à bas Btu, les effets secondaires suivants doivent être pris en compte :

- Une augmentation du débit de la turbine augmente le taux de compression dans le compresseur, qui ne doit pas trop s'approcher de la limite de pompage.
-

-
- Une augmentation du débit du combustible exige souvent un diamètre plus grand des tuyauteries et des vannes de réglage (avec une hausse conséquente des coûts). Cet effet est d'autant plus remarquable si la température du gaz et, en conséquence le volume spécifique sont plus hauts (par exemple, les gaz produits par la gazéification du charbon).
 - Les gaz à faible pouvoir calorifique sont saturés assez fréquemment avec la vapeur d'eau en amont du système de combustion de la turbine à gaz. Cela augmente le coefficient de transfert de chaleur en augmentant la température des parties métallique des parties chaudes de la turbine.

III.2.4. Extraction d'air à partir du compresseur axial :

Dans quelques applications de la turbine à gaz (processus chimique, balayage des canalisations pendant la mise en service opérationnelle, etc.) il peut être nécessaire d'extraire de l'air comprimé à partir du refoulement du compresseur. En règle générale, et sauf indication contraire, dans le cas des machines dérivées de l'aéronautique, il est possible d'extraire même 5 % du débit du compresseur sans faire aucune modification à la conception de la turbine.

Il est possible de réaliser des valeurs d'extraction entre 6 et 20 %, selon la machine et la configuration de la chambre de combustion, si des changements sont faits aux carter, à la tuyauterie et au système de contrôle/commande.

La Fig. III.4 montre comment les pourcentages d'extraction de l'air influencent la puissance débitée et la consommation spécifique prenant également en considération la température ambiante.

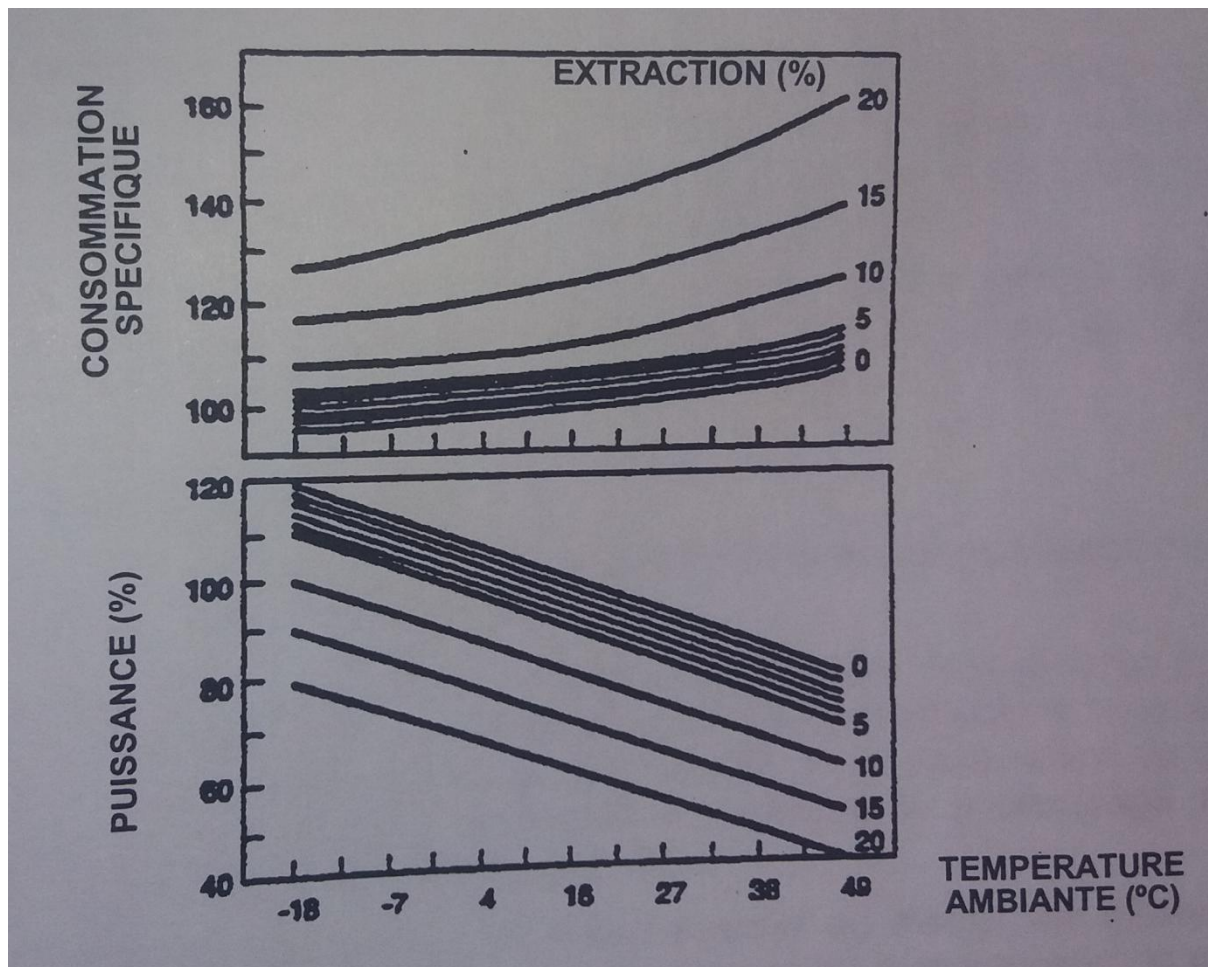


Fig. III.4 – Influence de l'extraction de l'air du compresseur axial sur les performances d'une turbine

III.2.5. Injection de vapeur et injection d'eau :

L'injection de vapeur ou d'eau peut avoir les deux buts suivants :

- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NO_x)
- Une augmentation de la puissance débitée

❖ Réduction du niveau d'oxyde d'azote (NO_x) :

La méthode d'injection de vapeur ou d'eau a été au début des années 70 pour limiter et contrôler la présence des oxydes d'azote ou de NO_x .

L'injection est habituellement effectuée dans la zone du chapeau de la chambre de combustion. Le système d'injection limite la quantité maximale de vapeur ou d'eau injectable, afin de sauvegarder la stabilité et le continuité dans le processus de combustion. Cependant, la quantité de vapeur d'eau injectée est suffisante pour réaliser des niveaux de réduction de NO_x considérable.

Selon la quantité de vapeur ou d'eau injectée dans la chambre de combustion, réglée automatiquement par le système de contrôle de la turbine, en relation avec le niveau de NO_x désiré, la puissance débitée augmentera en raison de l'augmentation du débit massique traversant la turbine à gaz.

Dans le cas d'injection de vapeur, la consommation spécifique diminuera également pour les mêmes raisons applicable aux gaz combustibles à faible pouvoir calorifique.

Au contraire, ce dernier avantage n'existe pas dans le cas de l'injection d'eau, car elle exige la vaporisation d'une quantité de combustible plus grande pour satisfaire les conditions nécessaires pour l'injection dans la chambre de combustion.

Dans des conditions de service de pointe, avec un maximum de 1250 heures/an, il est possible d'augmenter le débit d'eau dans la zone du chapeau de la chambre de combustion afin d'augmenter la puissance débitée de la turbine à gaz. Evidemment, cela réclame des intervalles d'entretien plus courts.

En ce qui concerne les débits d'eau maximums et les procédures d'entretien, ceux-ci doivent être évalués au cas par cas, en fonction du modèle de machine et de son système de combustion.

❖ **Augmentation de la puissance :**

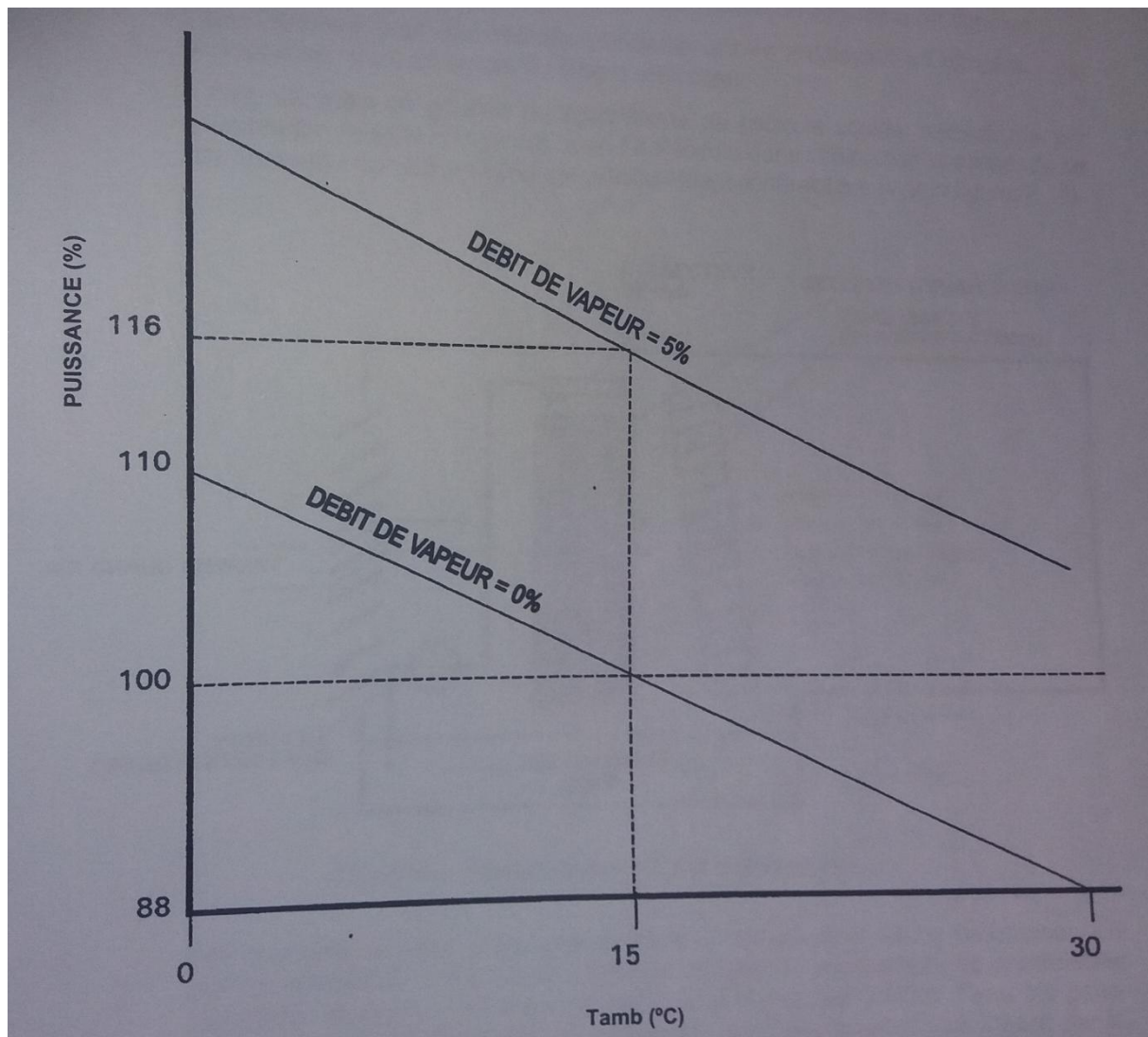
L'injection de vapeur pour augmenter la puissance a été rendue disponible et fiable par plus de 30 ans d'expérience.

A la différence de l'injection d'eau, la vapeur est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, de ce fait éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs de pourcentage de débit massique de l'air d'aspiration du compresseur.

La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 °C par rapport à la température de refoulement du compresseur ; la pression limite d'approvisionnement de vapeur doit être (d'au moins) 4 bar(g) plus grande que pression maximale dans la chambre de combustion.

Dans le cas de l'injection de vapeur ou d'eau, la quantité de vapeur injectée dans des conditions de charge partielle doit être égale à la quantité requise pour la réduction de NO_x . Une fois la valeur de la charge de base atteinte, le système de commande donne le feu vert pour injecter de la vapeur additionnelle nécessaire pour augmenter la puissance débitée de la turbine.

La Fig III.5 montre les effets typiques de l'injection de vapeur sur la puissance débitée d'une turbine à gaz (dans ce cas-ci, une turbine à gaz MS 5002) en fonction de la température ambiante.



**Fig. III.5 – Effet de l’injection de vapeur sur la puissance débitée
(Turbine à gaz MS 5002)**

III.2.6. Refroidissement par évaporation :

Les courbes dans la fig. III.1 montrent clairement l’augmentation de la puissance et du rendement quand la température d’admission du compresseur diminue.

Cette dernière peut être réduite artificiellement en employant un réfrigérant par évaporation, situé en amont du filtre d’aspiration.

L’eau, séparée en gouttes ou sous forme de pellicule liquide, refroidit l’air par évaporation dans le réfrigérant quand il s’écoule dans la direction opposée, de ce fait donnant origine à un échange adiabatique-isoenthalpique (Fig. III.6)

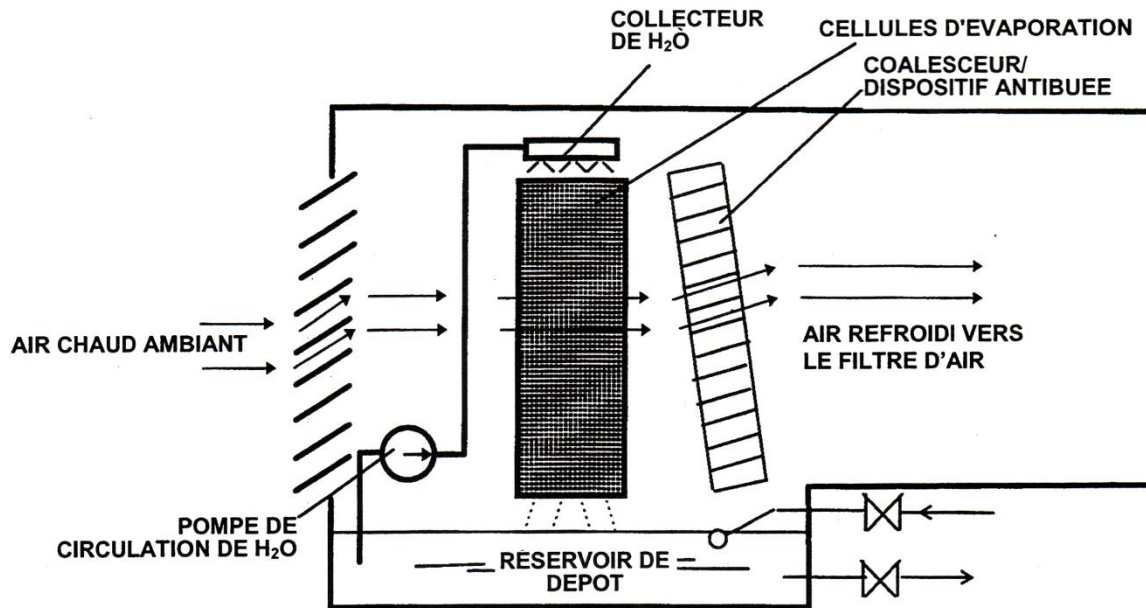


Fig. III.6 – Refroidissement par évaporation.

Afin d'empêcher l'eau d'être captée dans le compresseur et de l'encrasser, en aval du réfrigérant, il y a un ou plusieurs étage de séparateurs de gouttelettes (dispositifs antibuée), qui séparent par inertie toutes les gouttes d'eau qui pourraient être entraîné en aval du réfrigérant par l'écoulement d'air ingéré par la turbine.

La Fig. III.7 montre les effets du réfrigérant par évaporation, sur la puissance débitée et la consommation spécifique de la turbine à gaz.

Comme on peut noter, les avantages augmentent quand l'humidité relative diminue et que la température ambiante augmente.

Malheureusement, les besoins ci-dessus se présentent dans des milieux (par exemple, désertiques), où la quantité d'eau nécessaire par le réfrigérant n'est pas toujours disponible.

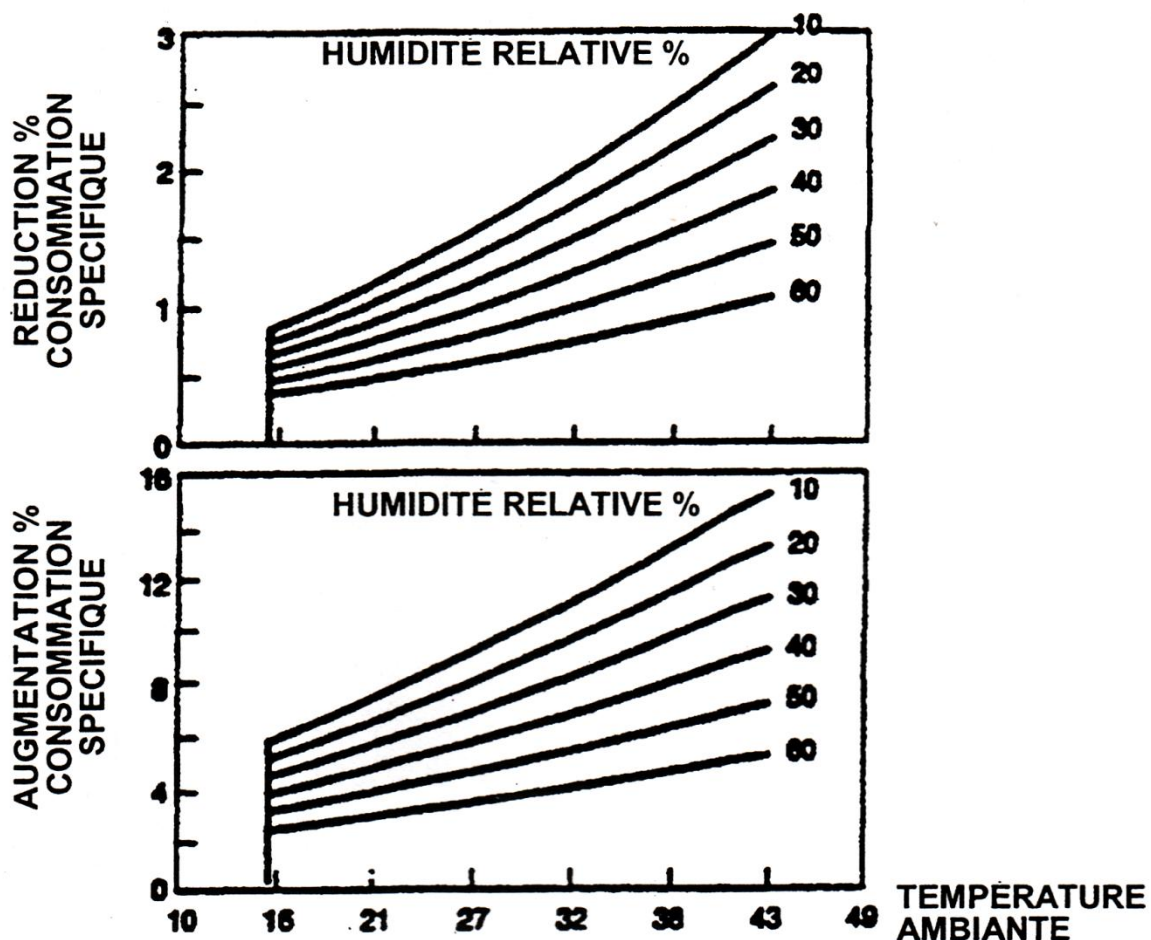


Fig. III.7 – Effets du refroidissement par évaporation sur les performances

III.2.7. Refroidissement à l'admission :

Dans les milieux avec degré élevé d'humidité relative moyenne (plus de 60 %) et sans températures ambiantes extrêmes, il est conseillé de refroidir l'air par une méthode différente, généralement appelée « réfrigération ou l'admission »; selon cette méthode, l'air est refroidi pendant un cycle de réfrigération (basé généralement sur l'absorption) effectué dans un système en circuit fermé. De cette façon, on peut éliminer les restrictions imposées par l'humidité relative et la température ambiante, décrites dans le système précédent. La température minimale atteinte par l'air à la fin du processus de refroidissement dépend strictement des possibilités du cycle de réfrigération de produire du liquide froid et de l'efficacité de l'échange thermique qui a lieu dans l'échangeur eau – air.

Le schéma III.8 montre un diagramme de fonctionnement de ce système (dans cet exemple, de la vapeur est employée pour le cycle d'absorption), composé d'un réfrigérant, d'une tuyauterie de raccordement à eau et d'un échangeur eau-air, installé en aval du filtre d'admission de la turbine à gaz, comme dans le refroidissement par évaporation, également dans ce cas-ci il est nécessaire

d'installer un coalesceur/dispositif antibuée en aval du système, afin d'empêcher l'humidité d'atteindre la section d'admission du compresseur.

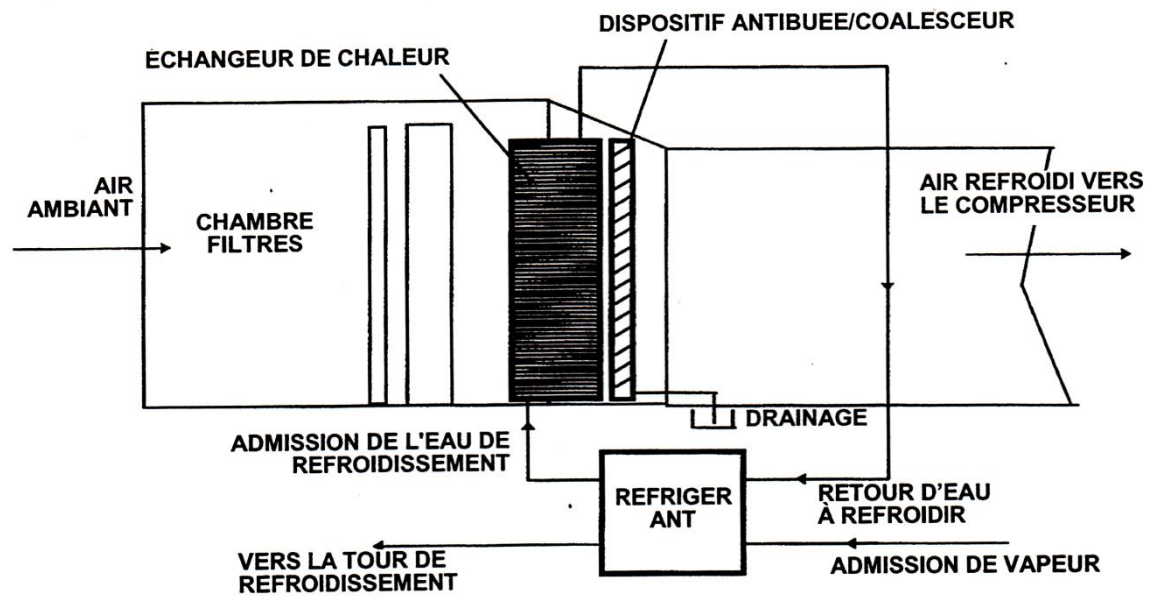


Fig. III.8 – Système de réfrigération/rafraîchissement de l'air, basé sur l'absorption.

La figure III.9 montre une comparaison entre les puissances de refroidissement des deux systèmes

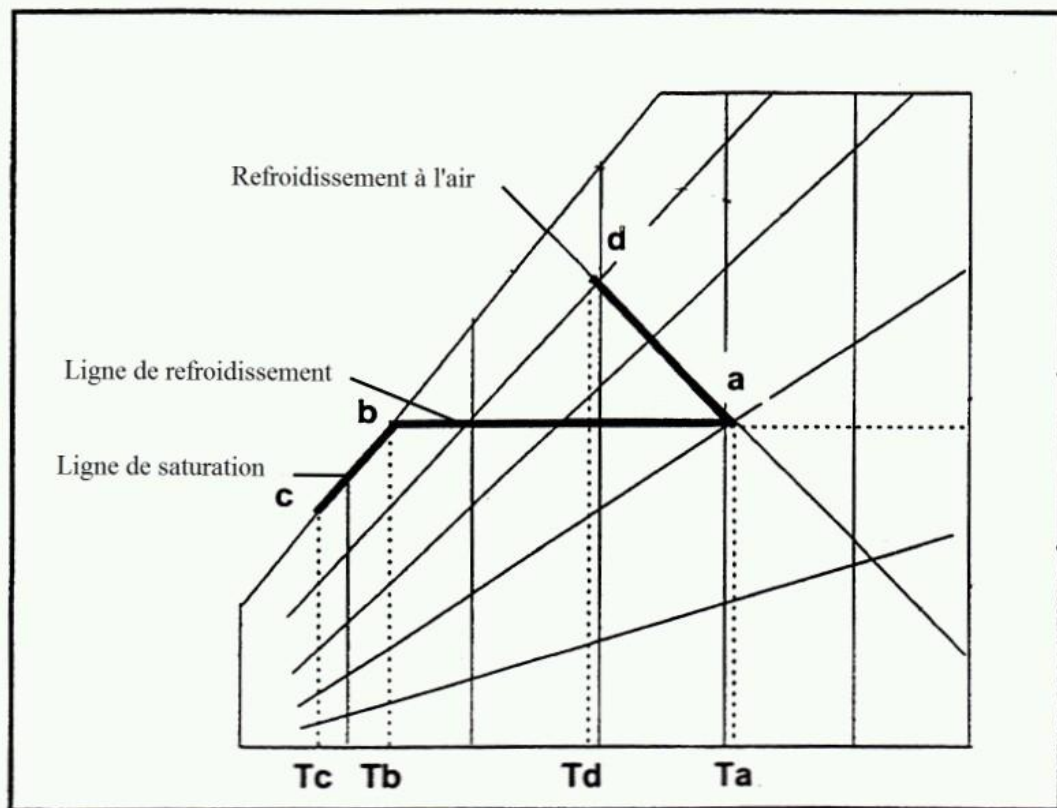


Fig. III.9 – Diagramme psychrométrique de comparaison.

La courbe a-d représente le refroidissement à l'air dans le cas du refroidissement par évaporation. Comme mentionné auparavant, cette ligne suit la ligne constante d'enthalpie, ayant pour résultat une augmentation progressive de l'humidité relative.

La restriction imposée par cette méthode de refroidissement se traduit par le fait qu'il subsiste une distance minimale par rapport à la courbe de saturation, dans la mesure où les surfaces réelles d'échange le permettent et ce d'un point de vue de construction. Les valeurs normales indiquent une humidité relative d'environ 90 %, c.-à-d., il reste toujours une marge de 10 % avant que la ligne de saturation soit atteinte.

Dans ces conditions, la température finale de l'air égale à T_d .

Dans le cas du processus de réfrigération, la ligne de refroidissement a un contenu d'humidité constant le long du segment a – b. Si le potentiel du cycle de réfrigération et le rendement de l'échangeur le permettent, le refroidissement peut atteindre la ligne de saturation et la suivre le long du segment b – c, où la chaleur est éliminée pour former le condensat (H_2O). Dans ce deuxième segment, il y a une réduction inférieure de la température, parce que la majeure partie de l'énergie de refroidissement sert au processus de condensation et seulement une petite partie d'elle participe à la baisse de la température.

Dans le système de refroidissement, la température finale de l'air sera égale à T_b ou à T_c , selon le degré de refroidissement choisi.

CHAPITRE 4

PRESENTATION DE LA

TURBINE A GAZ MS 5002C

IV. Présentation de la turbine à gaz MS 5002C :

IV.1. Introduction :

La turbine à gaz MS 5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, Fig. IV.1

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

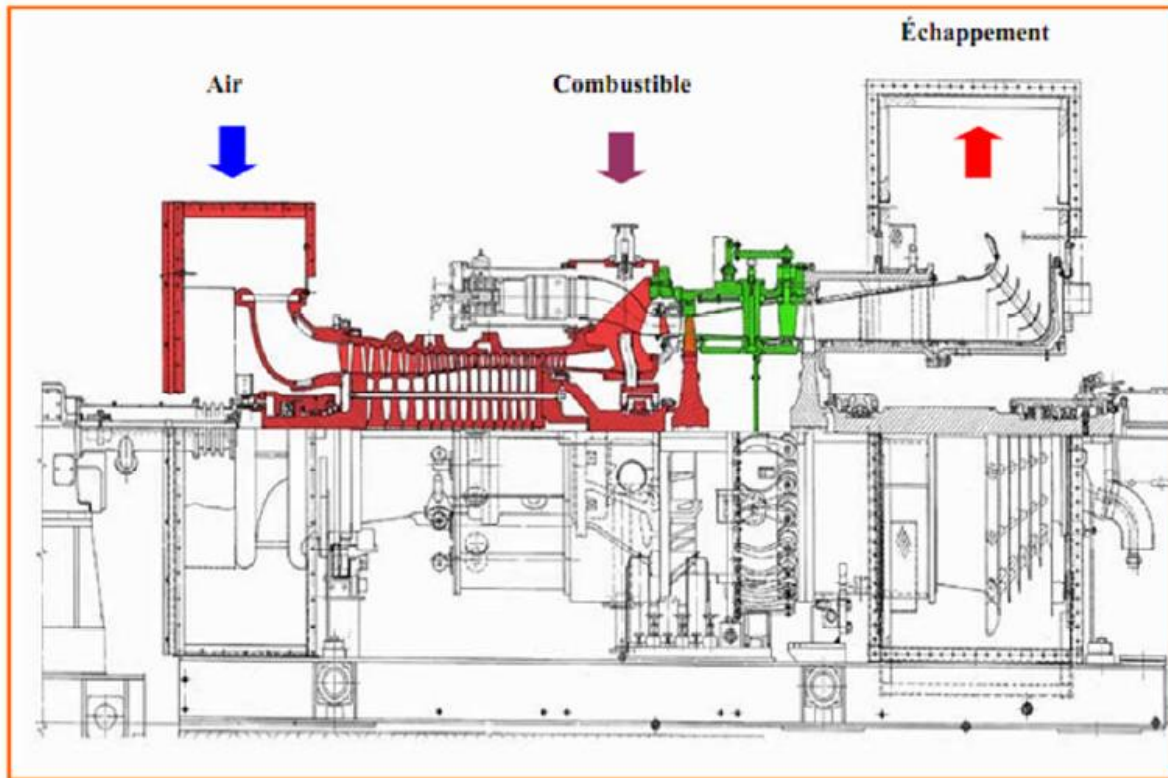


Fig. IV.1 – Présentation de la turbine MS 5002C.

IV.2. Caractéristiques de la turbine MS 5002C :

▪ Données générales de conception :

Série du modèle de turbine à gaz.....	MS 5002C
Emploi de la turbine.....	Entrainement mécanique
Cycle.....	Simple
Rotation de l'arbre.....	Sens antihoraire
Type de fonctionnement.....	continu
Vitesse de l'arbre :	
VHP.....	5100 tr/min
VBP.....	4903 tr/min
Commande électronique.....	Mark VI, SPEEDTRONIC
Protection.....	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration
Données nominales de la plaque :	
Puissance de base.....	38000 HP ou 28337 kW

Température d'admission.....59 °F ou 15 °C
Pression d'échappement.....14,7 PSI ou 1.013 bars

✓ **Section compresseur**

Nombre d'étages.....16
Type de compresseur.....Flux axial, grande capacité
Type des aubes directrices.....Variable

✓ **Section turbine**

Nombre d'étages.....1 HP et 1 BP
Injecteur premier étage.....zone fixe
Injecteur deuxième étage.....variable

✓ **Section combustible**

Type.....12 brûleurs multiples
Disposition des chambre.....Positionnées concentriquement
Injecteur combustible.....Type combustible gazeux. Un par chambre
Bougies.....2, type électrode
Décteur de flamme.....4, type ultraviolet

✓ **Ensemble palier**

Nombre de paliers.....4

✓ **Système de démarrage**

Dispositif de démarrage.....Moteur électrique

✓ **Système de combustible**

Type.....Gaz naturel
Signal control combustible.....Panneau de commande turbine

✓ **Système de lubrification**

Lubrifiant.....minérale « à base d'hydrocarbure »
Capacité total.....23530 Litres
Pression sur les appuis.....25 PSI ou 1,72 bar
Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, urgence).....3

✓ **Système d'alimentation hydraulique**

Pompes hydraulique (Principale, Auxiliaire).....2
Filtre hydraulique d'alimentation.....Double avec vanne de transfert

IV.3. Principe de fonctionnement :

Grace à un système de lancement par moteur électrique, ou diesel, le rotor de la turbine HP est lancé à 20 % de sa vitesse nominale, l'air aspiré de l'atmosphère

dans le compresseur axial est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression.

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

En passant à travers la turbine HP et les aubes de la turbine, ces gaz de détente et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacuer.

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

Quand on regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

IV.4. Sections principales de la turbine :

IV.4.1. Section compresseur :

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 déflecteurs de sortie.

Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression.

Ils sont insérés dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures.

La partie stator est composée de quatre éléments principaux suivants :

- **Corps coté aspiration**

Se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

- **Corps coté avant**

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

- **Corps partie arrière**

Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

- **Corps coté refoulement :**

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine. Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.

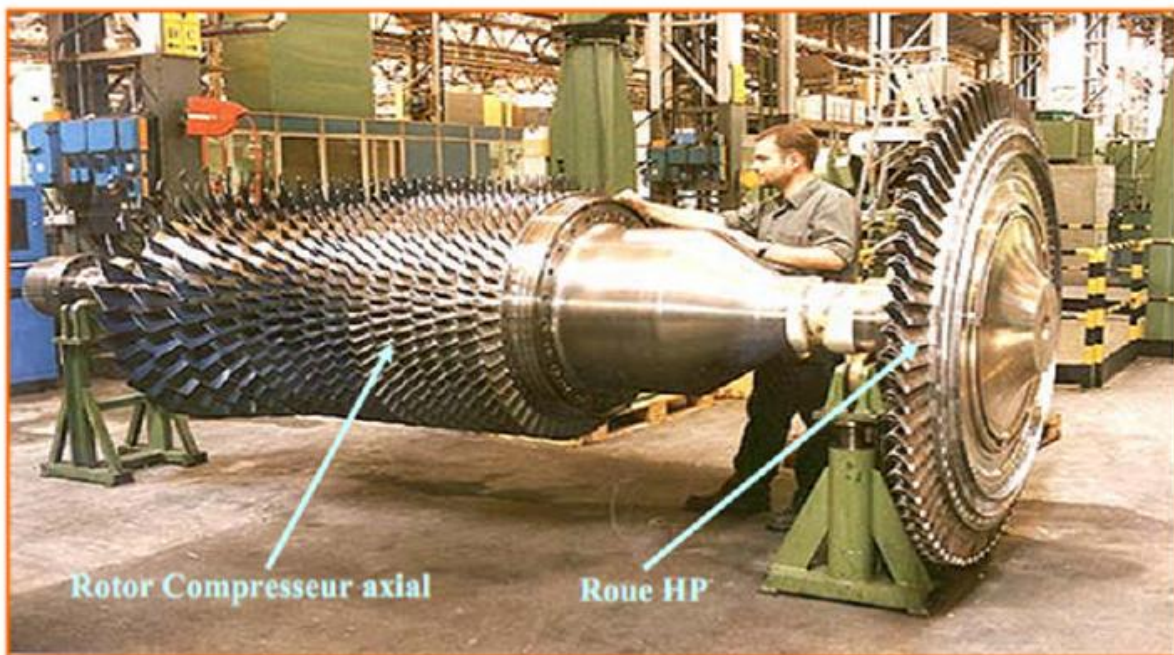


Fig. IV.2 – Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.

IV.4.2. Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz MS 5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieur, de 12 ensembles chapeau-chemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustible, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme et de 12 tubes à foyer et divers garnitures.

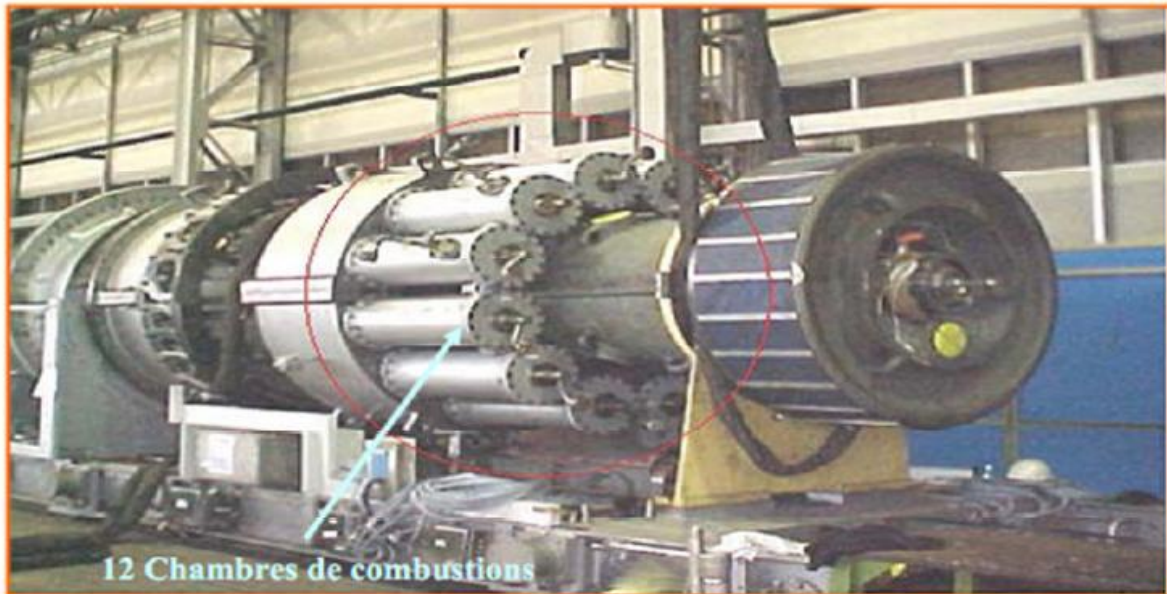


Fig. IV.3 – Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.

- **Enveloppe de combustion**

Soutient les 12 corps de combustion qui renferment les 12 pièces de transition. C'est une enceinte soudée, montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur, elle reçoit l'air du refoulement à flux axial.

- **Corps de combustion**

Les brides arrières des 12 corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes de foyer. Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'extérieur de chaque corps.

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Réduire les pertes de charge.

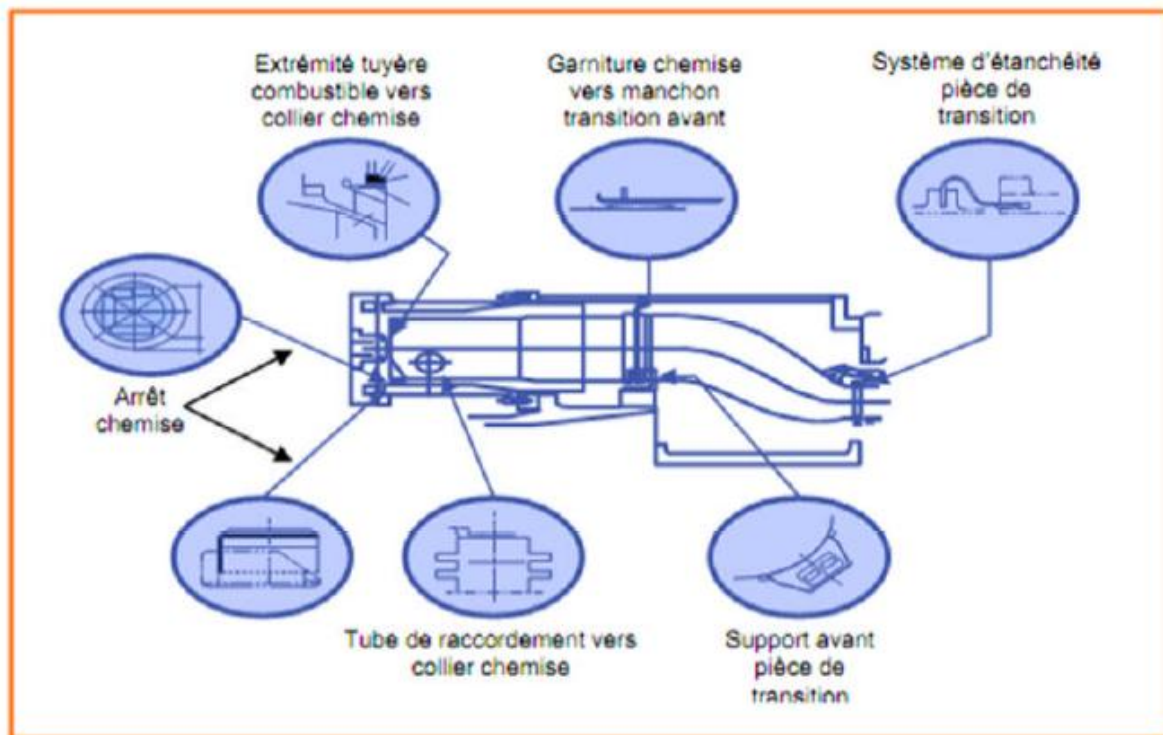


Fig. IV.4 – Schéma d'une chambre de combustion.

- **Bougie d'allumage :**

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage.

Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.

- **Détecteur de flamme ultraviolette :**

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

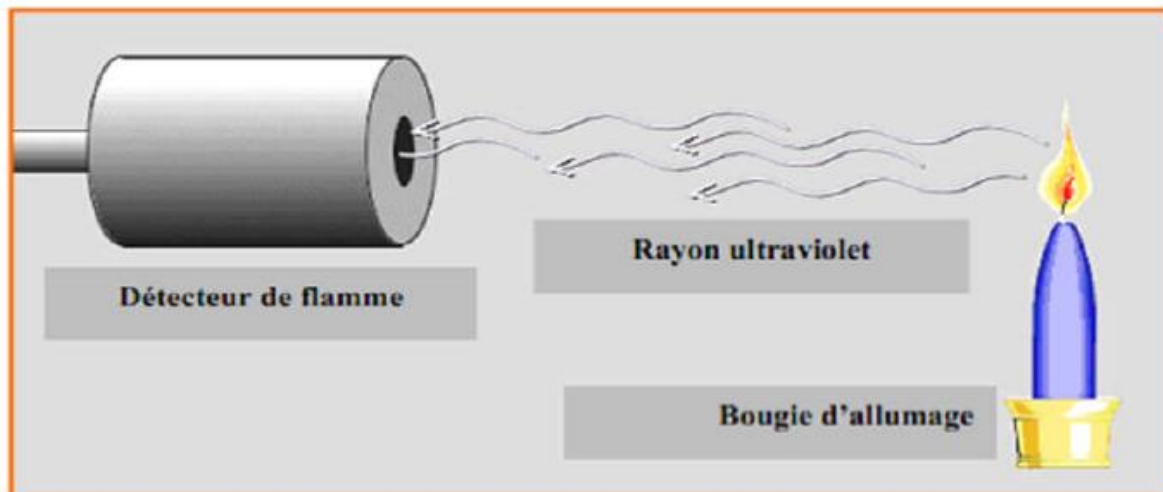


Fig. IV.5 – Détecteur de flamme ultraviolette.

IV.4.3. Section turbine :

Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage HP, la roue de la turbine du second étage BP, l'ensemble diaphragme, l'ensemble d'étanchéité et la conduite de gaz inter-étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparé par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

- **Directrices premier étage :**

Elles sont fixées à proximité de la veine de gaz prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes perforées pour s'échapper dans la veine de gaz vers l'échappement.

Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

- **Directrice deuxième étage :**

Il existe deux roues séparées dans cette turbine, la première HP commande le compresseur axial, et la seconde BP entraîne la charge accouplée.

Les roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner différemment.

IV.5. Systèmes auxiliaires de la turbine :

IV.5.1. Système d'admission :

Ce système dirige l'air de combustion dans la section d'admission afin de garantir :

- ❖ Degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- ❖ Débit d'air régulier vers la section d'admission, et un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend le filtre d'admission, la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission et les autres accessoires.

L'air pénètre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude, sont les facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui les traverse.

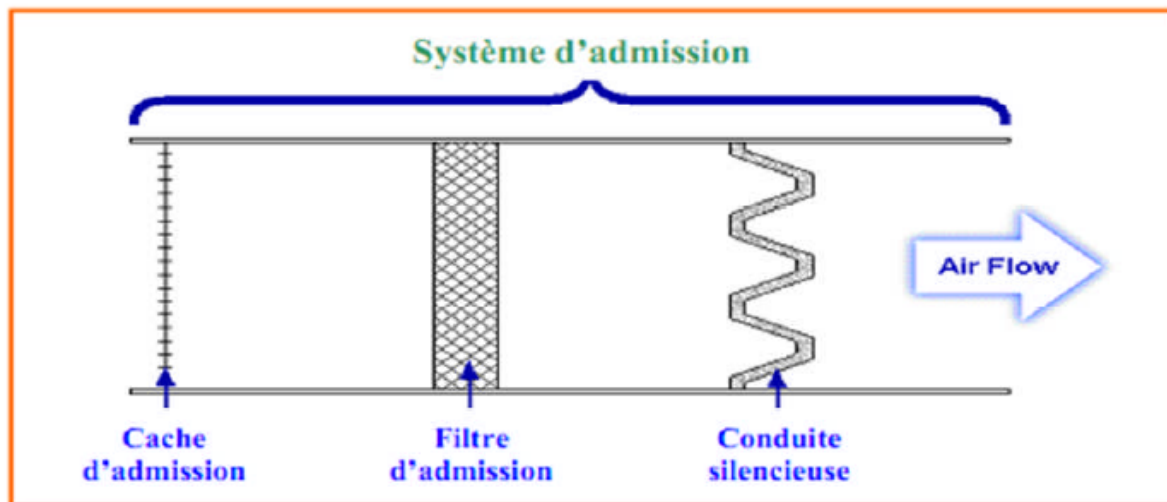


Fig. IV.6 – Système d'admission, filtre à air.

IV.5.2. Système de lancement :

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22 % de la vitesse nominale pendant une minute, elle se stabilise à 20 % pendant deux minutes.

Le balayage et l'alimentation du circuit du gaz dure 6 minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt.

La température $T_{\max}$ à l'échappement est légèrement augmentée, pendant que les aubes de la directrice présente une ouverture de 15° .

Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est annoncé.

A ce moment-là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale, dans l'intervalle de 50 à 60 % de la vitesse nominale.

L'arbre HP se désaccouple du moteur de lancement, donc la turbine à gaz est auto maintenue.

IV.5.3. Système d'échappement :

Il comporte l'ensemble du cadre et la chambre d'échappement.

Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz.

Il sert de support aux paliers 3 et 4, à l'ensemble des tuyauteries, des labyrinthes de paliers et des segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. Elle est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

A partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère.

- **Socle support et paliers de la turbine :**

Le socle supporte la turbine et sert de surface de montage pour l'accès et comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques de support souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse d'échappement.

La turbine à gaz comporte quatre paliers principaux, qui supportent le compresseur et les rotors des deux turbines.

- **Système d'embrayage de lancement :**

Il comprend l'embrayage à mâchoires, fin de course et deux cylindres.

Les cylindres hydrauliques enclenchent l'embrayage par la vanne d'auto commande séquentielle, et les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine.

- **Système de combustible gazeux :**

Il est destiné à envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustion à pression et débit adéquats pour satisfaire toutes les exigences de lancement de la turbine.

L'ensemble vanne de commande est l'élément principal du système combustible gazeux.

Il y a aussi les servovannes, manomètres la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible.

- **Système d'huile de graissage :**

Il comprend un bac d'huile, des pompes, des filtres, des vannes et des dispositifs de contrôle et protection du système d'huile de graissage.

La turbine à gaz est graissée par un système sous pression en boucle fermée.

L'huile de graissage venant du système, circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires et les équipements entraînés.

Une pompe principale de graissage est montée et entraînée par réducteur auxiliaire.

Deux autres pompes entraînées par un moteur à courant alternatif, sont utilisées en cas de secours.

- **Système d'alimentation hydraulique :**

Il comporte deux pompes d'alimentation, une principale et l'autre auxiliaire.

Le fluide nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique.

Ce fluide fournit les moyens d'ouverture et de fermeture de la soupape d'arrêt du combustible.

Il gère aussi les aubes directrices variables, les dispositifs de déclenchement hydraulique et de protection de la turbine.

- **Système d'air refroidissement et d'étanchéité :**

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :

- Roue de la turbine du premier et du deuxième étage.
 - Directrice du premier étage.
-

- Carter du rotor de la turbine.
- Tubes à flamme, les pièces de transition et les paliers.

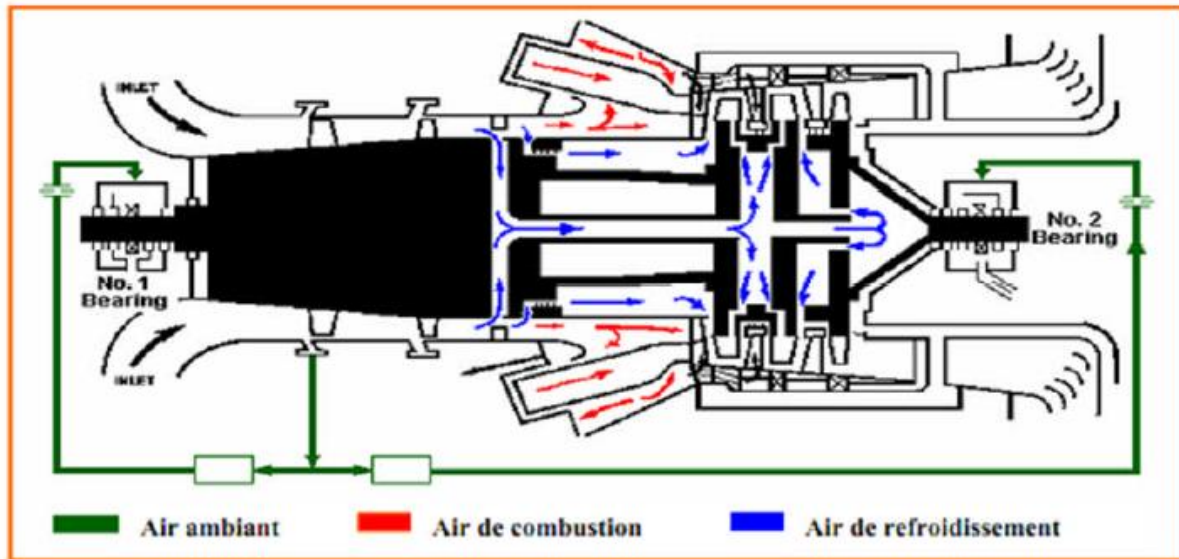


Fig. IV.7 – Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

- **Système de contrôle, de régulation et de protection :**

Il exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine.

Pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de signaux reçus de la turbine, et envoyés par des éléments d'interface, tels le transducteur de pression, le transmetteur de position de la vanne de combustible, les thermocouples, les détecteurs de flamme, ...etc.

Le tableau de commande est divisé en deux parties :

- ❖ Système de mise en séquence et de contrôle.
- ❖ Système de protection.

Conclusion :

La description faite dans ce chapitre concerne la turbine à gaz type MS 5002 C. Il est évident qu'une description complète en 'état de marche' doit comprendre aussi les auxiliaires groupes tel que le système de démarrage ainsi que les auxiliaires généraux.

CHAPITRE 5

PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ PGT 25

V. Présentation de la turbine à gaz PGT 25 :

V.1. Unité de la turbine à gaz et du compresseur de gaz :

L'unité consiste en une turbine, à cycle simple, NuovoPignone type PGT 25, couplée avec une charge mécanique (compresseur, pompe) (Fig. V.1).

La turbine à gaz PGT 25 contient un générateur de gaz LM 2500 et une turbine de puissance. Le générateur de gaz LM 2500 incorpore un compresseur à écoulement axial en 16 étages, capable d'atteindre un rapport de pression de 18:1.

Les aubes directrices d'entrée et les aubes réglables du stator sur les premiers six étages du compresseur assurent un fonctionnement efficace à travers l'intervalle entier de fonctionnement.

Les composants de la turbine de puissance PGT 25 ont été conçus par la NuovoPignone en tenant compte de toute l'expérience obtenue dans le domaine des turbines à gaz de service dur et des compresseurs axiaux/centrifuges.

L'aubage aérodynamique a été conçu pour obtenir une très haute efficacité à vitesse nominale ainsi qu'à vitesse réduite. La vitesse nominale de 6500 tours/minute signifie que la turbine peut avoir deux étages à une haute efficacité de la dilatation en charge aérodynamique modérée.

Les deux étages de dilatation sont de conception tridimensionnelle de haute énergie.

Le superalliage en coulée de précision, sélectionné pour l'ensemble d'aubage a une base en cobalt pour les tuyères et une base en nickel pour l'aubage du rotor, c.-à-d. les mêmes matériels utilisés pour les turbines à gaz de service dur. Une marge significative de sécurité est assurée par une température modérée du gaz à l'entrée de la turbine de puissance.

Le rotor à deux étages est incliné et l'arbre est soutenu par deux paliers à patins oscillants inclus dans une cartouche cylindrique. Le système peut être facilement démonté avec une simple translation du générateur de gaz dans l'espace du groupe, en réduisant ainsi le temps exigé pour une réparation générale de la turbine de puissance à seulement quelques jours. La simplicité de la construction et la haute qualité des matériels employés permettent de longs intervalles entre les réparations générales et réduisent les coûts d'entretien.

La turbine est assemblée sur une plaque de base légère mais rigide avec l'utilisation extensive des composants standard préfabriqués, pré-assemblés et testés en atelier afin de minimiser le temps de montage sur place.

La turbine est du type dérivé à jet en ce qui concerne le générateur de gaz et du type à service dur en ce qui concerne la turbine de puissance. Elle est conçue pour service continu étant assemblée de façon à permettre l'accès facile pour des travaux d'inspection et d'entretien. Toutes les parties chaudes de la turbine et de ses auxiliaires qui peuvent être en contact avec le personnel, sont protégées par des panneaux.

La turbine est mise en service par l'utilisation d'un "Système à gaz d'amorçage". Le même gaz industriel est utilisé comme combustible et pour le démarrage.

Un dispositif pour le lavage à liquides du compresseur axial est installé dans le système d'admission.

L'échappement pour les gaz brûlés est vertical, localisé au-dessus de l'ensemble. Le compresseur est du type centrifuge et construit de façon à permettre l'inspection et l'entretien des parties internes sans déconnecter les raccords d'aspiration et de refoulement.

IV.2. Caractéristiques de la turbine PGT 25 :

▪ Données générales de conception :

Caractéristiques de la turbine de puissance :

Constructeur.....NUOVOPIGNONE

Modèle.....PGT25

Nbre d'étages de détente.....02étages

Paliers porteurs.....02paliersàpatinspivotants(5patinsparpalier)

Paliers de butée.....02palierdebutéeactiveetinactive(8patinsparbutée)

Type de graissage.....Graissageforcé(huileminéraleTORBA32)

Sens de rotation.....Sens antihoraire

Vitesse de rotation nominale.....6500RPM

Puissance absorbée (ISO).....22.670kW

Température de sortie GG LM2500.....813°C

Température d'échappement.....520°C

Système de contrôle commande.....MarkV

Caractéristique du générateur de gaz :

Constructeur.....GENERALELECTRICU.S.A

Fournisseur.....NUOVOPIGNONE(FlorenceItalie)

Modèle du GG.....	7LM2500-GE
Puissance ISO.....	25000 BHP (35930 HP)
Taux de compression.....	18:1 bars
Rendement de la turbine.....	37,7%
Heat rate.....	9715 kJ/kWh
Température à l'entrée de la bague HP.....	1093°C ou (2150°F)
Vitesse HP (ou TNH).....	10050 RPM
Nb de chambre de combustion....	1 chambre annulaire à 30 injecteurs de gaz
Système de démarrage.....	turbostarter à gaz
Gaz combustible.....	gaz Naturel
Compresseur axial.....	16 étages
Roue HP (TNH).....	à 02 étages
Huile de lubrification.....	huile synthétique préconisée MIL-L-23699
Capacité du réservoir d'huile.....	450 Litres
Nb de l'arbre.....	un seul arbre
Nombre de paliers.....	03 paliers à roulements
Pression d'air à l'admission.....	1,033 ATA

Pression des gaz d'échappement.....	1,033 ATA
Année de fabrication.....	1994
Poids total.....	Poids net: 2356 kg / Poids avec skid = 3811 kg
Longueur totale LM2500.....	3,050 m (10 ft)
Hauteur totale LM2500.....	1,520 m (5 ft)
Zone d'utilisation.....	GAZODUC 48" GO1/2 (GEM)
Machine entraînée.....	Turbine de puissance PGT25

V.3. Principaux composants :

V.3.1. Générateur de gaz :

La **LM2500** est une turbine à gaz industrielle et marine produite par GE Aviation, dérivée du réacteur aéronautique de General Electric le CF6.

D'une puissance nominale de 33 600 ch (25,1 MW) avec un rendement thermique de 37 % dans les conditions ISO, elle équipe de nombreuses marines de guerre à travers le monde, dont notamment la United States Navy. Les versions améliorées LM2500+ peuvent offrir une puissance de 40 200 ch (28,6 MW). La turbine fut mise au point les années 1960 et est actuellement utilisée dans 29 marines nationales à travers le monde.

Aussi ce type de GG a été utilisé par Nuovo Pignone pour donner la PGT25 qui est utilisée pour l'entraînement mécanique (compresseurs – pompes-Alternateurs..).

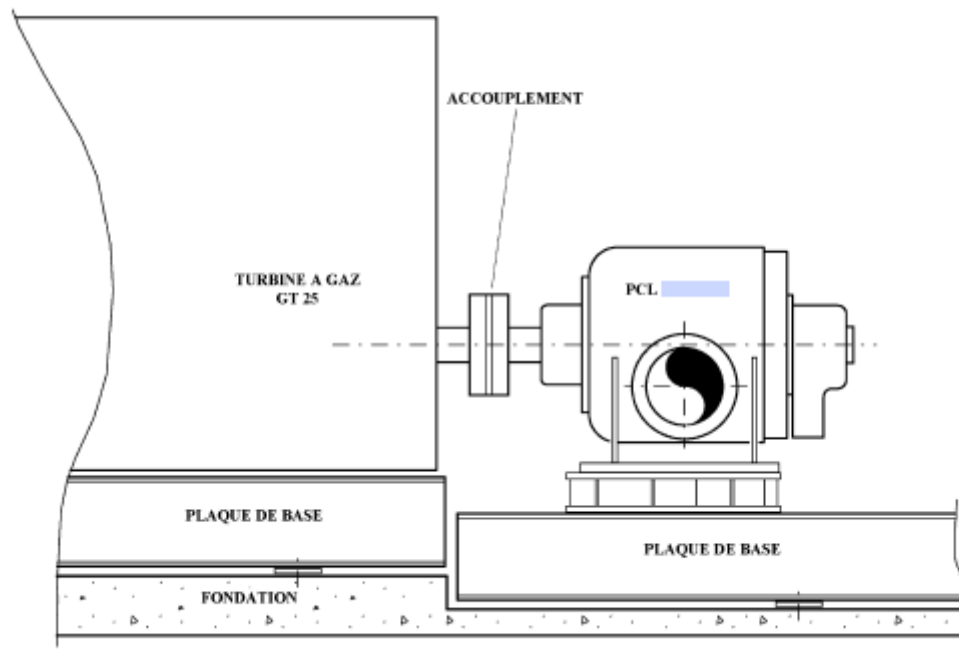


Fig. V.1 – Configuration de l’unité de Turbocompresseur – Dessin simplifié.

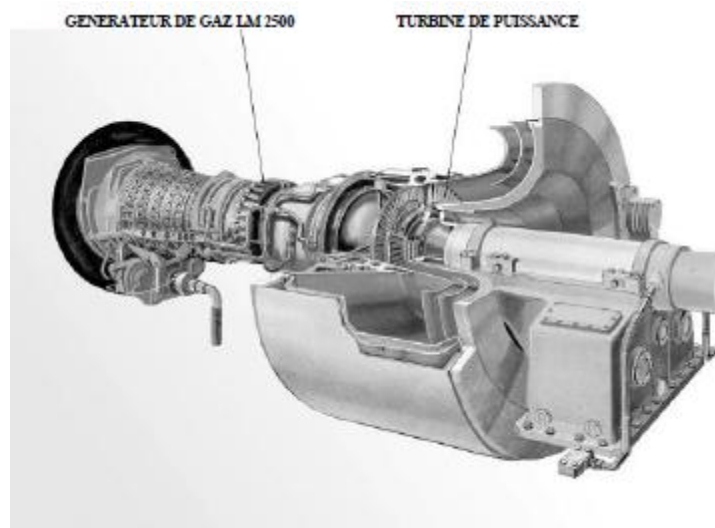


Fig. V.2 – Dessin typique de la PGT 25.

V.3.2. Cotes d'encombrement et poids principaux :

Quant aux cotes d'encombrement, voir le dessin sur la page suivante.

POIDS PRINCIPAUX	
Description	Poids/kg
CO/CE PCL 603-2/30"	29000
Plaque de base +console d'huile de graissage	20350
Condition de fonctionnement à poids total	60000

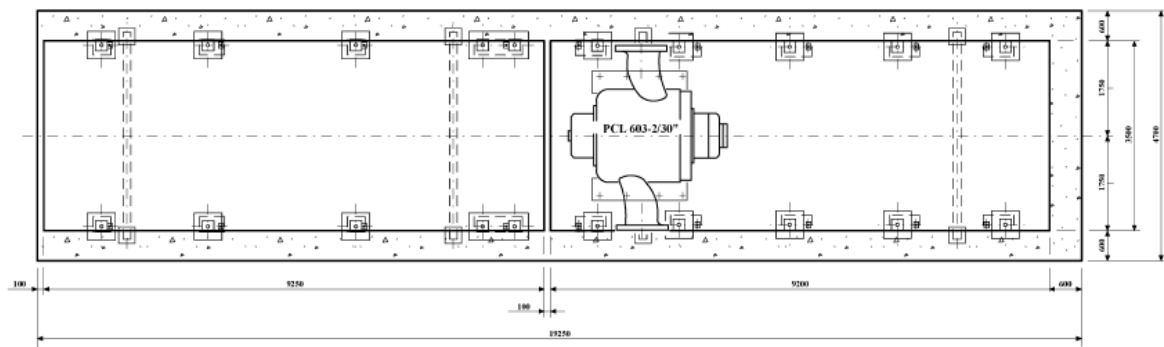


Fig.V.3 – Dessin d'encombrement.

V.3.3. Plaque de base de la turbine :

La plaque de base est construite avec des poutres HA550 soudées à des éléments en acier coulé constituant les points de connexion aux fondations.

L'installation de tuyauterie pour l'huile de graissage est incorporée dans la plaque de base.

La partie frontale soutient l'admission. Les appareils auxiliaires du générateur de gaz sont localisés au centre de la base. La partie postérieure tient le carter de sortie et la carcasse d'appui de la pivoterie.

La partie postérieure consiste en un réservoir dans lequel on décharge l'huile de graissage de la turbine motrice.

Les poutres de la partie centrale constituent un conduit par lequel l'air de refroidissement du ventilateur installé dans la chambre du filtre d'admission est transporté de façon à souffler directement sur l'enveloppe externe de la turbine.

La face frontale de la base est prévue des raccords-union pour la tuyauterie de graissage, les tuyaux de lavage du générateur de gaz et la canalisation d'huile de la commande de la turbine de puissance.

V.3.4. Prise d'air :

Le système de la prise d'air consiste en un compartiment élevé d'admission de l'air et la canalisation d'admission avec des provisions d'amortissement du bruit connectées au plénum d'admission de la turbine. Ce système combine la fonction de filtrage et d'amortissement de l'air aspiré avec la fonction de diriger l'air dans le générateur de gaz.

L'air aspiré entre dans le compartiment d'admission et s'écoule par la canalisation parallèle élevée, avec des amortisseurs acoustiques encastrés et des écrans d'emballement, vers le plénum d'admission et ensuite dans le générateur de gaz.

Le compartiment d'admission du Boîtier de crépine, une enceinte pour tout climat, se trouve sur une structure élevée de support, éloignée de la turbine à gaz. Le conduit d'admission de l'air fait la connexion entre le Boîtier de crépine et le plénum d'admission.

L'amortissement de bruit est assuré par l'utilisation des chicanes horizontales, consistant en des plaques perforées en matériel d'isolation, capsulé, de basse densité. Les chicanes parallèles horizontales sont accordées spécifiquement pour éliminer le son fondamental du compresseur et diminuer le bruit d'autres fréquences.

Le Boîtier de crépine est localisé hors de la base et se connecte à la canalisation d'admission.

L'unité de filtrage doit fournir la protection adéquate pour la turbine vis-à-vis des conditions de l'environnement du site de la turbine. Pour assurer la préservation de la protection, on exige de maintenir le filtrage approprié.

V.3.5. Turbine de puissance :

La turbine de puissance est du type à double dilatation. Les deux roues sont accouplées et sont bridées à un arbre qui tourne à l'intérieur des paliers de la carcasse d'arbre.

La pivoterie est portée par un support de carcasse, fixé à la base.

La turbine est alimentée par les gaz du générateur de gaz dirigés vers les tuyères du premier étage à travers un raccord de réduction.

Le raccord de réduction externe est bridé d'un côté vers la bride postérieure du générateur de gaz, et de l'autre côté vers la 1^{ère} enveloppe de la turbine, à son tour bridée vers le cône de la carcasse du stator qui est un composant du carter de sortie.

Le groupe constitué par le générateur de gaz, le raccord de réduction extérieur, la carcasse du stator et le cône de la carcasse du stator forme un ensemble rigide soutenu en avant par deux bielles fixées sur le conduit d'admission, et en arrière

par deux goujons abrités aux parties supérieures des pieds frontales du carter de sortie.

Ce système permet la dilatation libre de la turbine avec la maintenance de la concentricité entre le rotor et le stator.

V.3.5.1. Rotor :

L'arbre est claveté à l'intérieur et abrite un tirant se vissant au noyau arrière du groupe des roues de turbine, en le tenant en contact avec la bride frontale de l'arbre même.

La transmission du couple entre cette bride et le moyeu du groupe des roues est également assurée par une série d'axes disposés de façon radiale entre la bride et le moyeu et par une série de vis d'accouplement bride- moyeu.

Si on observe l'arbre dans la direction du débit, on voit dans cet ordre:

- la bride d'accouplement au groupe des roues
- la surface support du roulement de travail intérieur
- le tracé du palier de butée
- la roue à cannelure externe pour les capteurs du régulateur de vitesse
- la surface support du roulement de travail extérieur
- le cône de connexion du joint de transmission.

V.3.5.2. Roues de turbine :

Le groupe des roues de turbine consiste en deux disques de roue identiques, un pour le 1er étage et un pour le 2ème, avec une bague frontale, une bague intermédiaire et le moyeu arrière.

Tous ces composants sont assemblés par un montage à force qui assure leur comportement en tant que pièce unique en toute condition de travail.

Ils sont ensuite connectés en direction axiale par un nombre de colonnes assurant la transmission du couple.

Les aubes sont fixées sur les corps des roues en queue d'aronde de "sapin".

Chaque aube est fixée en direction axiale à la roue avec un axe à nez mou, tandis que d'autres axes sont introduits entre les racines des aubes pour assurer l'étanchéité au gaz et absorber les vibrations.

V.3.5.3. Tuyères du 1er étage :

Les tuyères du 1er étage sont fixées, par les attaches sur leur plate-forme interne, à une bague solide.

Cette bague soutient un diaphragme qui ferme le front de la chambre des roues.

Les tuyères sont soutenues, par leur plate-forme externe, sur les épaulements du 1er étage auxquelles elles sont fixées par des clés qui leur permettent la dilatation libre radiale et qui les maintiennent en arrangement en circonférence.

V.3.5.4. Tuyères du 2ème étage :

Les tuyères du 2ème étage sont fixées, par les attaches sur leur plate-forme externe, aux épaulements du 1er et du 2ème étage.

Une série de secteurs sont fixés à leur plate-forme interne, en composant une partition qui sépare la chambre arrière des roues du 1ère étage de la chambre avant des roues du 2ème étage.

Les surfaces intérieures des secteurs ont un élément de fouloir en nid d'abeilles qui s'engage avec les dents formées sur la bague intermédiaire du rotor.

V.3.5.5. Paliers :

Le rotor fonctionne sur deux paliers à segments.

Le palier à segments le plus proche des roues de turbine a les patins oscillants montés.

Le palier de butée est aussi du type à segments et la portée mobile de l'arbre fonctionne avec graissage direct.

Les paliers sont lubrifiés avec d'huile de basse pression, alimentée par les tubes à l'intérieur du boîtier de l'arbre. Il y a une seule admission par le conduit bridé à l'arrière de l'enveloppe. L'huile est alimentée aux paliers support par des orifices étalonnés et la portée fixe du palier de butée est lubrifiée par l'huile s'échappant de son partenaire de travail.

Le joint d'accouplement de la machine entraînée est lubrifié par l'huile s'échappant du palier adjacent.

L'étanchéité aux gaz sur l'arbre, entre le palier intérieur et la chambre des roues, est assurée par une garniture taraudée et trois joints labyrinthes d'étanchéité en série.

Tous les espaces entre ces diverses garnitures sont drainés, et le deuxième (en comptant à partir du palier) est pressurisé avec de l'air d'un éjecteur alimenté d'air à pression réduite du 16ème étage du compresseur axial du générateur de gaz.

TABLEAU RECAPITULATIF DES PALIERS DE TURBINE		
Palier intérieur (côté roue)	Type de patin 5 patins oscillants	Fabriqué par GLACIER
Palier extérieur (côté accouplement)	Type de patin 5 patins oscillants	GLACIER
Palier de butée	Type de patin	GLACIER

Actif	8 patins	
Palier de butée Inactif	Type de patin 8 patins	GLACIER

V.3.6. Système a air de refroidissement :

Le refroidissement des pièces internes de la turbine, est limité au groupe des roues de la turbine.

Le système utilise l'air venant du 8ème étage du compresseur axial du générateur de gaz.

L'air arrive à la chambre antérieure des roues (la face frontale de la roue du 1^{er} étage) par 4 tubes connectant le couvercle extérieur du raccord de réduction à la base courbée soutenue par la bague tenant les tuyères du 1er étage.

Dans la tuyauterie connectant le générateur de gaz avec le raccord de réduction il y a un orifice qui contrôle l'alimentation de l'air de refroidissement.

L'air se distribue dans les divers espaces des chambres des roues par des passages dans l'attache des aubes aux roues et par des guidages dans la bague intermédiaire du groupe des roues et dans le noyau arrière.

V.3.7. Tuyère et silencieux de gaz d'échappement :

Ce groupe consiste en quatre éléments boulonnés à l'un l'autre, et reçoit les gaz d'échappement du carter d'échappement, en les déchargeant verticalement en haut.

Le premier élément (en comptant du carter d'échappement) où les gaz font un tour à 90°, est revêtu à l'intérieur avec un matériau d'isolation pour l'insonorisation.

Les éléments du silencieux sont installés dans le 2ème élément revêtu à l'intérieur de même façon que le premier.

L'élément restant dirige les gaz d'échappement vers le haut.

La partie inférieure des premiers trois éléments contient une chambre fermée de panneaux d'isolation par lesquels est dirigé l'air venant du compartiment turbine. Cette chambre contient également les tuyaux de décharge pour la vapeur d'huile venant du réservoir d'huile de la base.

L'air de refroidissement fourni à la partie terminale du troisième élément est dévié vers le haut et dirigé à la surface supérieure de l'élément respectif.

Le silencieux est tenu sur deux poutres longitudinales supportées par deux ponts aux extrémités et par des colonnes dans la partie centrale.

V.3.8. Carter d'échappement de la turbine :

Le carter d'échappement prend les gaz déchargés par la turbine et les conduit à l'entrée du silencieux.

Il consiste en une enveloppe interne et une enveloppe externe avec une couche d'isolation entre elles.

Il est prévu de quatre pieds le supportant sur la base.

Le cône des supports du stator est fixé aux pieds frontaux par deux pivots qui lui permettent des oscillations libres dans le plan vertical. L'étanchéité entre le cône et la tuyère est une rondelle flexible interposée entre la bague externe du cône et le carter d'échappement.

Le diffuseur d'échappement est fixé de même façon aux pieds d'arrière.

Une série de clavettes assure l'alignement du cône des supports du stator et du diffuseur avec le carter d'échappement.

L'étanchéité entre le carter d'échappement et le silencieux se fait par une garniture flexible.

Il y a un raccord union pour l'attachement d'un drainage à la partie inférieure du carter.

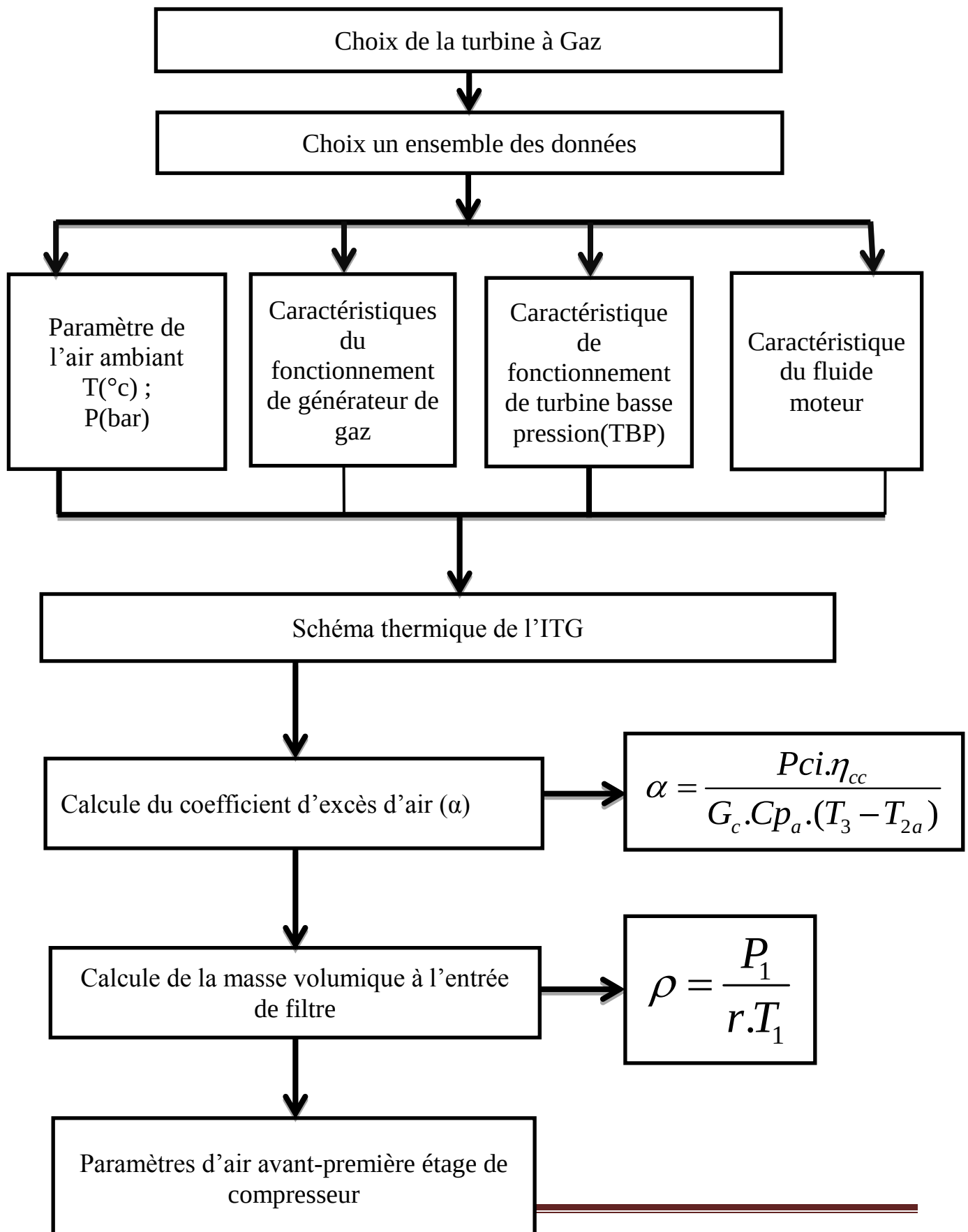
Douze thermocouples sont disposés sur le carter d'échappement de manière à pouvoir mesurer la température des gaz d'échappement dans la section finale du diffuseur d'échappement.

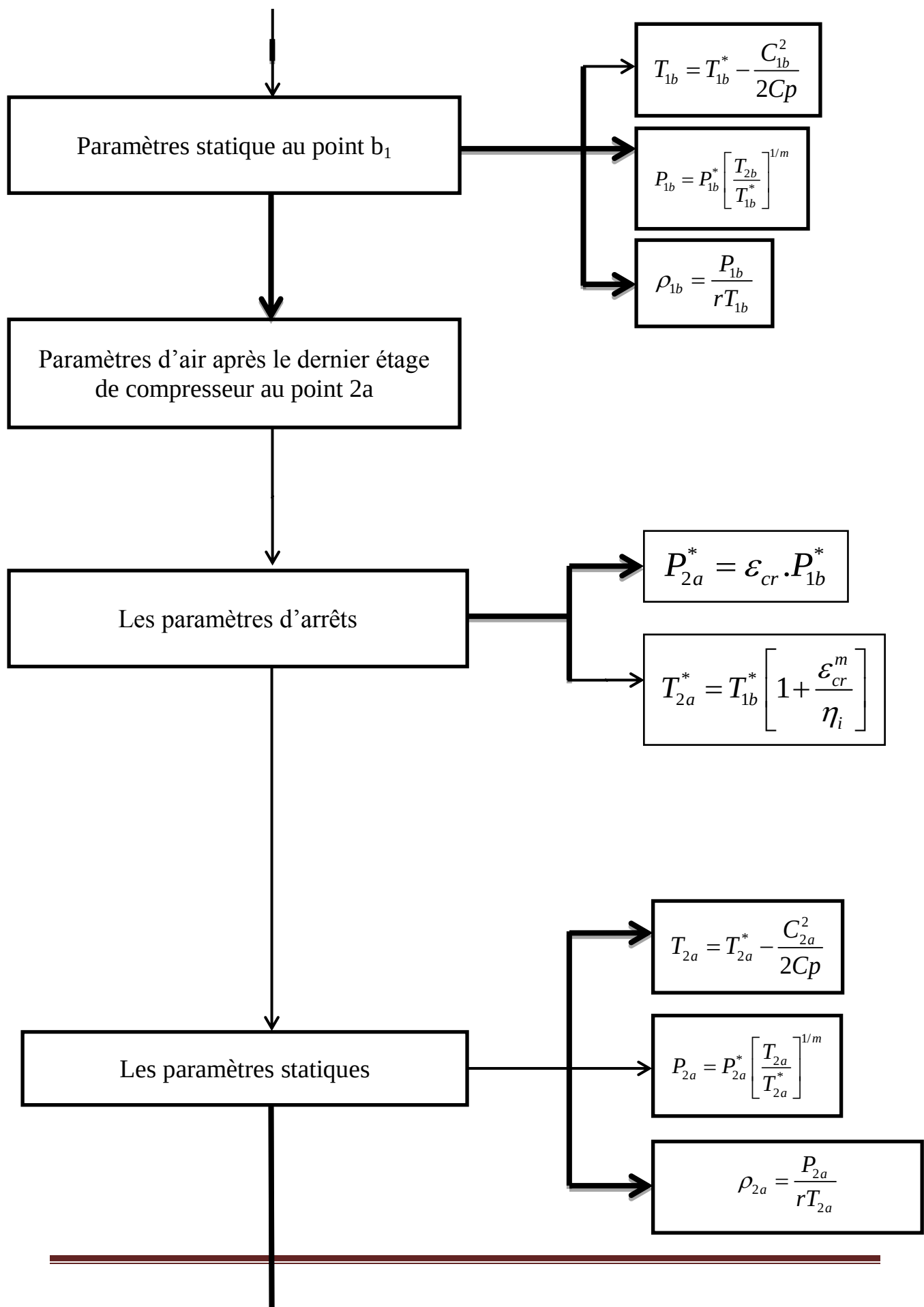
CHAPTRE 6

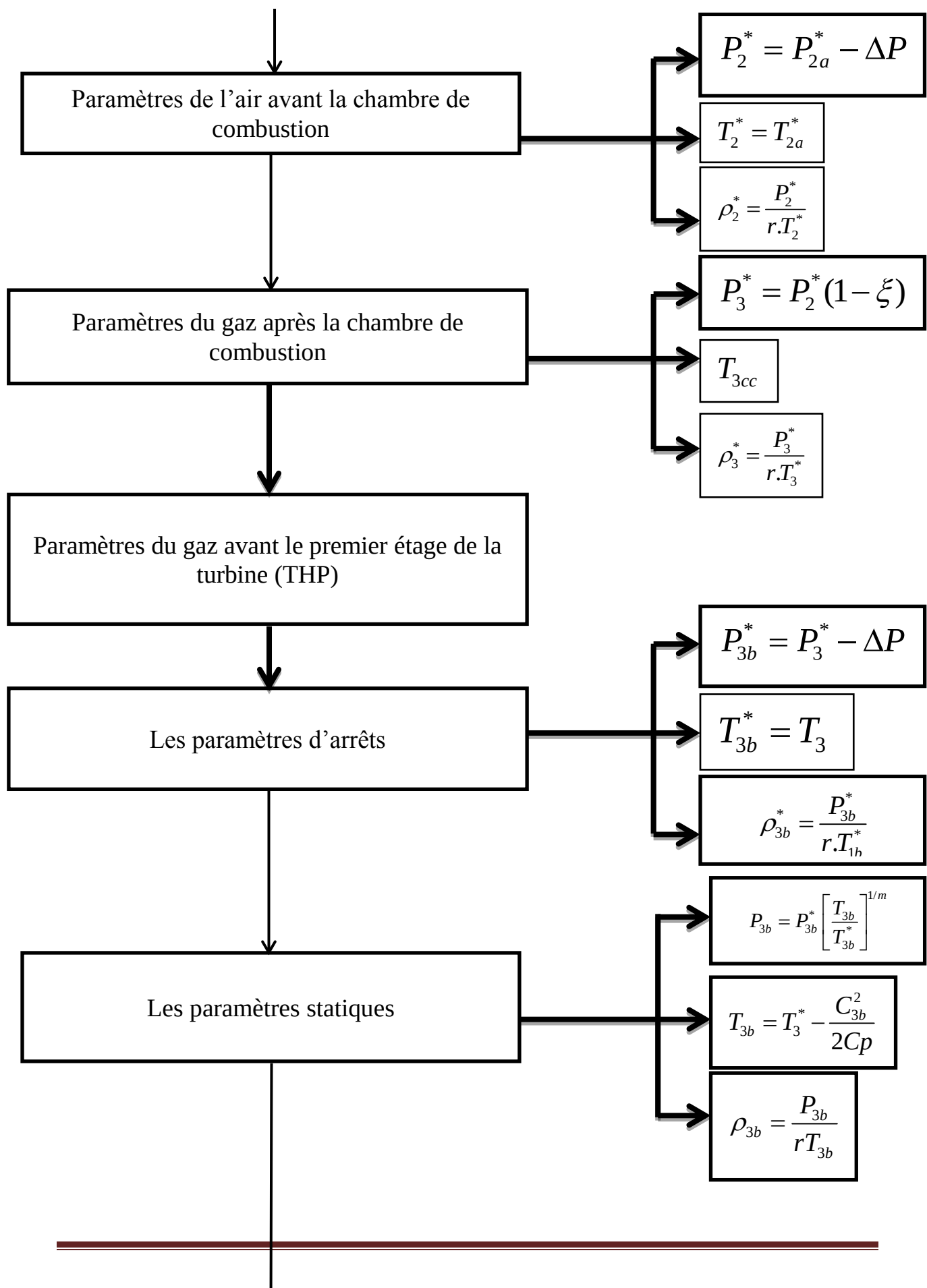
CALCUL

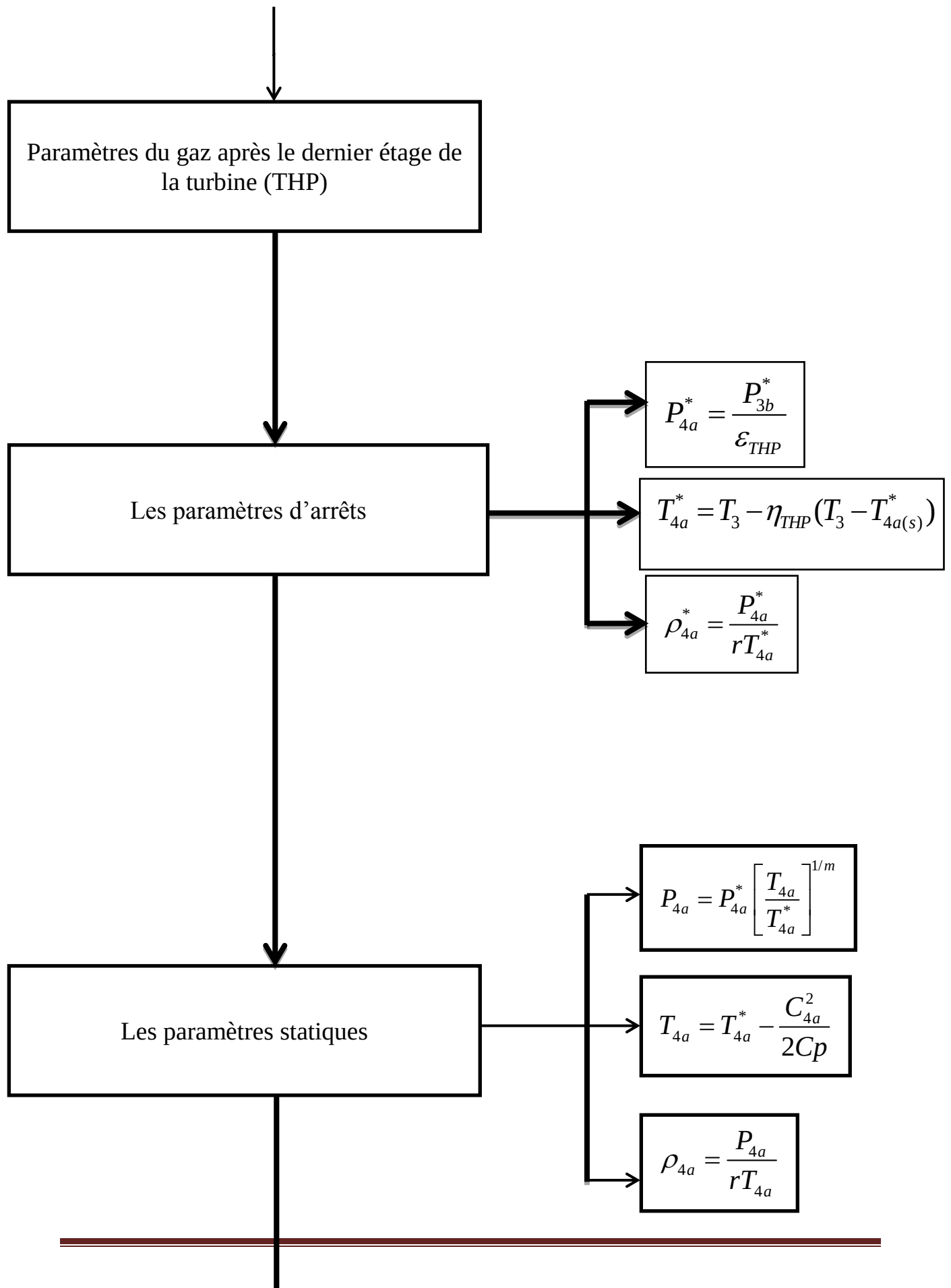
THERMODYNAMIQUE

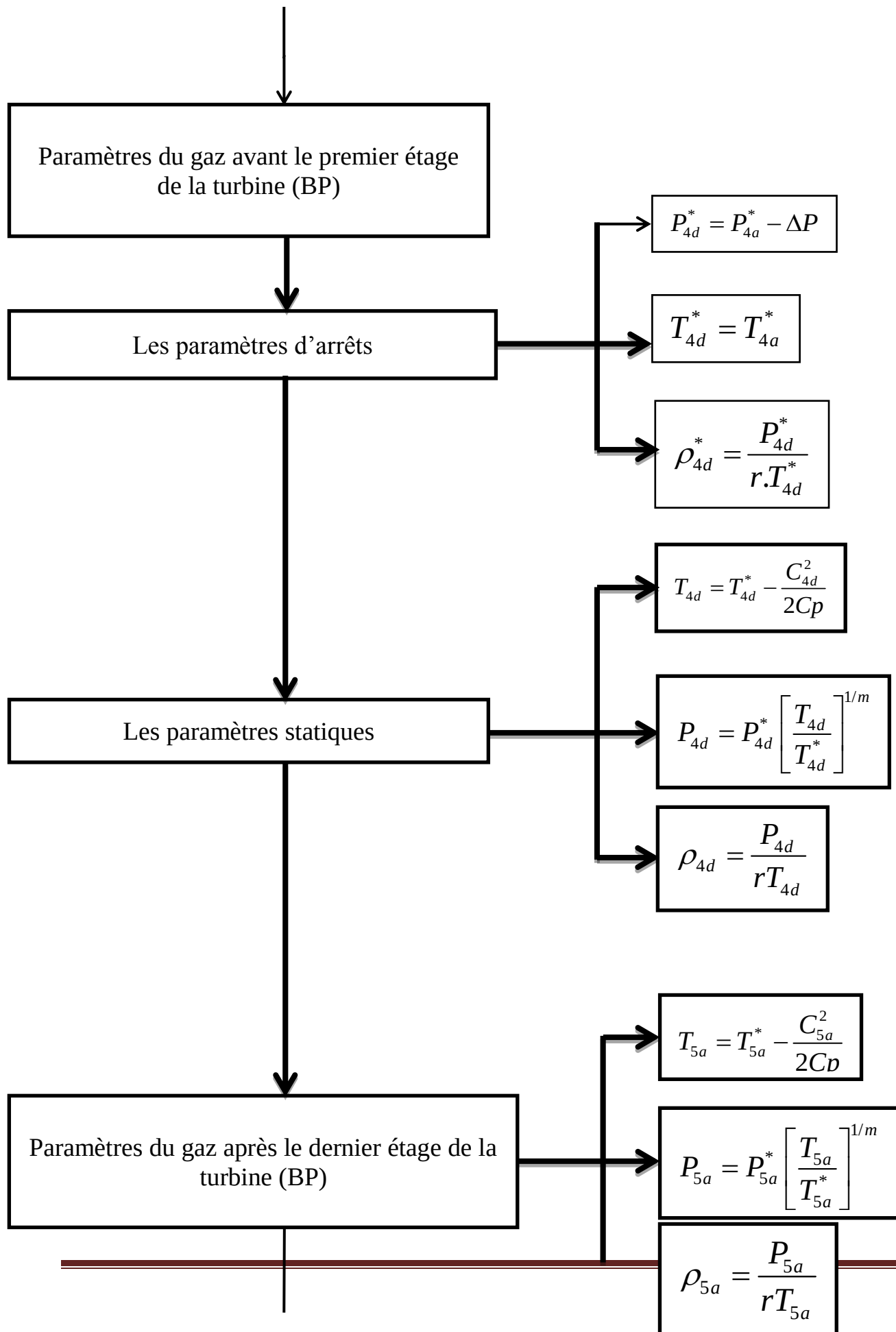
VI.1. Organigramme de calcul d'une turbine à gaz :













Débit et rendement

$$W_{TBP} = Cp_p.T.\eta_{TBP}.\left[1 - (\varepsilon_{TBP})^{-mg}\right]$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP}.G_g}{Pci.G_c}$$



Vérification du coefficient d'excès d'air (α)

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c.G_a}$$



Comparaison des résultats obtenus avec le design

Fig. VI.1 – Organigramme de calcul d'une turbine à gaz
VI.2. Calcul d'une TAG MS 5002C sans récupération de chaleur :

VI.2.1. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation :

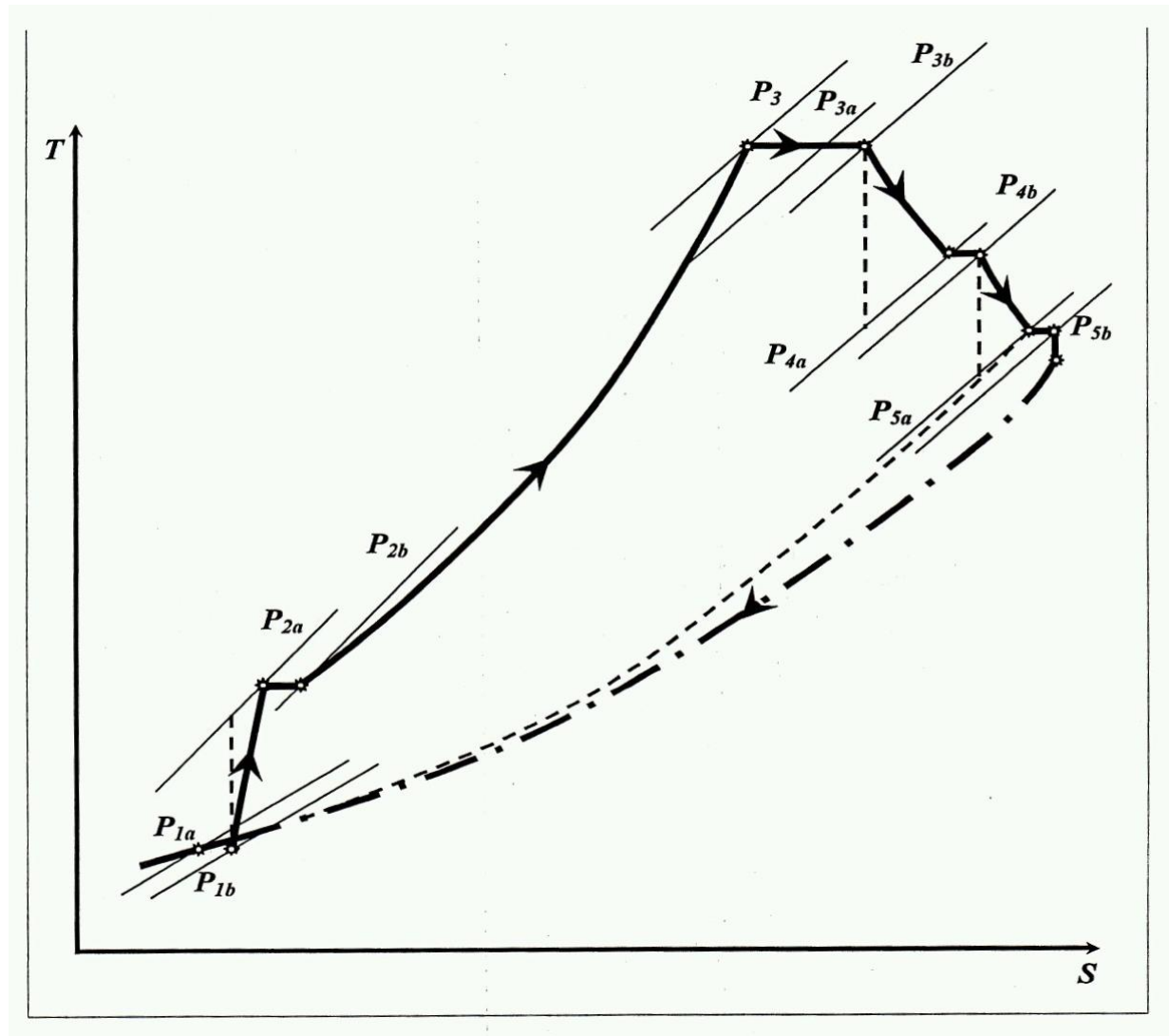


Fig. VI.2. – Diagramme T-S.

Les points particuliers du cycle de l'installation :

- 1 : entrée dans le filtre
- 1a:1b: entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur ;
- 2a:2b: entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur ;
- 2 : entrée de la chambre de combustion ;
- 3 : sortie de la chambre de combustion ;
- 3a:3b: entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP ;
- 4a:4b: entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP ;

4c:4d: entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP ;
5a:5b: entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP ;

- **Données de départ :**

Paramètres de l'air ambiant :

Température de l'air ambiant : $t_1=15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1=288^\circ\text{K}$.

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

Caractéristique de fonctionnement du générateur de gaz :

Taux de compression du compresseur axial $\varepsilon=7,5$;

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

Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc}=0,98$;

Température de la chambre à combustion $t_3=966^\circ\text{C} \Rightarrow T_3=1239 \text{ K}$;

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 : $N=5100\text{tr/min}$

Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP :

Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP}=0,88$;

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

Vitesse de la turbine TBP : $N=4900\text{tr/min}$

Caractéristique du fluide moteur :

Pouvoir calorifique du combustible : $PCi=44632\text{Kj/Kgc}=10678\text{Kcal/Kgc}$

Rendement thermique de l'ITG :

Rendement thermique : $\eta_{th}=28\%$

- **Calcul du coefficient d'excès d'air α :**

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

$$G_0=\lambda k .PCi$$

Ou : $\lambda k=1,43.10^{-3}$: caractéristique de MEKONOVALOV

PCi : pouvoir calorifique du gaz

$$PCi= 44632 \text{ Kj/Kgc}= 10678 \text{ Kcal/Kgc}$$

$$G_0=1,43. 10^{-3}.10678=15,27\text{Kg}_{air}/\text{Kg}_{com}$$

- **Coefficient d'excès d'air :**

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion

$$PCi.\eta_{cc}\approx\alpha .G_0.Cp_a(T_3-T_{2a*})$$

Ou : η_{cc} : rendement de la chambre a combustion

C_{p_a} : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre la température d'entrée T_{2a^*} et de la sortie T_3 de la chambre de combustion :

$$T_{2a^*}=539,3 \text{ K} \text{ -----} \rightarrow T_m = \frac{(T_{2a^*}+T_3)}{2}$$

$$T_m=889,22 \text{ K} \text{ -----} \rightarrow C_{p_m}=1,114 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$\alpha = \frac{P_{Ci} \cdot \eta_{cc}}{G_0 \cdot C_{p_a} (T_3 - T_{2a^*})} = \frac{44632 \cdot 0,98}{15,27 \cdot 1,114 (1239 - 539,3)} = 3,67 \approx 4$$

$$\alpha=4$$

- **Calcul de la masse volumique de l'air à l'entrée du filtre :**

$$T_{1^*}=T_0=288 \text{ K}$$

$$\rho_1 = \rho_{1^*} = \frac{P_{1^*}}{r \cdot T_{1^*}} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_1 = \rho_{1^*} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{1^*} = 1,013 \text{ bar} ; T_{1^*} = 288 \text{ K} ; \rho_1 = \rho_{1^*} = 1,225 \text{ Kg/m}^3$$

- **Paramètre d'air avant le premier étage du compresseur :**

- **Les paramètres d'arrêt :**

La pression :

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

$$\text{Ou : } \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

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 d'habitude de l'ordre de 50 à 250 mmH₂O, on prend $\Delta P_1 = 0,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air (Ca) qui est de 30 à 50 m/s

$$\text{En prend } Ca=40\text{m/s} ; \text{ les pertes des pressions sont égales à : } \Delta P_2 = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{Ca^2}{2}$$

Ou : L et d sont respectivement la longueur et le diamètre de la conduite

ξ : coefficient d'expérience

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est

$$\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

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

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

Ou : η : rendement du diffuseur

C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1b} est à la sortie du diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur) varie de 100 à 200 m/s

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$)

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

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

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,225 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 571,6 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,01 + 0,005 + 0,00571) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0206 \text{ bar}$$

Les paramètres d'arrêt au point b sont alors :

$$P_{1b*} = P_{1*} - \Delta P = (1,013 - 0,0206) \cdot 10^5 \Rightarrow P_{1b*} = 0,9924 \text{ bar}$$

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

$$\rho_{1b*} = P_{1b*} / r. \quad T_{1b*} = 1,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{1b*} = 0,9924 \text{ bar} ; T_{1b*} = 288 \text{ K} ; \rho_{1b*} = 1,2 \text{ Kg/m}^3$$

➤ **Les paramètres statiques au point 1b :**

$$T_{1b} = T_{1b*} - \frac{C_{1b}^2}{2C_p} = 288 - \frac{100^2}{2 \cdot 1003,5} = 283,01 \text{ K}$$

$$P_{1b} = P_{1b*} \left[\frac{T_{1a}}{T_{1b}} \right]^{\frac{1}{m}} = 0,9924 \left[\frac{283,01}{288} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 0,934$$

$$\text{Ou : } m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,4 - 1}{1} = 0,286$$

$$\text{Et } \rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,934 \cdot 10^5}{287 \cdot 283,01} = 1,15 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{1b}=0,934 \text{ bar} ; T_{1b}=283,01 \text{ K} ; \rho_{1b} = 1,15 \text{ Kg/m}^3$$

- **Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point2a) :**
- **Les paramètres d'arrêt :**

La pression d'arrêt :

$$P_{2a*} = \epsilon_{cr} \cdot P_{1b*} \Rightarrow P_{2a*} = 7,509924 = 7,44 \text{ bar}$$

La température d'arrêt:

$$T_{2a*} = T_{1b*}$$

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

Ou η_{ic} : rendement isentropique du compresseur

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 539,3$ alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2b}}{2} = \frac{283,01 + 539,3}{2} = 413,57 \text{ K}$$

En utilisant cette température moyenne et les graphique : $C_p = f(t)$ et $\gamma = f(t)$, (Annexe 2) déterminons les valeurs moyennes de C_p et γ

$$\gamma = 1,395 \Rightarrow m = \frac{1,395 - 1}{1,395} = 0,283$$

$$\text{et } C_p = 1,01 \text{ Kj/Kg}$$

$$\text{comme } r = m \cdot C_p \Rightarrow r = 0,283 \cdot 1010 = 286 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{D'où : } T_{2a*} = 288 \left[1 + \frac{7,5^{0,283} - 1}{0,87} \right] = 539,3 \text{ K}$$

$$\text{Et } \rho_{2a*} = \frac{7,44 \cdot 10^5}{286 \cdot 539,3} = 4,81 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{2a*}=7,44 \text{ bar} ; T_{2a*}=539,3 \text{ K} ; \rho_{2a*} = 4,81 \text{ Kg/m}^3$$

- **Les paramètres statiques :**

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

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

$$T_{2a} = T_{2a*} - \frac{C_{2a}^2}{2C_p} = 539,3 - \frac{120^2}{2 \cdot 1020} = 532,24 \text{ K}$$

$$\text{Ou : } C_{pa} = 1020 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{Pour } (T=539,3 \text{ K}) \text{ et } \gamma = 1,375$$

$$P_{2a} = P_{2a}^* \left[\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right]^{\frac{1}{m_a}} = 7,44 \left[\frac{532,24}{539,3} \right]^{\frac{1}{0,2727}} = 7,1 \text{ bar}$$

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r.T_{2a}} = \frac{7,1 \cdot 10^5}{278,15 \cdot 532,24} = 4,7 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_3^* = 7,19 \text{ bar} ; T_3^* = 1239 \text{ K} ; \rho_3^* = 2,02 \text{ Kg/m}^3$$

- **Paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):**

- **Les paramètres d'arrêt :**

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P ; \text{ ou } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : Perte de pression d'arrêt dans la conduite : $\Delta P_1 = 0,005 \text{ bar}$

ΔP_2 : Part de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la de la THP

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a}^* \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 2,02 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1200 \text{ Pa} = 0,012 \text{ bar}$$

$$P_{3b}^* = 7,19 - 0,017 = 7,18 \text{ bar} ; T_{3b}^* = 1239 \text{ K}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{r.T_{3b}^*} = \frac{7,18 \cdot 10^5}{287,3 \cdot 1239} = 2,017 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{3b}^* = 7,18 \text{ bar} ; T_{3b}^* = 1239 \text{ K} ; \rho_{3b}^* = 2,01 \text{ Kg/m}^3$$

- **Les paramètres statiques :**

$$T_{3b} = 1239 - \frac{110^2}{2 \cdot 1087} = 1233,43 \text{ K}$$

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left[\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 7,18 \left[\frac{1233,43}{1239} \right]^{\frac{1}{0,264}} = 7,06 \text{ bar}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r.T_{3b}} = \frac{7,06 \cdot 10^5}{287,3 \cdot 1233,43} = 1,99 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{3b} = 7,06 \text{ bar} ; T_{3b} = 1233,43 \text{ K} ; \rho_{3b} = 1,99 \text{ Kg/m}^3$$

- **Paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP) :**

- **Les paramètres d'arrêt :**

Le rapport de pression de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) :

$$M_a \cdot W_c \left(\frac{1}{\eta_{mcr}} \right) = M_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

Ou : M_a et M_g : débit massique de l'air et des gaz ;

W_c et W_{THP} : travaux massique du compresseur et de la turbine HP ;

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

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

$$M_a = M_g$$

Alors nous obtenons :

$$W_c = \eta_{mcr} \cdot \eta_{mTHP} \cdot W_{THP}$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma}; \quad r = m \cdot C_p$$

$$C_{p_a} \cdot T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\varepsilon_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} \cdot C_{p_g} \cdot T_{3b}^* \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-mg})$$

$$C_{p_a} = 1019,4 \text{ J/Kg.K } T_m = 413,65 \text{ K}$$

$$\text{Pour } T_{1b}^* = 288 \text{ K} \quad \Rightarrow \gamma = 1,395$$

$$T_{2a}^* = 539,3 \text{ K} \quad m = 0,283$$

$$r = m \cdot C_{p_a} = 286,3 \text{ J/Kg.K}$$

$$C_{p_g} = 1003,2 \text{ J/Kg.K}$$

$$\gamma = 1,45 \quad m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,31$$

$$\text{Donc : } 1019,4 \cdot 288 \cdot \frac{1}{0,87} (7,5^{0,283} - 1) = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 1003,2 \cdot 1239 \cdot 0,88 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,31})$$

$$\varepsilon_{THP}^{-0,31} \Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,49 \approx 2,5$$

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \varepsilon_{THP} \Rightarrow P_{4a}^* = \frac{P_{3b}^*}{\varepsilon_{THP}} = \frac{7,18}{2,5} = 2,872 \text{ bar}$$

$$(T_{4a}^*)_s = T_{3b}^* / \varepsilon_{THP}^{mg} = 932,63 \text{ K}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP} (T_{3b}^* - (T_{4a}^*)_s) \Rightarrow T_{4a}^* = 1239 - 0,88(1239 - 932,63) = 969,4 \text{ K}$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{r \cdot T_{4a}^*} = \frac{2,872 \cdot 10^5}{286 \cdot 969,6} = 1,032 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4a}^* = 2,872 \text{ bar} ; T_{4a}^* = 969,4 \text{ K} ; \rho_{4a}^* = 1,032 \text{ Kg/m}^3$$

➤ Les paramètres statiques :

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \frac{C_{4a}^2}{2 \cdot C_p} = 969,4 - \frac{90^2}{2 \cdot 1060,67} = 965,5 \text{ K}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 2,872 \left(\frac{965,6}{969,4} \right)^{\frac{1}{0,267}} = 2,83 \text{ bar}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_{4a}} = \frac{2,83 \cdot 10^5}{283 \cdot 965,6} = 1,035 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4a} = 2,83 \text{ bar} ; T_{4a} = 965,6 \text{ K} ; \rho_{4a} = 1,035 \text{ Kg/m}^3$$

• Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP :

➤ Les paramètres d'arrêt :

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

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

$$\Delta P_1 : (1 - \eta) \rho_{4a}^* \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) 1,032 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1341,6 \text{ Pa}$$

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

$$\Delta P_2 : 0,005. P_{4a}^* = 0,005.2,872.10^5 = 1436 \text{ Pa}$$

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

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{4a}^* \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 1,032 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 734 \text{ Pa}$$

D'où : $\Delta P = 0,03875 \text{ bar}$

$$P_{4d}^* = 2,872 - 0,03875 = 2,833 \text{ bar}$$

On prend : $T_{4d}^* = T_{4a}^* = 969,4 \text{ K}$

$$\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{r.T_{4d}^*} = \frac{2,833.10^5}{286.969,4} = 1,022 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4d}^* = 2,833 \text{ bar} ; T_{4d}^* = 969,4 \text{ K} ; \rho_{4d}^* = 1,022 \text{ Kg/m}^3$$

➤ **Les paramètres statiques :**

$$T_{4d} = T_{4d}^* - \frac{C_{4d}^2}{r.Cp} = 969,4 - \frac{120^2}{2.1060,77} = 962,61 \text{ K}$$

$$P_{4d} = P_{4d}^* \left[\frac{T_{4d}}{T_{4d}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 2,067 \text{ bar}$$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r.T_{4d}} = \frac{2,76.10^5}{283,2.962,61} = 1,012 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4d} = 2,76 \text{ bar} ; T_{4d} = 962,61 \text{ K} ; \rho_{4d} = 1,012 \text{ Kg/m}^3$$

• **Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP :**

➤ **Les paramètres d'arrêt:**

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 :

$$P_5^* = P_5 - \rho_5 \frac{C_5^2}{2} = 1,013.10^5 - 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,013.10^5 \text{ Pa}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du étage de la turbine BP est $C_{5a} = 90 \text{ m/s}$ et que la perte de pression dans la partie 5a:5b et 5b:5 sont égales à 1,5%

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

Et le rapport de pression dans la TBP est :

$$\varepsilon_{THP}^* = \frac{P_{4d}^*}{P_{5a}^*} = \frac{2,833}{1,029} = 2,75$$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\varepsilon_{TBP}^{mg}} = \frac{969,4}{2,75^{0,271}} = 736,75 \text{ K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4d}^* - \varepsilon_{TBP} (T_{4d}^* - (T_{5a}^*)_s) = 969,4 - 0,88(969,4 - 736,9) = 764,8 \text{ K}$$

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r \cdot T_{5a}^*} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{286,01 \cdot 764,8} = 0,47 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{5a}^* = 1,0105 \text{ bar} ; T_{5a}^* = 761 \text{ K} ; \rho_{5a}^* = 0,46 \text{ Kg/m}^3$$

- **Debit et rendement :**

- **Travail massique et rendement :**

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

$$T_{4d}^* = 969,4 \text{ K} \quad \gamma = 1,35$$

$$\Rightarrow T_{mg} = 865,2 \text{ K} \Rightarrow$$

$$T_{5a}^* = 764,8 \text{ K}$$

$$C_p = 1110,1 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{Donc : } W_{TBP} = 1110,1 \cdot 969,4 \cdot 0,88 [1 - (2,75)^{-0,26}]$$

$$\Rightarrow W_{TBP} = 219,012 \text{ KJ/Kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 28,348 MW, le débit massique des gaz (G_g)_{TBP} sera :

$$\zeta_{eff} = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBP} \Rightarrow G_g = \frac{\zeta_{eff}}{\eta_m \cdot W_{TBP}}$$

$$\Rightarrow G_g = \frac{28,348 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 219,012 \cdot 10^3}$$

$$\Rightarrow G_g = 132 \text{ Kg/s}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion :

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_p^c (T_3 - T_c)$$

$$\text{Car : } P_{ci} \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_p^a (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_p^c (T_3 - T_c)$$

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 : $q_c = \frac{G_c}{G_a}$

q_r : débit massique relatif de l'air de refroidissement : $q_r = \frac{G_r}{G_a}$

q_f : débit massique relatif des fuites : $q_f = \frac{G_f}{G_a}$

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

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

$$\Rightarrow q_c = \frac{1113,59(1239 - 539,3) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,87 \cdot 45 \cdot 10^6 - (1239 - 350) \cdot 1800}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,0175$$

$$\text{Et : } q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - q_r - q_f - q_c$$

D'où le débit d'air :

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{132}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,0175} = 137,9 \text{ Kg/s}$$

Le débit massique de combustion sera :

$$G_c = G_a \cdot q_c = 137,9 \cdot 0,0175$$

$$G_c = 2,345 \text{ Kg/s}$$

➤ **Le rendement thermique de l'installation :**

$$\eta_{th} = \frac{\zeta_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{Pci \cdot G_c} = \frac{219,012 \cdot 132 \cdot 10^3}{45 \cdot 10^6 \cdot 2,345} = 0,2745$$

$$\eta_{th} = 27,45\%$$

➤ **Vérification du coefficient d'excès d'air :**

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_0} = \frac{137,9}{2,345 \cdot 15,27} = 3,85 \quad \alpha = 4$$

VI.3. Calcul d'une TAG MS 5002C avec récupération de chaleur :

Les pertes de chaleur causée par les gaz d'échappement sont très importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations des turbines à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

On suppose donc un échangeur thermique ou récupérateur qui complique l'installation, mais nous allons constater que le rendement est amélioré. Le schéma de l'installation est représenté ci-dessous.

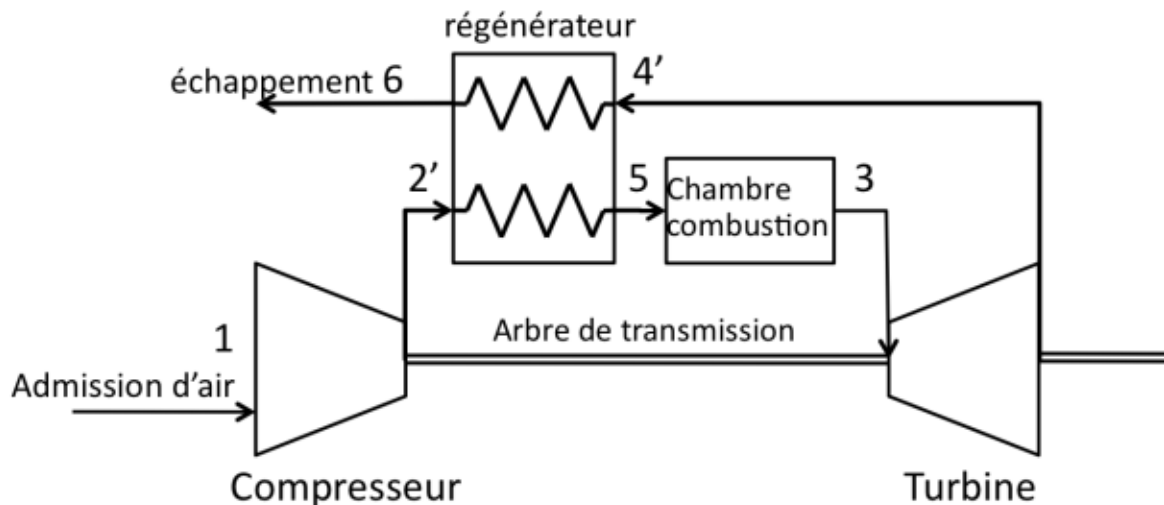


Fig. VI.3 – schéma technologique d'une TAG avec récupération.

- 1-2 : compression d'air dans le compresseur axial.
- 2-5 : échauffement de l'air dans le récupérateur.
- 5-3 : échauffement de l'air dans la chambre de combustion.
- 3-4 : détente dans la turbine.
- 4-6 : refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur.
- 6-1 : refroidissement des gaz dans l'atmosphère.

VI.3.1. But de la récupération de chaleur :

Grace à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique.

- **Le récupérateur :**

Les récupérateurs sont habituellement constitués d'un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule l'air tandis que les gaz d'échappement circulent autour des tubes, les courants des deux fluides étant généralement opposés. La construction de l'appareil ne présente donc pas de difficultés.

VI.3.2. Cycle thermodynamique de la récupération :

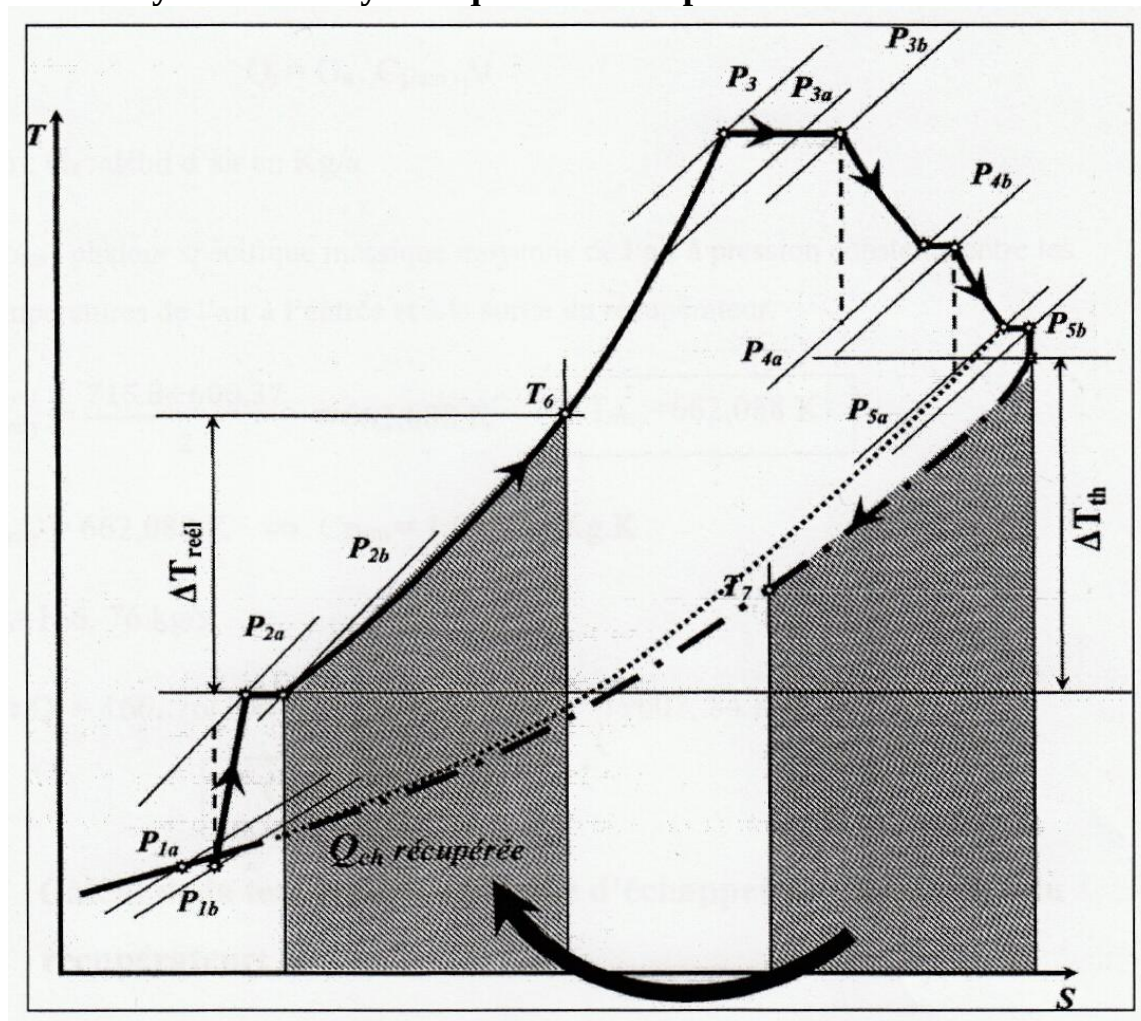


Fig. VI.4 – Cycle thermodynamique avec recuperation des calories des gazd'échappement.

VI.3.3. Calcul des différents éléments de l'ITG :

- **Calcul de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion :**

Prenons un degré de récupération de 0,7 (d'après les recommandations pratiques) ;

$$\text{On a : } r = \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_2} \Rightarrow T_6 = r(T_5 - T_2) + T_2$$

Nous avons : $T_2 = 539,3 \text{ K}$ et $T_5 = 764,8 \text{ K}$

$$\Rightarrow T_6 = 0,7(764,8 - 539,3) + 539,3 = 697,15 \text{ K}$$

C'est-à-dire que l'air pénètre dans la chambre de combustion à la température :
 $T_6 = 715,8 \text{ K}$

- **Calcul de la quantité de chaleur récupérée :**

$$Q_r = G_a \cdot C_{pm} \cdot \Delta t$$

Ou : G_a : débit d'air en Kg/s

C_{pm} : chaleur spécifique massique moyenne de l'air à pression constante entre les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur.

$$T_{moy} = \frac{697,15 + 539,3}{2} = 618,225 \text{ K} \quad T_{moy} = 618,225 \text{ K}$$

$$T_{moy} = 618,225 \text{ K} \Rightarrow C_{pm} = 1,05 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$G_a = 137,9$$

$$\Rightarrow Q_r = 137,9 (1050)(697,15 - 539,3) = 22,855 \text{ MW}$$

- **Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur :**

$$Q_r = G_g \cdot C_{pg} \cdot (T_5 - T_7)$$

C'est-à-dire $Q_a = Q_r$ (bilan thermique du récupérateur)

Estimant la température $T_7 = 600 \text{ K}$ alors la température moyenne des gaz dans le récupérateur est :

$$T_{mg} = \frac{764,8 + 600}{2} = 682,4 \text{ K} \quad \Rightarrow \quad C_{pg} = 1110 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{Donc : } T_7 = T_5 - \frac{Q_r}{G_g \cdot C_{pg}} = 764,8 - \frac{22800 \cdot 10^3}{132 \cdot 1110} = 609,2 \text{ K}$$

$$T_7 = 609,2 \text{ K}$$

- **Calcul débit massique du combustible :**

Faisons le bilan thermique de la chambre à combustion :

$$PCi.\eta_{cc}.G_c = (G_a - G_r - G_f).C_{pa}.(T_3 - T_6) + G_c.C_{pc}.(T_3 - T_c)$$

$$PCi.\eta_{cc}.q_c = (1 - q_r - q_f).C_{pa}.(T_3 - T_6) + q_c.C_{pc}.(T_3 - T_c)$$

$$q_c = \frac{C_{pa}.(T_3 - T_6).(1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc}.PCi - C_{pc}.(T_3 - T_c)}$$

$$q_c = \frac{1165(1239 - 697,15).(1 - 0,05 - 0,01)}{0,97.45000.10^3 - 1800(1239 - 350)} = 0,0141$$

$$q_c = 0,0141$$

- **le débit massique de combustion sera :**

$$G_c = G_a.q_c = 137,9.0,0141 = 1,946$$

$$G_c = 1,946$$

VI.3.4. Le rendement thermique de l'installation de TG :

$$\eta_{th} = \frac{W_{tbp}.G_g}{PCi.G_c} = \frac{219,012.132}{44632.1,946} = 0,3329$$

$$\eta_{th} = 33,29 \%$$

- **le gain de la récupération :**

$$\Delta\eta_{th} = \eta_{th} - \eta_{thsr} = 33,29 - 27,45 = 5,84$$

$$\Delta\eta_{th} = 5,84 \%$$

On a amélioré le rendement thermique de l'installation de TG de 5,84%

VI.4.Calcul d'une TAG PGT 25 :

Données de départ :

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont:

Le combustible : gaz naturel $P_{Gi}=45778$ (KJ/Kg)

Le taux de compression $\tau=18,1$

La température à l'entrée de compresseur $T_1=15^\circ\text{C}$

La température à la sortie de la C-C $T_3=1093^\circ\text{C}$

Rendement isentropique du compresseur $\eta_{sc}=0,8$,

Rendement isentropique de la turbine $\eta_{sT}=0,8$,

Débit massique de gaz d'échappement $\dot{m}_{ge}=120, \text{Kg/s}$

Débit massique de gaz naturel dans poste combustion $\dot{m}_{GN}=0, \text{Kg/s}$

Capacité thermique massique isobare de l'air $C_{p\text{air}}=1005$ (J/Kg.K)

Constant de l'air $r_{\text{air}}=287$, (J/Kg.K)

Compresseur

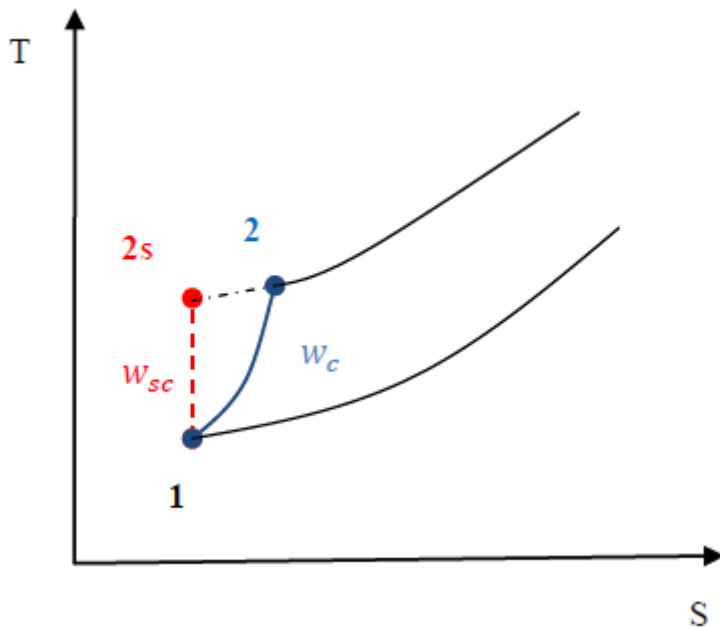


Fig. I.2: Représentation de la notion de travail d'un compresseur.

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{\text{air}} = \frac{C_{p\text{ air}}}{C_{p\text{ air}} - C_{v\text{ air}}} \quad (\text{I.1})$$

La pression à la sortie de compresseur p_2 :

$$\tau = \frac{P_1}{P_2} \Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (\text{I.2})$$

avec ;

τ : Taux de compression

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

$$W_{sc} = C_{p_{air}}(T_{2s} - T_1) = C_{p_{air}} \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (I.3)$$

□ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}}} \quad (I.4)$$

$$W_{sc} = C_{p_{air}} T_1 \left[(\tau)^{\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}}} - 1 \right] \quad (I.5)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$W_{sc} = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \Rightarrow W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (I.6)$$

avec;

η_{sc} : Rendement isentropique du compresseur.

La température à la sortie de compresseur T_2 :

$$W_c = C_{p_{air}} (T_2 - T_1) \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{W_c}{C_{p_{air}}} \quad (I.7)$$

✓ Application numérique :

Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} est :

D'après la relation (I.1), on aura:

$$\gamma_{air} = \frac{1005}{1005 - 287,15} \Rightarrow \gamma_{air} = 1,4$$

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

On utilise l'équation (I.5):

$$W_{sc} = 1005.288. \left[(18.1)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \Rightarrow W_{sc} = 372616,8528 \text{ J/Kg}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

D'après l'équation (I.6):

$$W_c = \frac{372616,8528}{0.88} = 423428,2418 \text{ J/Kg}$$

La température à la sortie de compresseur T_2 :

D'après la relation (I.7), on aura:

$$T_2 = 15 + \frac{423428,2418}{1005} = 436,32 \text{ °C}$$

Chambre de combustion (CC)

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

$$Q_{c-c} = C_{p_{moy}}(T_3 - T_2) \quad (I.8)$$

avec;

$C_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés

Turbine

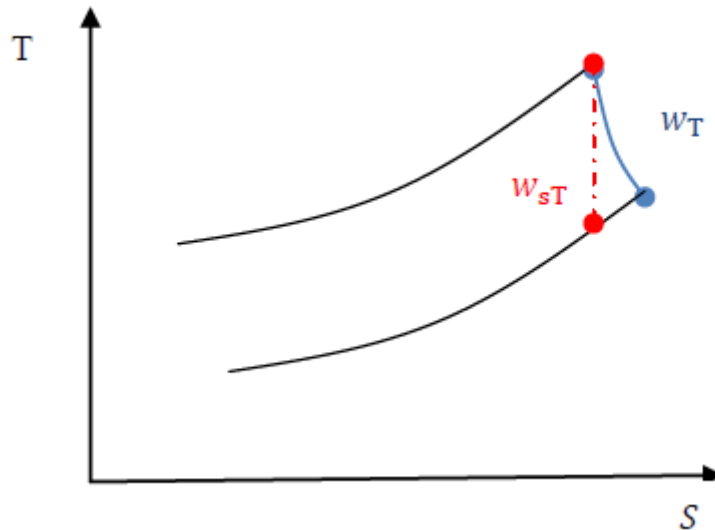


Fig. I.3: Représentation de la notion de travail d'une turbine.

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{\text{moy}} = \frac{C_{p \text{ moy}}}{C_{p \text{ moy}} - R} \quad (\text{I.9})$$

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

$$W_{sT} = C_{p \text{ moy}}(T_{4s} - T_3) = C_{p \text{ moy}} T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (\text{I.10})$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \frac{P_{4s}}{P_3}^{\frac{\gamma_{\text{moy}} - 1}{\gamma_{\text{moy}}}} = \frac{P_1}{P_2}^{\frac{\gamma_{\text{moy}} - 1}{\gamma_{\text{moy}}}} = \frac{1}{\tau}^{\frac{\gamma_{\text{moy}} - 1}{\gamma_{\text{moy}}}} \quad (\text{I.11})$$

$$W_{sT} = C_{p \text{ moy}} T_3 \left[\left(\frac{1}{\tau}^{\frac{\gamma_{\text{moy}} - 1}{\gamma_{\text{moy}}}} - 1 \right) \right] \quad (\text{I.12})$$

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

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \Rightarrow W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT} \quad (\text{I.13})$$

avec;

η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

Température à la sortie de turbine (l'échappement) T_4 :

$$W_T = C_{p \text{ moy}}(T_4 - T_3) \Rightarrow T_4 = T_3 + \frac{W_T}{C_{p \text{ moy}}} \quad (\text{I.14})$$

✓ Application numérique

Chambre de combustion (CC)

Pour f étant faible de l'ordre de $1/50 \div 1/75$ on a

$$C_{p \text{ moy}} = 1275 \text{ J/Kg}$$

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

En appliquant la relation (II.8), on a:

$$Q_{c-c} = 1275(1093 - 436.32) = 837267 \text{ J/Kg}$$

Turbine

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

A partir (I.9), on aura:

$$\gamma_{\text{moy}} = \frac{1275}{1275 - 288,5} = 1,29$$

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

D'après la relation (I.12), on a:

$$W_{sT} = 1275.1366 \left[\left(\frac{1}{18,1} \right)^{\frac{1,29-1}{1,29}} - 1 \right] = -833354,9635 \text{ J/Kg}$$

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

En appliquant l'équation (I.13):

$$W_T = 0,88.(-833354,9635) = -733352,3679 \text{ J/Kg}$$

Température à la sortie de turbine (l'échappement) T_4 :

D'après l'équation (I.14), on aura:

$$T_4 = 1093 + \frac{-733352,3679}{1275} = 517,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul des débits massiques

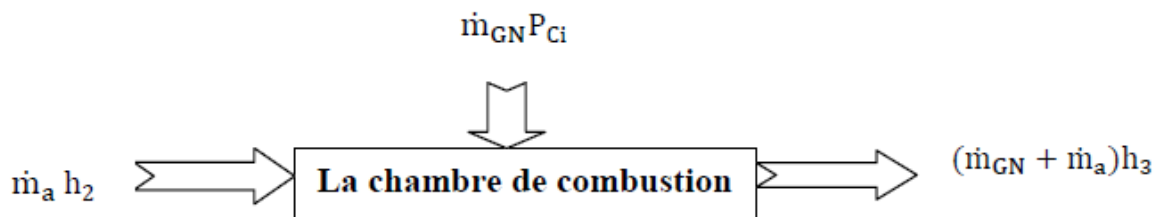


Fig. I.4: Le bilan thermique dans CC.

A partir de la figure I.4, on peut écrire:

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{GN} P_{Ci} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) h_3 \quad (\text{I.15})$$

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

$$h_2 + \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} P_{Ci} = \left(1 + \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \right) h_3 \quad (\text{I.16})$$

On pose:

$$f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \quad (\text{I.17})$$

avec;

f : Rapport des débits dans une chambre de combustion.

$\dot{m}_a$: Débit de l'air.

$\dot{m}_{GN}$: Débit de gaz naturel.

h_2 : L'enthalpie d'entrée à la chambre de combustion.

h_3 : L'enthalpie de sortie à la chambre de combustion.

P_{Ci} : Pouvoir calorifique du gaz naturel.

L'expression (I.18) devient

$$h_2 + f P_{Ci} = (1+f)h_3 \text{ (I.18)}$$

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

$$h_2 + f P_{Ci} = h_3 \text{ (I.19)}$$

Par suite on aura :

$$f = \frac{Cp \text{ moy } (T_3 - T_2)}{P_{Ci}} \text{ (I.20)}$$

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_a + \dot{m}_{GN} \text{ (I.21)}$$

avec;

$\dot{m}_{ge}$: Le débit de gaz échappement.

✓ Application numérique :

Calcul des débits massiques

Rapport f :

A partir (I.20):

$$f = \frac{837267}{45778 \cdot 10^3} = 0,018$$

Le débit massique d'air $\dot{m}_a$ et du gaz naturel $\dot{m}_{GN}$:

Utilisons (I.17) et (I.21), on peut écrire :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{ge}}{(1+f)} = \frac{120,2}{(1+0,018)} = 118,07 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_{GN} = \dot{m}_{ge} - \dot{m}_a = 120,2 - 118,7 = 2,13 \text{ Kg/s}$$

Bilan de cycle

Le travail utile W_{ut} :

$$W_{ut} = |W_T| - |W_c| \text{ (I.22)}$$

La puissance de compresseur P_c :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot w_c \text{ (I.23)}$$

La puissance de la turbine P_T :

$$P_T = \dot{m}_{ge} \cdot W_T \text{ (I.24)}$$

La puissance mécanique P_{GT} :

$$P_{GT} = |P_T| - |P_c| \text{ (I.25)}$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{GT} = \frac{W_{ut}}{Q_{c-c}} \text{ (I.26)}$$

✓ Application numérique

Bilan de cycle

Le travail utile W_{ut} :

D'après (I.21), on a:

$$W_{ut} = |-733352,3679| - |423428,2418| = 309924,1261 \text{ J/Kg}$$

La puissance de compresseur P_c :

En appliquant la relation (I.23), on aura:

$$P_c = 118,07 \cdot 423428,2418 = 49994172,51 \text{ W}$$

La puissance de la turbine P_T :

D'après l'équation (I.24), on a:

$$P_T = 120.2 \cdot (-733352,3679) = -88148954,62 \text{ W}$$

La puissance mécanique P_{GT} :

On utilise la relation (I.25):

$$P_{GT} = |-88148954,63| - |49994172,51| = 38,15 \text{ MW}$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

A partir (I.26), on a:

$$\eta_{GT} = \frac{309924,1261}{837267} = 0,37 \Rightarrow \eta_{GT} = 37\%$$

CHAPITRE 7

ETUDE COMPARATIVE

VI.1. Etude comparative entre la PGT 25 et la MS 5002C sans récupération :

Si on fait une étude comparative entre les deux types de machine (la PGT 25 et la MS 5002 sans cycle régénératif):

Côté technique :

Caractéristiques	PGT 25	LM 5002C
Rendement	37%	28%
Puissance	25,1 MW	28,314 MW
Poids	3811 Kg	7592 Kg
Volume	16 m ³	90 m ³

Côté opérationnel :

Caractéristiques	PGT 25	LM 5002C
Démarrage	Turbostarter à gaz	Moteur électrique
Accélération de la charge	Rapide	Lente
Ralentissement	5 – 15 min	30 – 60 min
Refroidissement	Rapide < 1 heure	10 – 24 heures

Côté économique :

Caractéristiques	PGT 25	LM 5002C
Cout d'obtention	1733829500 DA	1716088500 DA
Cout de maintenance/125000 hrs	690000 DA	350000 DA

On remarque que les performances de la turbine à gaz MS 5002C destinées à l'industrie sont généralement inférieures à celles de la PGT 25. Néanmoins, leurs prix d'obtention et de maintenance restent aussi très inférieurs.

Toutes fois, la MS 5002C peut rivaliser en termes de performance et de robustesse avec la PGT 25.

Et ça, en récupérant la chaleur par la conduite des gaz d'échappement dans un échangeur thermique ou ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion.

VII.2. Etude comparative entre la PGT 25 et la MS 5002C sans récupération :

Caractéristiques	PGT 25	LM 5002C
Rendement	37%	33,29%
Puissance	25,1 MW	26,5 MW

On peut remarquer qu'avec un cycle régénératif les caractéristiques des deux turbines sont presque égales.

VII.3. Désavantages de la TAG PGT 25 :

Si on consulte l'historique des pannes de la PGT 25 du site ZINA station de compression 2 des années 2010/2011

Années	2010	2011
Inspections	47	41
Interventions	30	93
Réparations générales	15	17
Réparations partiels	14	14
Moteurs électriques	166	163

Si on observe un cas bien précis d'une panne (un remplacement de générateur de gaz) pour avoir une idée des couts :

N° BT : 2010100437	
Ouvrage : GR1/2 RTI	Station : SC2-ZINA
Unité : TC4	PGT 25 S/N :
Cumul H de fonctionnement : 21818,8	Nombres des démarrages : 77
GG Démonté S/N° : 691-193	GG Installé S/N° : 691-230
Début de travaux : 02-10-2011	
Fin de travaux : 08-10-2011	

Moyens – HUMAINS

Qualité	Heures	
	Présence	Travaillées
Ingénieur	82	82
Ingénieur	100	100
Technicien	82	82
Technicien	82	82

Moyens – UTILISER LORS DES TRAVAUX

Désignation	Heurs	
	Immobilisation	Utilisées
Véhicule léger	82	82
Camion	40	40
Caisse outillage à main	82	82

On sachant que le cout de maintenance est la somme des couts la main d'œuvre + les couts des pièces de rechange + les couts des outils + les couts du transport, en calculant on a une idée sur l'énormité et cherté de la maintenance et l'entretien de ce type de turbines.

$$\text{Cout de maintenance} = \varepsilon (M.D + P.D.T + \text{Out} + T)$$

CONCLUSION

Conclusion

Au terme de ce travail, ou nous avant considéré une étude comparative entre deux types de turbine, nous avons pu constater quel'étude technico-économique est suffisante pour effectuer un choix de la turbine vu les avantages et les inconvénients de chacune d'elle.

Bibliographie

‘Manuel d’utilisation de la turbine à gaz MS 5002C’

- Nouvo Pignone – Florence (1999)

‘Performance and reliability improvements for MS 5002 gaz turbine’

- GE Power generation’

‘Training manual PGT25’

- General Electric

‘Cours turbomachine’

- Mr. Rezoug

‘Documentation’

- DMB SONTRACH
-

ANNEXE

PLANCHE VI.

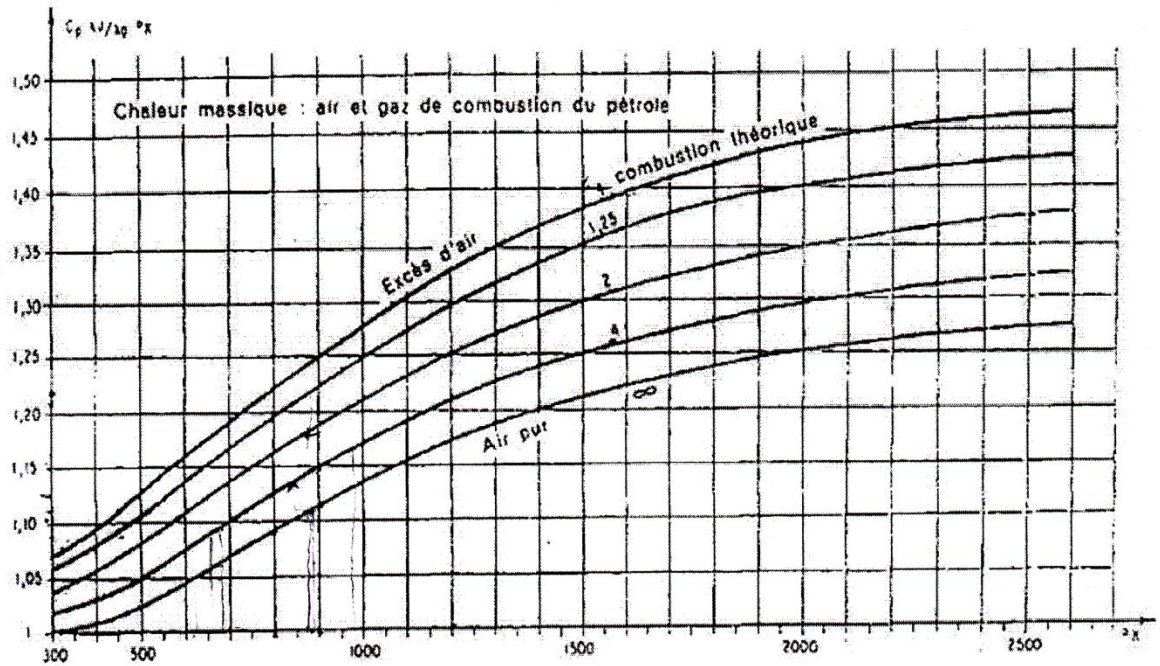


PLANCHE VIII

