RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA
BOUMERDES
Faculté des hydrocarbures et de la chimie
Département : Transport et Équipements Des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme

MASTER

Présenté par :

ABDI Abdeldjalil
MADOUI Abdelkader

Filière : Génie mécanique
Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Thème

Etude de l'effet du refroidissement de l'air par le propane à l'entrée du compresseur axial de la turbine à gaz

Mr REZOUG	UMBB Encadreur
Mr AISSANI	UMBB Président
Mr GUEBLI	UMBB Examinateur
Mme HATRAF	UMBB Examinateur

Année universitaire 2015/2016

Dédicace

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail
A ceux qui m'ont donné la vie, la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance. Mes parents
A toute ma famille
A tous mes amis
Et à tous ceux qui j'aime et je respecte

ABDELKADER

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail
A ceux qui m'ont donné la vie, la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance. Mes parents
A toute ma famille
A tous mes amis
Et à tous ceux qui j'aime et je respecte

ABDELDJALIL

Remerciements

Au premier temps, nous tenons à remercier le bon dieu, qui nous a donné la force et le courage pour effectuer ce mémoire de fin d'étude.
A tous nos professeurs à l'université.
Enfin, merci à tous ceux qui nous ont aidé à l'élaboration de ce modeste travail.

Sommaire :

I. Chapitre I :

1. Introduction……2
2. But de travail……2
3. Description du champ ……...3

II. Chapitre II : Généralités sur les turbomachines

1. Définition……10
2. Classification des turbomachines……...10
3. Constitution des turbomachines……12
4. Cinématique des turbomachines……13
5. Les turbocompresseurs……15
6. Etage de compresseur ……..17
7. Classification des turbines à gaz……. ……...21
8. Appellation des turbines à gaz GE……24

III. Chapitre III : La turbine à gaz

1. Définition ……...25
2. Historique des turbines à gaz……..25
3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz……...26
4. Comparaison avec la turbine à vapeur……..29
5. Les différents composants de la turbine à gaz……..29
6. Technologie des turbines à gaz……...37
7. Système de démarrage …….....38
8. Cycle et rendement thermodynamique ……39
9. Etage de la turbine …….....42
10. Théorie d'Euler……..46
11. Domaine d'utilisation de la turbine à gaz……47
12. Avantages et inconvénients de la turbine à gaz…….....48

IV. Chapitre IV : Amélioration des performances de la turbine à gaz

1. Les modes d'amélioration des performances…….....50
2. Calcul des performances de la turbine à gaz sans refroidissement…….....54
3. Calcul des performances de la turbine à gaz avec le cycle de refroidissement de l'air
   3.1. Schéma……57
   3.2. Analyse de système……...58
   3.3. Calcul thermique pour la détermination de la température à la sortie du refroidisseur……58
   3.4. Résultats …….....62
   3.5. Calcul de la puissance globale du système……63
4. Discussion …….....64

V. Conclusion générale ……67

VI. Bibliographie ……68

VII. Annexes…….....70

Liste des figures

Figure 1 : Différents types des turbomachines ……..11
Figure 2 : Un étage d'une turbomachine…….....14
Figure 3 : Les modes d'entraînement des compresseurs centrifuges…….....16
Figure 4 : Les types des corps du compresseur……..17
Figure 5 : Etage de compresseur…….....17
Figure 6 : Triangle des vitesses…….....18
Figure 7 : Schéma d'un turbocompresseur……..20
Figure 8 : Les triangles de vitesse pour des différents degrés de réaction…….21
Figure 9 : Turbine à gaz à un arbre……...23
Figure 10 : Turbine à gaz à deux arbres……...24
Figure 11 : Appellation des turbines GE……..24
Figure 12 : Principe de fonctionnement……...27
Figure 13 : L'évolution des pressions et températures des gaz dans la turbine à gaz…..28
Figure 14 : Le stator et le rotor d'un compresseur axial……....31
Figure 15 : Variation de la pression, température et vitesse absolue dans un compresseur axial…….....32
Figure 16 : La chambre de combustion……....35
Figure 17 : Le cycle thermodynamique……....39
Figure 18 : La relation entre le rapport de pression et la température dans la chambre de combustion sur le rendement total du cycle……...41
Figure 19 : Les triangles de vitesse……...43
Figure 20 : La variation de l'enthalpie, température, pression et la vitesse absolue de l'écoulement dans une turbine axiale……..44
Figure 21 : Le cycle de refroidissement……...57
Figure 22-23 : La variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante avec et sans refroidissement……..65

Introduction Générale

1. Introduction

La conservation d'énergie et la réduction des émissions ont été toujours d'une grande importance pour le domaine des moteurs à combustion interne. Comme la source principale de puissance, ces moteurs constituent une grande proportion dans la consommation globale du carburant. Au même temps, une grande quantité d'énergie est émise par les échappements dans l'atmosphère sans aucune utilisation efficace. En générale, l'énergie perdue par les échappements représente un tiers de l'énergie globale transformée par les moteurs à combustion interne. L'exploitation efficace de cette énergie perdue va résulter une croissance importante dans l'efficacité des moteurs à combustion interne, et une décroissance dans les émissions globales au même temps.

La turbine à gaz fait partie des turbomachines qui manipulent des fluides pour la conversion de l'énergie. Cette machine a reçu un grand intérêt dans l'industrie pour les derniers 60 ans. Le rapport puissance-poids, la multitude des carburants utilisés et la durabilité ont fut de la turbine à gaz une machine de production de puissance très désirée surtout dans l'industrie des hydrocarbures.

En Algérie, les turbines à gaz sont exploitées essentiellement dans les centrales de production de l'énergie électrique et dans l'industrie des hydrocarbures pour assurer l'acheminement des hydrocarbures.

Le rendement faible est l'inconvénient principal de la turbine à gaz, ce qui a provoqué une ligne de recherche pour l'utilisation des techniques diverses dans les installations des turbines à gaz pour améliorer le rendement global de cette machine.

Le rendement peut être amélioré par plusieurs méthodes y compris le système de récupération de la chaleur des gaz d'échappement et le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur. Parmi les solutions proposées pour la récupération de chaleur le cycle organique de Rankine est le plus utilisé, essentiellement pour la disponibilité de ses composants et la simplicité de son installation. Le fluide utilisé dans tel système est un fluide organique parce qu'il s'adapte mieux que l'eau avec les sources de chaleur à basse température.

Le but de ce travail consiste à étudier les performances d'une turbine à gaz (GE MS5002b), utilisée comme un turbocompresseur, dans son milieu d'exploitation en utilisant un cycle organique de Rankine pour la récupération de la chaleur des gaz d'échappements, et en utilisant une fraction de l'énergie récupérée pour le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur de la turbine à gaz.

Cette étude est divisée en trois parties principales :

- Une description générale des turbomachines
- Une description générale des composants de la turbine à gaz
- Une étude thermodynamique pour la détermination des performances de la turbine à gaz considérée, et l'analyse de l'influence de l'utilisation du cycle organique de Rankine sur le rendement de la machine.

Représentation du champs d'Oued Noumer :

Le champs d'OUED NOUMER est composé de 4 secteurs : OUAD NOUMER- AIT KEIR- MEZGHICHE- MAKOUDA- DJORF.

Nous arrivons au département de production service puits, les activités de ce service en général c'est la maintenance des puits pour donner une production optimale.

ONR : le gisement d'ONR a été découvert en 1972 par le puits ONR1, il produit de l'huile et du gaz des réservoirs (A) et (B).
Mise en production : 1972.
ATK : le gisement d'ATK a été découvert en 1972 par le puits ATK1, il produit de l'huile et du gaz des réservoirs (A) et (B).
Mise en production : 1972.
SMZ : le gisement d'SMZ a été découvert en 1976 par le puits SMZ1, il produit de l'huile et du gaz des réservoirs (A) et (B).
Mise en production : 1988.
MKA : le gisement d'MKA a été découvert en 1975 par le puits MKA1, il produit de l'huile et du gaz des réservoirs (A) et (B).
Mise en production : 1986.
DJF : le gisement d'DJF a été découvert en 1974 par le puits DJF1, il produit de l'huile et du gaz des réservoirs (A) et (B).
Mise en production : 1976.

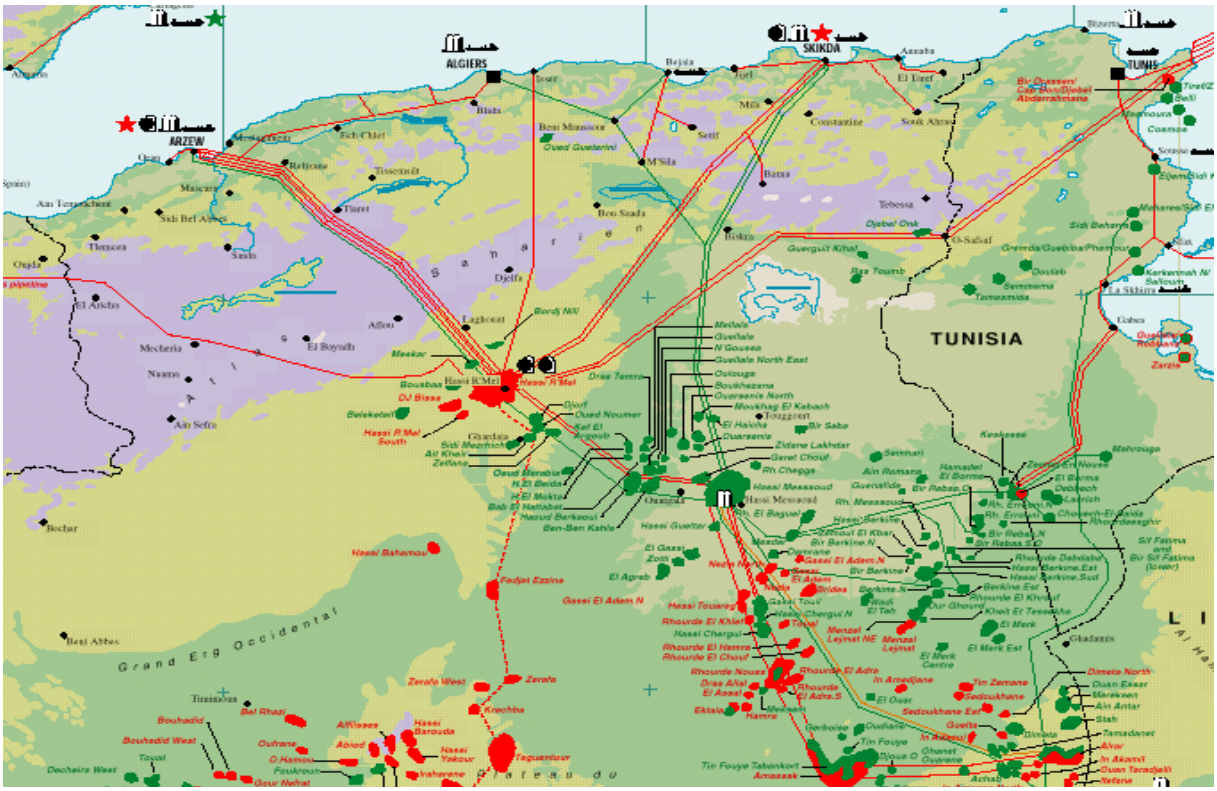
- **SITUATION GEOGRAPHIQUE :**

La Direction de Oued-Noumer est située à 140 Km au Sud-Est du champ gazier de Hassi-R'Mel et à 220 Km à l'Ouest-Nord-Ouest du champ pétrolier de Hassi-Messaoud. Son siège administratif et sa base de vie sont installés à 5 Km au nord de la RN 49, axe routier reliant Ghardaïa à Ouargla et à environ 45 Km de la ville de Ghardaïa.

- **GISEMENTS**

Le champ d'Oued–Noumer se compose de cinq petites structures :

- Oued Noumer
- Ait Kheir
- Sidi Mezghich
- Makouda



- **La station de AIT EL KHIR** :

Situation :

AIT KHEIR (champ) 15km au sud centre principal ONR
Date de début de construction :
Première unité de séparation de brut en : 1970
Nouvelle unité de séparation de brut en : 1983
Station de compression de gaz en sep 1988

ALIMANTATION DU CENTRE ATK :

L'unité d'ATK est alimentée par 16 puits producteur et 6 puits injecteur.

Elle se compose de deux unités :

- Une unité de séparation des fluides (pétrole brut, condensa et gaz).
- Une unité de compression de gaz traité à ONR et son injection dans le gisement d'ATK.

➢ HISTORIQUE DE LA REGION :

Le champ d'oued Noumer faisant partie de la province triasique est subdivise en cinq petits gisements :

- Le gisement d'oued Noumer à été découvert en 1969 par le onr1, il a produit de l'huile et du gaz des réservoirs « A » et « B ». Jusqu'a présent 16 puits ont été forés (de ONR 1àonr14plus ONR 1bis et onr8bis) dont cinq sont noyés (ONR 2,4,6,13,14) et un d'observation ONR10

- Le gisement de Djorf a été découvert en 1974 par le puits djf1, il a produit l'huile et du gaz du réservoir « a » seulement, quatre puits ont été forées dont deux (MKA 3,4) dans l'eau

- Le gisement de sidi Mezghich a été découvert en 1967 par puits SMZ 1, il a produit de l'huile et du gaz du réservoir « a » seulement trois puits ont été forés dont un SMZ 2dans l'eau.

- Le gisement d'ait Kheir a été découvert en 1972 par le puits ATK1, il a produit de l'huile et du gaz des réservoirs « A »et « B » vingt six puits ont été forés dont un ATK 13 dans l'eau.

Actuellement le gisement de, Makouda avec un sel puits producteur, sidi Mezghich avec un sel puits producteur, oued Nommer avec six puits et Ait Kheir avec 14 puits producteurs.

PRESENTATION DES GISEMENTS :

Les gisements d'Oued Nommer, Ait Kheir, Makouda et Sidi Mezghich sont située dans le Sahara septentrional entre les champs de Hessi R'mel, Haoud Berkaoui et Hessi Massoud. Localisés sur des fermetures structurales plus ou moins faillées, ces gisements produisent à partir des réservoirs appartenant au trias argilo gréseux.

Les champs d'Oued Nommer faisant partie, géologiquement, de la province triasique a été découvert par SONATRACH en 1969 et mis en production à partir de 1972. Les hydrocarbures y sont piégés dans des anticlinaux faillés de direction NNO-SSE.

Les deux niveaux producteur (A et B) du trias argilo gréseux ont donné du gaz, du condensat et de l'huile à une profondeur moyenne de 2750 m.

A partir de janvier 1992 le maintien de pression a démarré à Ait Kheir avec l'injection de tout gaz produit dans le secteur.

Une unité de récupération des GPL a été réalisée en 1997.

UNITE DE TRAITEMENT DE BRUT ET DE GAZ CP /ONR :

BUT : Séparation des fluides produits en 3 catégories :

- Pétrole brut
- Condensât
- Gaz
- GPL

SITUATION : Oued Nommer (champ ONR)

DATE DE DEBUT DE CONSTRUCTION :

- Première unité de séparation de brut en : 1970
- Nouvelle unité de séparation de brut avec l'unité de récupération des gaz en 1983
- Unité d'extraction du GPL des gaz associés : 1993

DATE DE DEMARRAGE :

- Première unité de séparation de brut en : 1972
- Usine de récupération des gaz associés avec 03 turbocompresseurs en : janvier 1986
- Unité d'extraction du GPL : janvier 1997

ALIMENTATION DU CENTRE ONR :

Le centre ONR étant le centre principal de traitement, il est alimenté par :

- 8 puits producteurs de brut reliés individuellement au centre
- ONR 1bis, 5,7A, 8bis, 9, 11A, 12 et MKA 1
- Un pipe 12 " (15 Km) acheminant toute la production de brut diphasique de champ d'Ait Khier.
- Un pipe (15 Km) acheminant toute la production de gaz du champ d'Ait Khier.
- Une pipe (12 Km) acheminant toute la production de MKA.

CAPACITE DE PRODUCTION ET DE STOCKAGE :

- Gaz : 9 millions de m^3/jour
- Huile + condensat : 8750 m^3/jour
- GPL : 360 t/jour
- Stockage de pétrole : 20000 m^3
- Stockage de GPL : 1060 m^3

DONNEES TECHIQUES :

L'unité se compose de :

- Une unité de séparation de brut en 3 étages avec deux fours de stabilisation.
- 4 Bacs de stockage de brut de 5000 m^3 chacun et 1 bac de dessalage de 480 m^3.
- 2 Pompes d'expédition de brut.
- 3 Trains de traitement de gaz et de production de condensat :
- 3 Turbocompresseurs.
- 1 Unité de déshydratation avec tamis moléculaire.
- 1 Unité de récupération de GPL et fractionnement.
- 2 Sphères de stockage de GPL de 530m3 chacune.

MAINTENANCE INDUSTRIELLE :

- Un atelier de maintenance regroupant toutes les activités de maintenance Industrielle (mécanique, électricité, instrumentation et chaudronnerie),
- L'(équipe de maintenance prend en charge la maintenance de turbo compresseur et les équipements statiques suivants :

➢ 116 moteurs de puissance >4kW (de 4 à 750 kW)
➢ 35 moteurs de puissance < 4kW
➢ 18 pompes de GPL
➢ 11 motopompes.
➢ 104 électropompes.

Avec le démarrage de la station de compression ait kheir , et l'unité de récupération de GPL à Oued Noumer, l'activité maintenance a pris davantage d'ampleur .

STRUCTURE D'OUED NOUMER :

Toutes les activités de la direction d'oued Nommer sont assurées par l'organisation suivante :

Direction :

Le développement et l'exploitation des hydrocarbures sont l'objectif principal visé par la direction ONR.

Département maintenance :

Son rôle est la planification le développement, l'organisation et la mise en œuvre maintenance pétrolière liée aux besoins actuels et futurs de la région dans différentes activités :

- Service Mécanique
- Service Electricité
- Service Instrumentation
- Service Méthodes

DESCRIPTION ONR :

UNITE DE SEPARATION :

Collecte des effluents d'ONR :
Les effluents des différents producteurs du champ d'ONR sont Envoyés au manifold d'entrée de l'usine.

Cette unité a pour objet de :

- Collecter les effluents gaz et/ou huile provenant des différents champs de ONR, ATK et Makouda
- Permette la mise à la tour de HP des gaz provenant de ATK et des séparations de d'huile de l'usine lors du non fonctionnement des unités de compression, de déshydratation et de dégazolinage.
- Séparer le gaz associé de l'huile brut, cette séparation s'effectue en plusieurs étages travaillant à des pressions décroissantes, de façon à dégazer le plus possible de l'huile brut avant de la stocker.
- Afin d'améliorer la stabilisation de l'huile, deux fours de stabilisation permettent d'ajuster la tension de vapeur Reid(TVR) de l'huile pour éviter un dégazage dans les bacs de stockage.
- Le gaz débarrassé de ses éventuelles particules liquides et/ou solides est envoyé à l'aspiration des compresseurs.

UNITE DE COMPRESSION :

Chaque unité de compression comprend principalement :

- Une turbine à gaz d'entrainement.
- Un multiplicateur de vitesse GRAFFENSTADEN.
- Deux compresseurs centrifuges : un compresseur HP comporte deux aspirations et deux refoulements.

Un compresseur BP comporte deux aspirations et un refoulement.
L'unité assure la compression des gaz associés.

SECURITE :

C'est un ensemble des règles des moyens techniques, d'hygiène et également un état d'esprit dont la finalité est de certaine condition de travail en éliminant les accidents et les avaries.

Les conséquences qui apparaissent en cas de négligence ou d'ignorance des règlements de sécurité sont tellement graves que la connaissance de celle-ci est obligatoire, la sécurité technique s'intéresse essentiellement à l'homme, aux appareils et procédés technologiques et à une organisation de travail. Elle s'inspire et se base sur le résultat de plusieurs sciences telles que :

- L'organisation scientifique de travail.
- Statistiques et analyses de risques.
- L'interface : homme-machine.
- Condition et environnement de travail.
- Les sciences médicales.

Chapitre II

Généralités sur les turbomachines

1. Définition :

On appelle par turbomachines toutes les machines dans lesquelles l'énergie est transformée soit, à un fluide à écoulement continu par l'action dynamique d'une ou plusieurs rangées d'aubes tournantes, ou l'inverse. Le mot *turbo* ou *turbinis* en latin implique ce qui tourne. Essentiellement, une rangé d'aubes ou d'ailettes tournantes crée une différence d'enthalpie soit par un travail positif ou négatif.

2. Classification :

On peut classer les turbomachines selon :

i. Le sens d'échange d'énergie :

On distingue deux catégories dans les turbomachines, la première comprend les machines qui consument la puissance pour augmenter la pression ou la charge du fluide (compresseurs et pompes), la deuxième comprend les machines qui produisent de la puissance par la détente du fluide (turbines à gaz ou à vapeur, turbines hydrauliques…).

ii. Direction principale de l'écoulement :

Les turbomachines peuvent être catégorisées aussi par la nature de l'écoulement du fluide. Ils existent des machines axiales où l'écoulement est totalement ou partiellement parallèle à l'axe du rotor, comme ils existent des machines radiales où l'écoulement est perpendiculaire à l'axe du rotor.

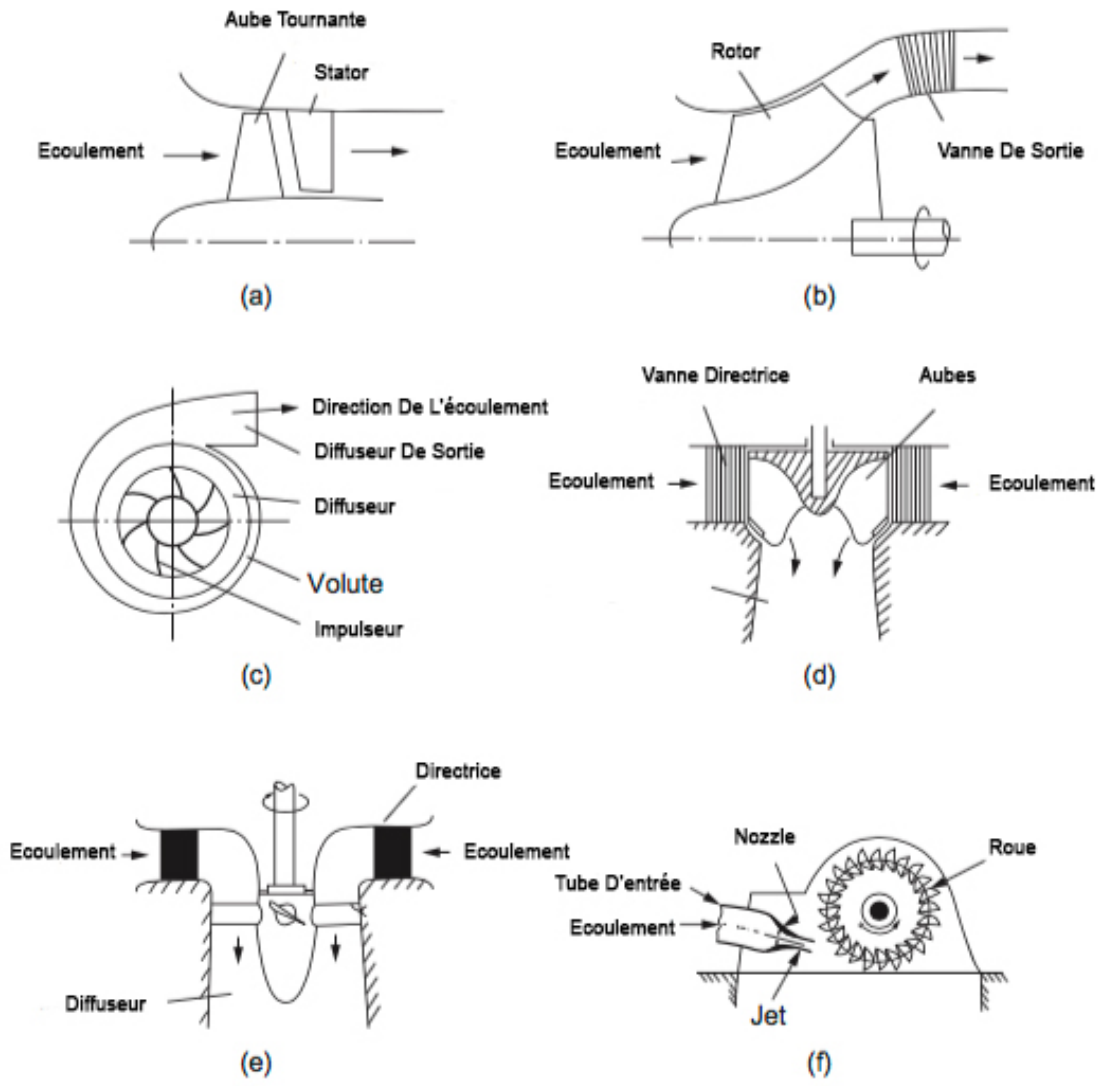
iii. Le type de fluide :

Ils existent des machines qui fonctionne à un écoulement du liquide (pompes, turbine hydrauliques), ou à un écoulement des gaz (compresseurs, turbines à gaz ou à vapeur).

Outre ces deux catégories principales, on distingue également :

- Les machines hydrauliques (à écoulements incompressibles) et les machines à écoulements compressibles
- Les machines à action, dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor, et les machines à réaction dans lesquelles elle varie
- Les machines à admission totale, dans lesquelles le rotor est alimenté sur la totalité de sa surface d'entrée, et les machines à admission partielle où

seule une partie du rotor est alimentée. C'est toujours le cas des turbines hydrauliques de type Pelton, et pour certaines turbines à vapeur.



-Figure 1-

(a) Etage d'un compresseur axial, (b) Pompe à écoulement combiné, (c) Pompe ou compresseur centrifuge, (d) Turbine à écoulement combiné, (e) Turbine de Kaplan, (f) Roue de Pelton

3. Constitution des turbomachines :

Une turbomachine ne comportant qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encore monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires.
Une machine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

- Le distributeur :

  Dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement), appelées en anglais « Inlet Guide Vanes (IGV) ». Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

- Le rotor :

  C'est la partie rotative de la turbomachine, au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie par travail des forces aérodynamiques (ou hydrodynamiques) sur les aubes en rotation.

- Le diffuseur :

  Dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une couronnes d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme redresseur.

Le distributeur et le diffuseur ne sont pas toujours présents, ou sont parfois réduits à un tronçon de canalisation. C'est notamment le cas pour les hélices et éoliennes. Dans les machines multicellulaires, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, et un rotor et un diffuseur pour les pompes et compresseurs.

4. Cinématique des turbomachines :

Pour analyser l'écoulement dans un rotor de turbomachine, il est commode d'exprimer la vitesse tantôt dans un repère lié aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator) appelée vitesse absolue et notée *c*, tantôt dans un repère lié aux parties tournantes de la machine (axe, roue) appelée vitesse relative et notée *w*. La relation entre ces vitesses est simplement

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

Où *u* est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant. S'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vaut simplement

$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{x}$$

Où, en exprimant le vecteur position $\vec{x}$ dans un système de coordonnées cylindriques

$$\vec{x} = r\overrightarrow{e_r} + z\overrightarrow{e_z}$$

On a

$$\omega = \omega\overrightarrow{e_z}$$

Alors

$$\vec{u} = r\omega\overrightarrow{e_\theta}$$

Une forme dérivée de la 2ème loi de Newton est le théorème du moment cinétique qui, pour un système fermé, s'exprime comme :

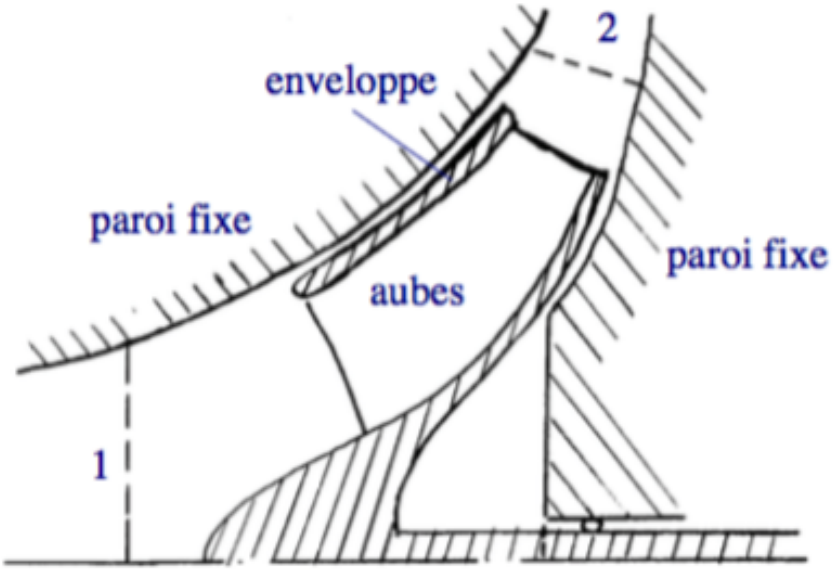
$$\frac{d\overrightarrow{M_F}}{dt} = \overrightarrow{C_v} + \overrightarrow{C_S}$$

Où C_v et C_S sont les couples des forces de volume et de surface respectivement.

La composante axiale du théorème du moment cinétique s'écrit :

$$\frac{dM_{O,z}}{dt} + \sum \dot{m}_s\,(rc_\theta)_s - \sum \dot{m}_e\,(rc_\theta)_e = C_{V,z} + C_{S,z}$$

Appliquons ce théorème à un rotor de turbomachine tel que schématisé ci-dessous.



-Figure 2-

On considère le système formé de la roue et du fluide entre les sections 1 et 2, supposé en régime permanent. Les frontières du système sont donc la section d'entrée 1, la paroi fixe avant, la section de sortie 2, la paroi fixe arrière, et une coupe dans l'arbre d'entraînement de la roue dans l'alignement de la paroi fixe arrière. Notons par ailleurs que la roue ne possède pas toujours une enveloppe, on parle alors de roue semi-ouverte.

D'abord, observons que la force de gravité n'exerce aucun couple axial, soit que l'axe soit vertical, soit en raison de la symétrie de révolution du système. L'équation de la composante axiale du moment cinétique s'écrit donc (comme il s'agit d'un système à une seule entrée et une seule sortie)

$$\dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) = C_A + C_1 + C_2 + C_p$$

Où C_A est le couple à l'arbre et C_1, C_2 et C_p les couples des forces de surfaces sur les sections 1 et 2, et sur les parois fixes.

Remarquons que les forces de pression sur les sections 1 et 2 et sur les parois ne produisent aucun couple axial. Donc, seules les contraintes de cisaillement visqueuses contribuent aux couples de surface, et, comme celles-ci sont les plus élevées au voisinage des parois solides, l'essentiel du couple des forces de

surface est celui exercé par les parois (qui est nécessairement dans le sens opposé à la vitesse de rotation). Il est toujours très faible par rapport au couple à l'arbre et peut par conséquent être négligé. On obtient donc finalement

$$C_A = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1})$$

La formule fondamentale des turbomachines, connue sous le nom de formule d'Euler pour le couple. Remarquons que cette formule s'applique également aux organes fixes (stators distributeurs ou diffuseurs).

En multipliant la formule d'Euler par la vitesse de rotation de l'arbre ω (pour un rotor, la vitesse de rotation étant bien entendu nulle pour un stator), on obtient la formule de la puissance

$$\dot{W} = \omega C_A = \dot{m}(u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1})$$

Pour une machine réceptrice, le couple à l'arbre est dans le même sens que la vitesse de rotation, et donc $W > 0$. Inversement, pour une machine motrice, le couple à l'arbre est dans le sens opposé à la vitesse de rotation, et $W < 0$.

En divisant cette dernière relation par le débit massique, on obtient l'expression du travail massique

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}$$

5. Les turbocompresseurs (compresseurs dynamiques) :

Compresseur Centrifuge :

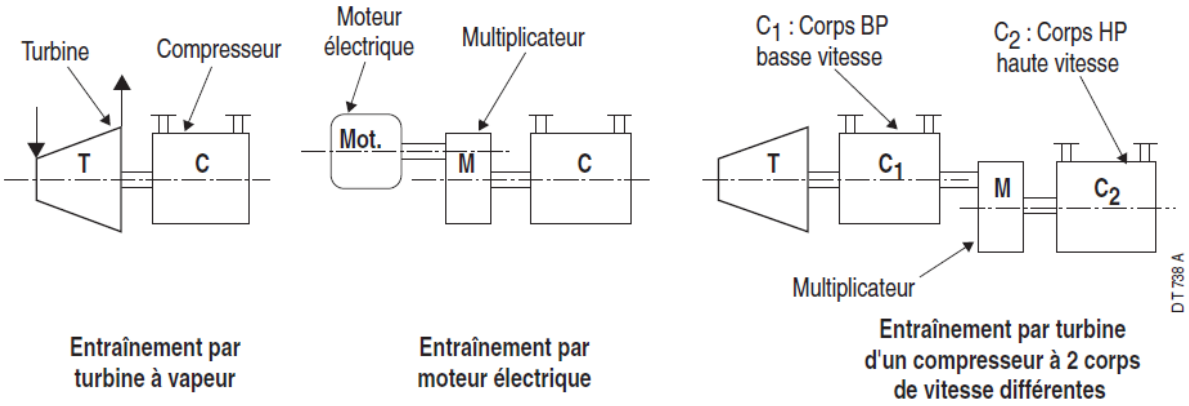
Un compresseur centrifuge est une machine rotative tournant à vitesse élevée (de 6 000 à 30 000 tr/min environ) dans laquelle une ou plusieurs roues fournissent l'énergie nécessaire au transfert du gaz.

Lorsque cette énergie (de pression) doit être importante, il est nécessaire de prévoir plusieurs roues (multicellulaire) conduisant parfois à des solutions de machines à plusieurs étages, pour des problèmes de température de refoulement et de rendement, ou même à plusieurs corps pour résoudre des problèmes de stabilité mécaniques que créeraient des rotors de trop grande longueur.

On trouve ainsi des compresseurs centrifuges à :

– 1 étage pour des compresseurs de recycle (reformage catalyseur ou recycle d'ammoniac sur la synthèse)
– 2 étages pour des compresseurs de transfert tels que craquage catalytique, compression de chlore, ...
– 5 étages et 3 corps pour les compresseurs de synthèse d'ammoniac ou de gaz craqués de vapocraqueurs
– 2 à 4 étages pour la compression de l'air service ou instrument (réseau entre 6 et 10 bars)

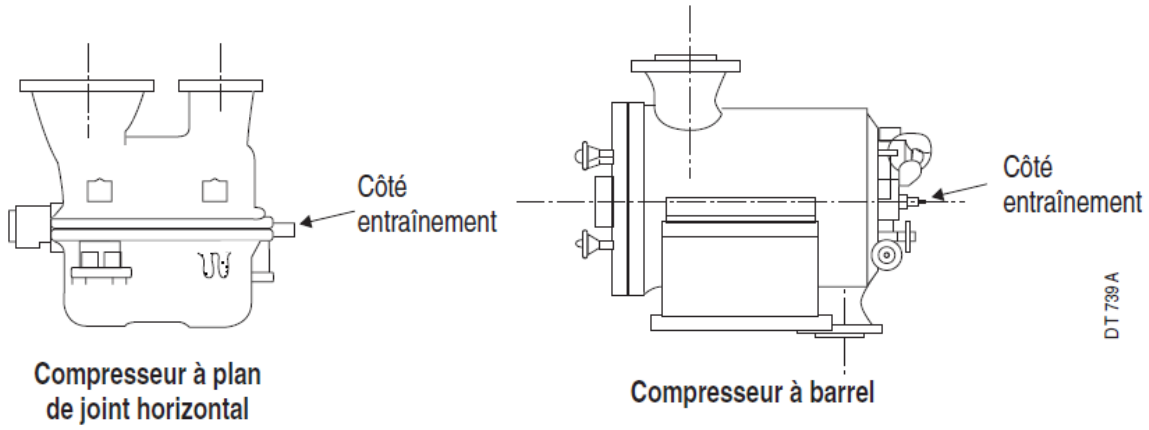
La puissance mise en œuvre dans ces machines (entre 2 et 30 MW) en font de gros consommateurs d'énergie. La recherche du rendement optimum fait que la vitesse variable est très souvent utilisée pour adapter le débit de la machine au procédé. La machine d'entraînement est alors, soit un moteur électrique à vitesse variable, soit une turbine à vapeur ou à gaz. Selon la vitesse de ces machines d'entraînement, il est possible qu'il y ait un multiplicateur de vitesse.



-Figure 3-

Selon le gaz véhiculé et sa pression, la construction du corps de compresseur peut être du type :

- A plan de joint horizontal (P < 35/40 bars, sauf si H2)
- Barrel pour les fortes pressions ou s'il y a de l'hydrogène



-Figure 4-

6. **Etage de compresseur :**

L'augmentation de pression est assurée par les roues, les diffuseurs et les canaux de retour. La vitesse de rotation de la roue soumet le gaz à une force centrifuge qui se traduit par une augmentation de vitesse, de pression et de température dans la roue. Le diffuseur puis le canal de retour permette de ramener le gaz dans la roue suivante en gagnant encore de la pression par rapport à celle de sortie de roue par ralentissement de la vitesse du gaz.

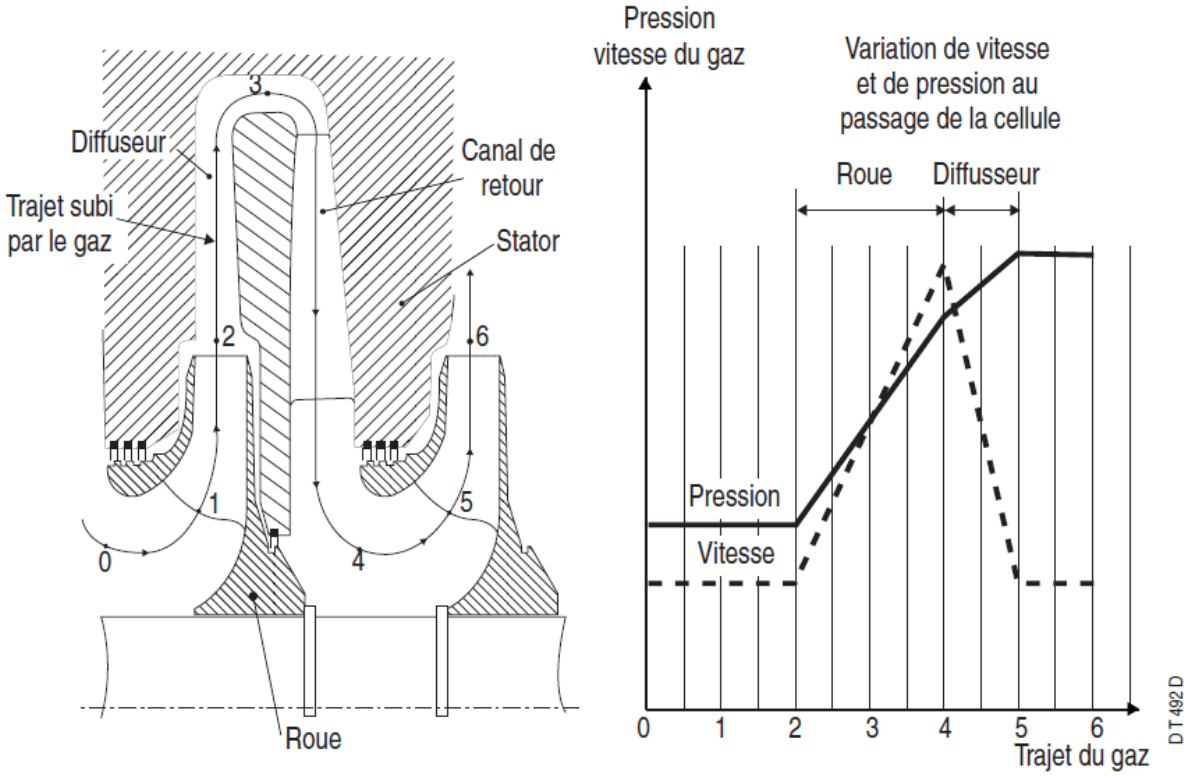


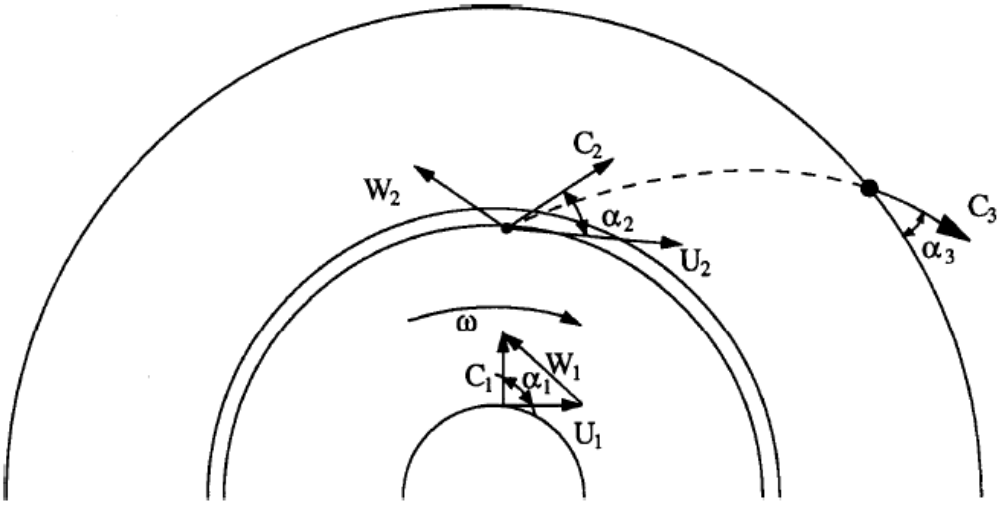
Figure 5

Le taux de compression par cellule est toujours assez faible. Il augmente lorsque :

- La vitesse de rotation augmente
- La masse molaire du gaz augmente
- La caractéristique thermique du gaz (k) augmente
- La température d'aspiration diminue
- Le rendement de la machine augmente

Triangle de vitesse :

Une roue mobile de compression est schématisée sur la figure ci-après, où figurent ses caractéristiques géométriques :
r_1 : rayon de la roue à l'entrée
r_2 : rayon de la roue a la sortie.



-Figure 6-

L'écoulement en chaque point est caractérisé par un triangle des vitesses déterminées par les trois vecteurs suivants :

U : vitesse d'entraînement
W : vitesse relative dans la roue
C : vitesse absolue

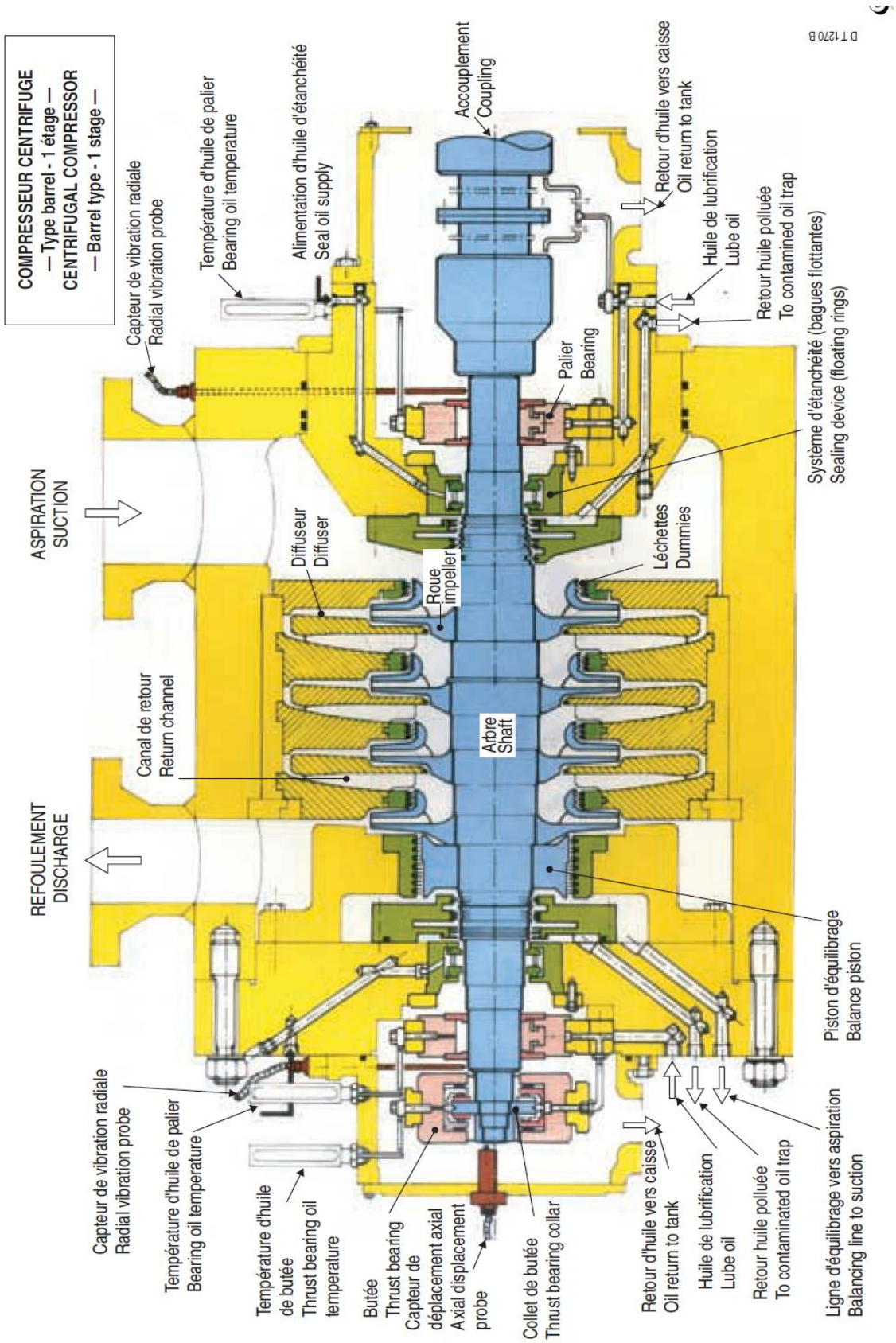
On désigne par α et β les angles de C et de W avec U.

Il est utile de représenter le triangle des vitesses à l'entrée et le triangle des vitesses à la sortie de la roue, les paramètres d'entrée et sortie étant respectivement repérés par les indices 1 et 2.

Soit C le couple exercé sur l'arbre pour la compression (couple moteur moins le couple de frottement mécanique).

L'application du théorème du moment cinétique à la roue mobile conduit à la relation d'EULER :

$$T = \dot{m}(r_2 C_2 cos\alpha_2 - r_1 C_1 cos\alpha_1)$$


COMPRESSEUR CENTRIFUGE
— Type barrel - 1 étage —
CENTRIFUGAL COMPRESSOR
— Barrel type - 1 stage —
ASPIRATION
SUCTION
REFOULEMENT
DISCHARGE
Capteur de vibration radiale
Radial vibration probe
Température d'huile de palier
Bearing oil temperature
Alimentation d'huile d'étanchéité
Seal oil supply
Accouplement
Coupling
Retour d'huile vers caisse
Oil return to tank
Huile de lubrification
Lube oil
Retour huile polluée
To contamined oil trap
Système d'étanchéité (bagues flottantes)
Sealing device (floating rings)
Palier
Bearing
Diffuseur
Diffuser
Roue
Impeller
Léchettes
Dummies
Canal de retour
Return channel
Arbre
Shaft
Piston d'équilibrage
Balance piston
Capteur de vibration radiale
Radial vibration probe
Température d'huile de palier
Bearing oil temperature
Température d'huile
de butée
Thrust bearing oil
temperature
Butée
Thrust bearing
Capteur de
déplacement axial
Axial displacement
probe
Collet de butée
Thrust bearing collar
Retour d'huile vers caisse
Oil return to tank
Huile de lubrification
Lube oil
Retour huile polluée
To contaminated oil trap
Ligne d'équilibrage vers aspiration
Balancing line to suction
DT1270B

-Figure 7-

7. 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.
- Et selon la nature de l'écoulement.

i. Par le mode de travail :

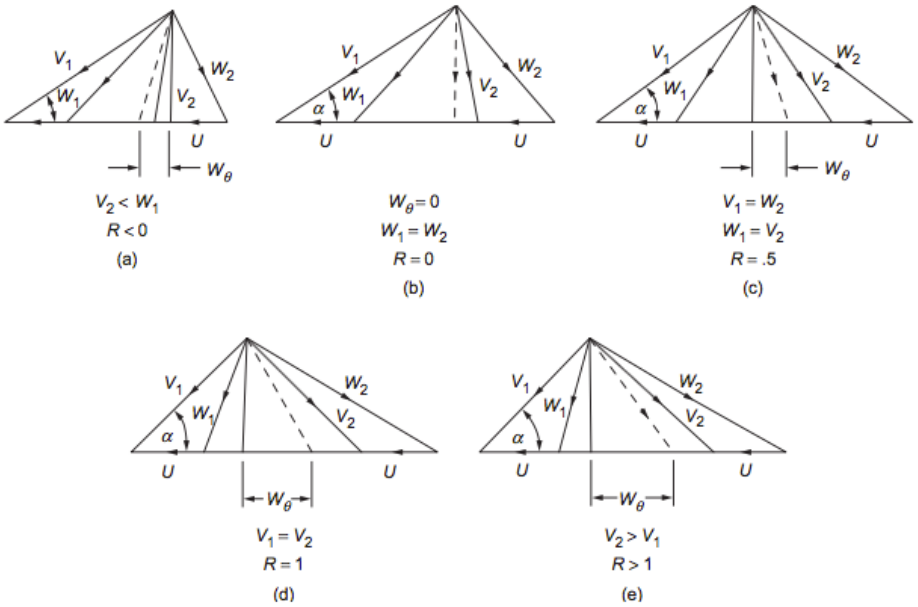
On distingue deux types de turbines :

- **Etage à Réaction :**

Dans les turbines à réaction, le fluide ne se détend dans l'aubage fixe que partiellement, le reste de la détente ayant lieu dans l'aubage mobile.

- **Etage à action :**

Toute la détente a lieu dans l'aubage fixe, le rôle de l'aubage mobile étant d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente, c'est-à-dire de transformer cette énergie cinétique en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la machine.



-Figure 8-Les triangles de vitesse pour des différents degrés de réaction

ii. Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- La turbine à gaz à cycle fermé :

  Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

- La turbine à gaz à cycle ouvert :

  C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectue directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qu'est le plus répandu se divise en deux classes : turbine à cycle simple et turbine à cycle régénéré ou mixte.

  - Turbine à cycle simple :

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

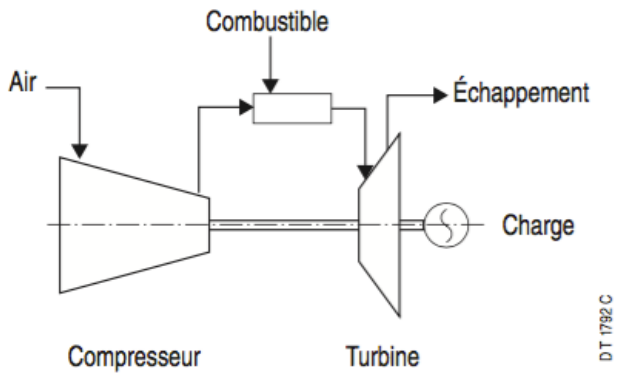
  - Turbine à cycle régénéré :

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

iii. **Par le mode de construction :**

- Turbine mono-arbre :

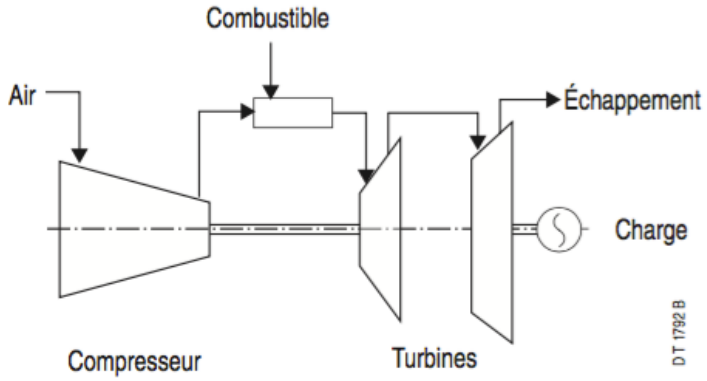
  Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui leur permette de tourner à la même vitesse, ce type, utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse tel que l'entraînement des génératrices pour la production de l'électricité.



-Figure 9-

- Turbine bi-arbre :

  Les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permette de tourner à des vitesses différentes. Ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel que l'entraînement des compresseurs. Le compresseur et la roue haute pression sont appelés générateur de gaz, généralement la vitesse de générateur de gaz est constante, par contre la vitesse de la roue basse pression varie selon le régime de la machine réceptrice.



-Figure 10-

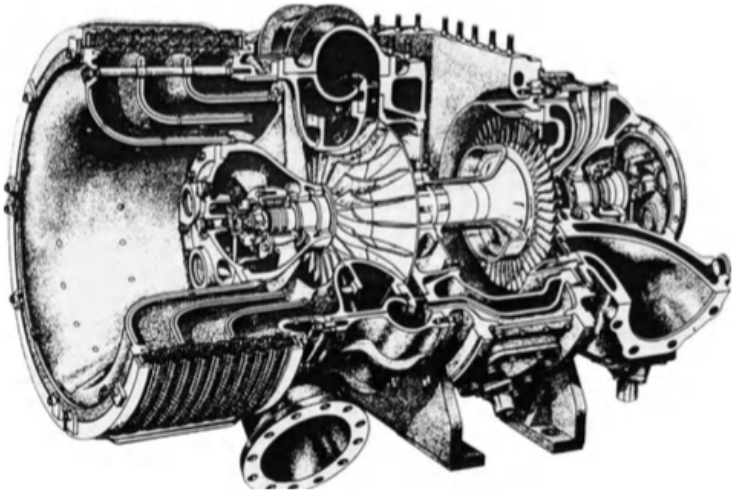
iv. **Selon la nature de l'écoulement :**

- Turbine axiale :

  Où l'écoulement est totalement ou partiellement parallèle à l'axe du rotor

- Turbine radiale :

  Où l'écoulement est perpendiculaire à l'axe du rotor.



-Figure 11-Un Turbocharger pour un moteur Heavy Duty, composé d'un étage d'une turbine axiale et un étage d'un compresseur centrifuge

8. Appellation des turbines à gaz GE :

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : **MS ×× × ×× × ×** (Fig.10).

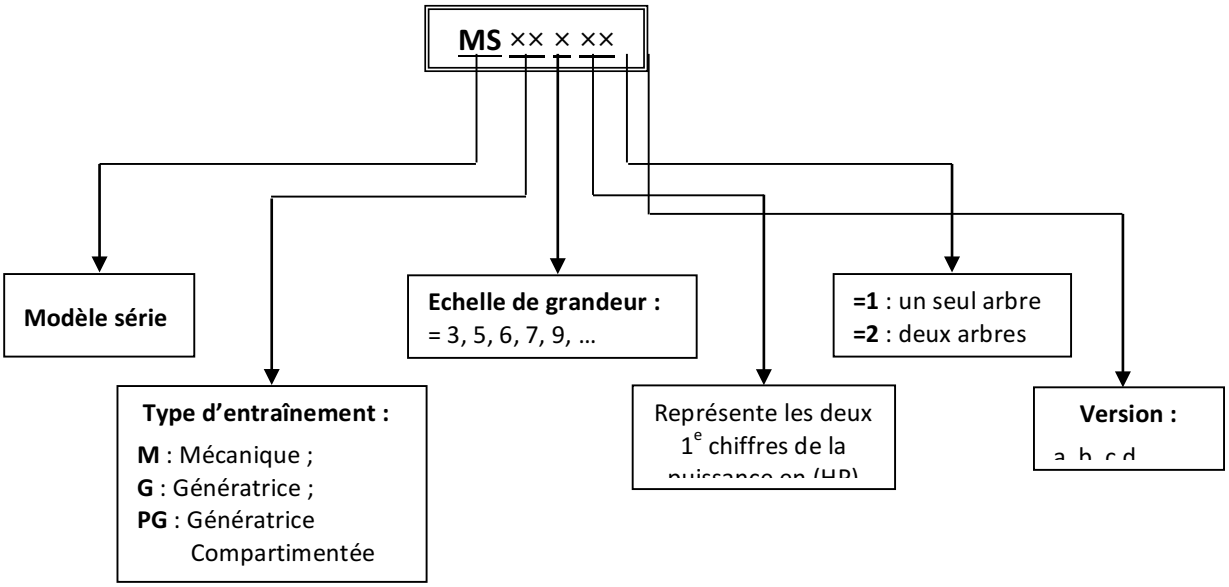


Figure 11 : Méthode d'appellation des turbines

Chapitre III

La turbine à gaz

1. Définition :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, contrairement aux moteurs alternatifs, elle fonctionne à un écoulement continu. Son principe de fonctionnement est simple, elle génère de la puissance rotative grâce à une détente des gaz chauds. Elle contient trois parties essentielles ; un compresseur axial, une chambre de combustion à pression constante, et une turbine.

2. Historique :

Le premier brevet relatif à une turbine à gaz fut décerné en 1791. En Angleterre, à John Barber. L'objet de ce brevet est une installation comportant un générateur de gaz muni d'un réservoir intermédiaire, des compresseurs à piston, une chambre de combustion et une turbine alimentée par un mélange gazeux sortant de cette chambre. Les compresseurs sont entraînés par un mécanisme à balancier.

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes à circuit ouvert. La compression de l'air est utilisée dans un compresseur centrifuge à un étage, et la détente des gaz chauds, dans une turbine radiale également à un étage. L'installation comporte aussi un récupérateur de chaleur et une chambre de combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides. C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit, pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvant être refroidies à l'aide de circulation d'eau ou d'un autre fluide. Un refroidissement de la turbine au moyen d'une circulation d'eau prévu aussi dans le brevet de Curtis (1895), mais, dans ce dernier cas, la turbine est du type à chutes de vitesse.

Une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la Société des Turbomoteurs à Paris (1905). Une roue de turbine à chute de vitesse entraînait un compresseur centrifuge à trois corps et vingt-cinq étages ; les gaz de combustion, avant d'entrer dans la turbine, étaient refroidis, par injection d'eau, à la température de 560°C. Par suite des faibles valeurs des rendements propres de la turbine et du compresseur, le rendement thermique total de l'installation n'était que de l'ordre de 3%. Armengaud et Lemale ont néanmoins le mérite d'avoir réalisé la première turbine à gaz capable d'entraîner son compresseur à la vitesse normale.

Ce sont précisément les difficultés dues au mauvais rendement des compresseurs qui sont à l'origine de l'idée, due à Holzwarth, de munir la turbine à gaz d'une chambre de combustion alimentée de l'air à la pression atmosphérique. Le combustible introduit dans cette chambre était allumé par un

dispositif d'allumage électrique, et comme la sortie de la chambre était fermé par une soupape, la combustion avait lieu en vase clos, ce qui provoquait une élévation de pression jusqu'à 4,5 bars environ ; sous l'effet de cette pression, la soupape s'ouvrait et les gaz passaient dans la turbine. La turbine de Holzwarth est donc une turbine à explosion, ou à volume constant ou à fonctionnement discontinu.

La première turbine conçue suivant ce principe a été construite en 1908, par la société Körting de Hanovre. Cette machine était munie d'un dispositif de réfrigération par une circulation d'eau ; une partie de l'eau s'évaporait et la vapeur produite était détendue dans une turbine à vapeur qui entraînait la soufflante de balayage. D'autres turbines à explosion ont été construites par Brown, Boveri et Cie, ainsi que par la société Thyssen. Toutes ces expériences ont montré, en particulier, qu'au lieu d'alimenter la chambre de combustion avec de l'air à la pression atmosphérique, il était préférable de soumettre cet air à une pression préalable, pouvant atteindre 3 bars, la pression d'explosion atteignant, dans ce cas, une valeur de 14 bars environ. Un autre perfectionnement, qui a été appliqué à la turbine de Holzwarth construit par Brown, Boveri et Cie en 1933, consiste à munir la turbine de deux chambres de combustion alimentant alternativement le même secteur de tuyère d'admission ; les dimensions des soupapes et des tuyères sont telles que l'alimentation de la turbine est pratiquement continue.

En fin, les progrès ainsi réalisé ont abouti à la création de la première turbine à combustion destinée à la production de l'énergie électrique. Cette turbine, construite par Brown, Boveri et Cie, a été présentée à l'Exposition Nationale de Suisse de 1939 à Zurich et, l'année suivante, elle a été installée dans un abri souterrain de Neuchâtel.

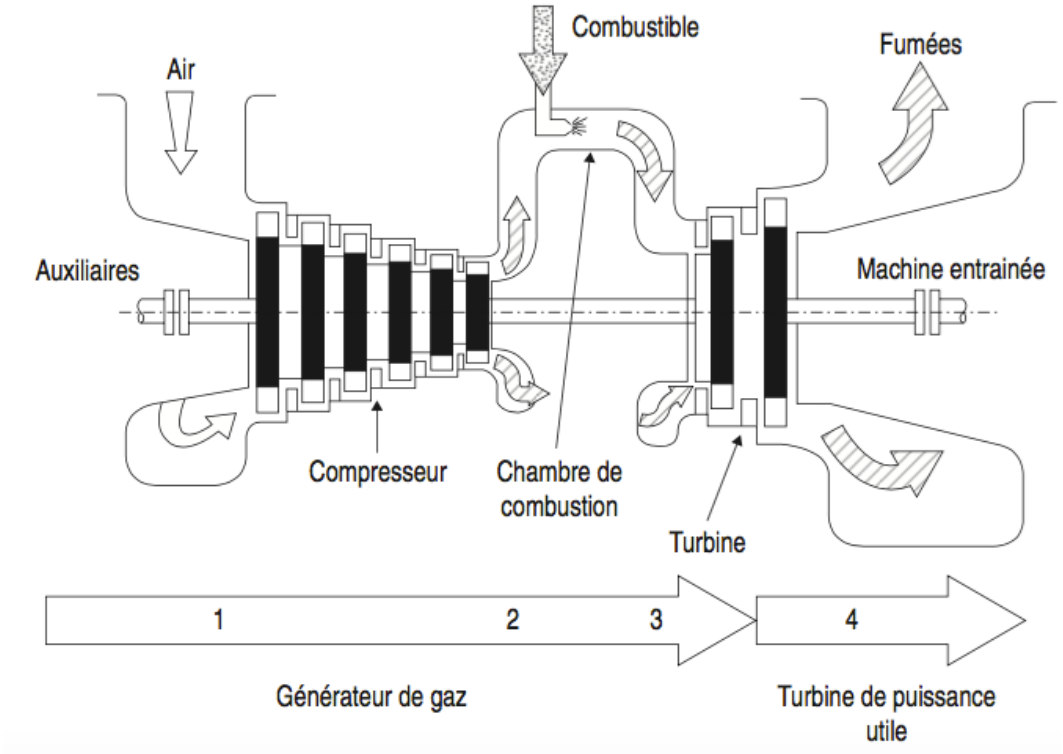
3. Principe de fonctionnement :

Le compresseur axial aspire et comprime l'air atmosphérique en augmentant son pression et enthalpie. Une fraction de cet air entre la chambre de combustion, où le combustible est injecté et brûler. Après, les gaz chauds de combustion subissent une détente à travers la turbine, où l'énergie thermique est transformée en une énergie mécanique de rotation de la turbine.

Le compresseur axial est monté au même arbre que la turbine, de cet effet, une fraction de la puissance générée par la turbine est utilisée pour faire tourner le compresseur. Au démarrage, le compresseur est entrainé par un système de lancement par moteur électrique ou turbine de lancement (entraînée par la détente du gaz sous pression). Quand la turbine à gaz atteint la vitesse de rotation de fonctionnement normal, le système de lancement est coupé, et la turbine à gaz devient un système auto-suffisant.

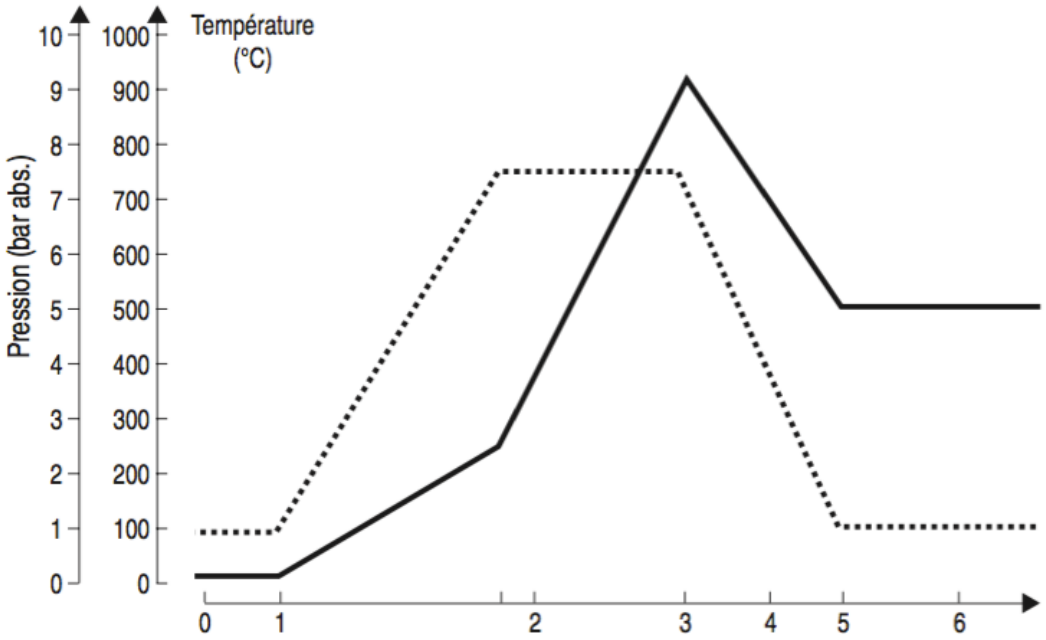
Alors la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comportant pas, dans toute section donnée, une variation périodique de l'état du fluide ; mais tandis que dans la turbine à vapeur le fluide ne subit qu'une seule transformation, qui est la détente, la turbine à gaz est le siège de l'ensemble des transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Vue sous cet aspect, la turbine à gaz peut être assimilée aux moteurs à combustion interne à mouvement alternatif.

Alors, la turbine à gaz est un moteur à combustion interne où les différentes transformations s'effectuent dans des parties juxtaposées.



-Figure 12-

L'évolution des pressions et températures des gaz dans la turbine à gaz est représentée sur le schéma suivant :



-Figure 13-

Ces évolutions sont les suivantes :

De 0 à 1 : C'est le parcours de l'air dans l'ensemble de filtration et la gaine d'aspiration. Il y a une faible perte de pression à cause des filtres et du silencieux.

De 1 à 2 : C'est le parcours dans le compresseur.
Il y a élévation de la pression (jusqu'à 7,5 bar environ). L'air en se comprimant s'échauffe, la température monte aux environs de 250°C.

De 2 à 3 : C'est le parcours dans la chambre de combustion.
Par combustion de la totalité de combustible, il y a élévation de la température. Pour la bonne tenue des matériaux au contact des gaz chauds, la température au point 3 est limitée à 950°C par l'utilisation d'un grand excès d'air de combustion (de l'ordre de 300 %).

De 3 à 4 : C'est la détente dans la turbine HP, qui se traduit par une baisse de pression et de température. L'énergie mécanique recueillie permet d'assurer l'entraînement du compresseur.

De 4 à 5 : C'est la détente dans la turbine BP, qui se traduit par une baisse de la pression et de la température. L'énergie mécanique recueillie permet d'assurer l'entraînement de l'alternateur. Si la pression à la sortie de la turbine BP est sensiblement égale à la pression atmosphérique, la température des gaz

d'échappement est encore aux environs de 530°C. Compte tenu de l'excès d'air de combustion, la teneur en oxygène des gaz d'échappement est de l'ordre de 15 %.

4. Comparaison avec la turbine à vapeur :

Lorsque l'énergie (mécanique ou électrique) est produite à l'aide d'une turbine à vapeur, les produits de combustion ne décrivent pas un cycle thermodynamique : ils ne fournissent pas directement un travail, mais, après avoir cédé la plus grande partie à l'eau et à sa vapeur, ils sont rejetés à l'atmosphère où ils se refroidissent jusqu'à la température ambiante. Cette transmission de chaleur des gaz au fluide moteur est réalisée à l'aide des échangeurs de chaleur.

Une telle séparation entre le fluide chauffant et chauffé par des surfaces d'échange disparaît complètement dans une turbine à gaz à circuit ouvert ; la combustion y est réalisée sous une pression supérieure à celle de l'atmosphère, et ce sont les produits de combustion eux-mêmes qui jouent le rôle de fluide moteur. Les différents échangeurs gaz-eau, gaz-vapeur et gaz-air se trouvent ainsi supprimés, et la chaudière est remplacée par une chambre de combustion qui est un appareil beaucoup plus simple.

Dans la turbine à gaz, une grande puissance est consommée par le compresseur axial (jusqu'à deux tiers de la puissance développée par la turbine). Dans cette turbine, le rendement du compresseur axial joue un rôle important à la détermination du rendement global de la machine, contrairement à la turbine à vapeur où la puissance utile ne diffère que de quelques centièmes de la puissance développée par la turbine.

La turbine à gaz se prête à un démarrage rapide. En revanche, son rendement est inférieur à celui d'une centrale à vapeur et, ce qui est également important, elle se prête moins facilement à l'utilisation de combustibles de mauvaise qualité. Pour toutes ces raisons, la turbine à gaz à circuit ouvert et cycle simple convient particulièrement à la production d'énergie de secours ou de pointe, production qui implique une faible utilisation annuelle. Une telle turbine à gaz peut être combinée avec un générateur de vapeur, pour la production, soit d'énergie électrique et de chaleur, soit d'énergie électrique seulement ; dans ce dernier cas, l'installation comporte aussi une turbine à vapeur alimentée par le générateur.

5. Les différents composants de la turbine à gaz :

i. Le compresseur axial :

Le compresseur utilisé dans la plupart des turbines à gaz modernes est un compresseur à écoulement axial, dans lequel l'écoulement entre d'une façon axiale (parallèle à l'axe du compresseur) et sort aussi avec une direction axiale.

Le compresseur comprime le fluide en l'accélérant d'abord par la rotation des aubes puis en le diffusant dans le stator pour transformer l'énergie cinétique de ce fluide en une énergie de pression.

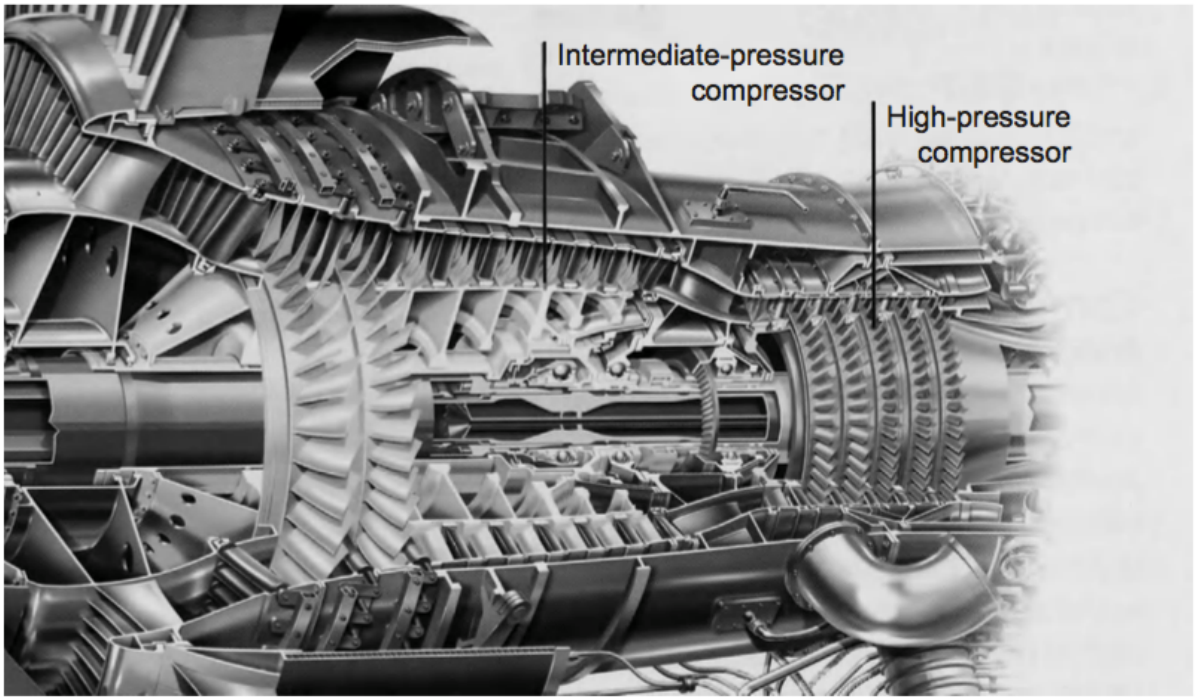
Le compresseur axial est la partie la plus importante dans la turbine à gaz. Les performances de cette dernière dépendent essentiellement des performances du compresseur axial. Il prend plus que 50% de la puissance générée par la turbine.

Un étage du compresseur axial est composé d'une rangée d'ailettes fixes (Stator) et d'une rangée d'ailettes mobiles (rotor). Les ailettes mobiles sont destinées à transformer l'énergie mécanique en énergie cinétique et à la communiquer au fluide, et les aubes fixes guident l'air pour le faire pénétrer dans l'étage successif du rotor, sous l'angle qui convient. Généralement, une rangé des directrices précède le premier étage du compresseur pour faire diriger l'air à l'entrée du compresseur sous l'angle qui convient.

Dans le compresseur axial à multi-étages, l'air est comprimé progressivement, chaque étage a un rapport de pression de 1 jusqu'à 1,4 bar. De cette façon des grandes pressions sont achevées (30 bars pour certaines applications industrielles), avec des grands rendements.

Le compresseur est réalisé d'une façon que la vitesse de l'écoulement axial reste toujours constante, cela est obtenu en donnant une forme convergente à la veine d'écoulement de l'entrée vers sortie.

Dans les turbines à gaz modernes le compresseur axial est composé d'un grand nombre d'étage par rapport à la turbine, cela est à cause de la différence fondamentale de la nature de l'écoulement dans le compresseur et la turbine. Dans la turbine l'écoulement relatif dans chaque étage d'aubes est accéléré, au contraire dans le compresseur où l'écoulement relatif est décéléré. Il est connu que l'accélération rapide du fluide à travers un passage cause moins de perte de puissance que la décélération rapide. De cet effet le compresseur axial est réalisé d'une façon qu'il provoque une décélération lente à travers chaque étage d'aubes, qui exige un grand nombre d'étages.


Intermediate-pressure
compressor
High-pressure
compressor

-Figure 14-

Les aubes du compresseur axial sont convexes d'un côté et concaves de l'autre. Le rotor tourne vers le sens des aubes concaves ce qui crée une pression du côté concave et une succion du côté convexe.

Le gain d'énergie par kilogramme par étage de compresseur s'écrit :

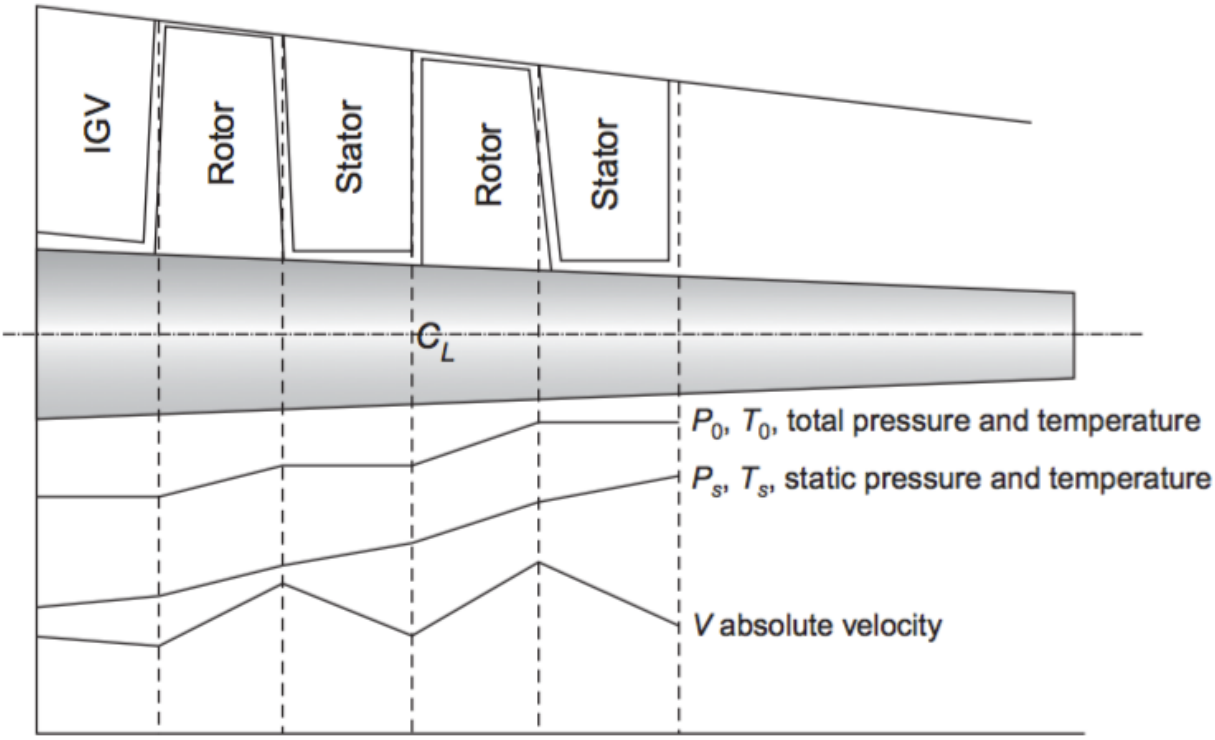
$$\Delta H = \frac{H_2 - H_1}{N_{étages}}$$

H_1 et H_2 sont les enthalpies à l'entrée et la sortie du compresseur respectivement, et $N_{étages}$ est le nombre d'étages du compresseur.

Supposant que le fluide est un gaz parfait, l'augmentation de la température par étage de compresseur s'écrit :

$$\Delta T = \frac{T_1((\frac{P_2}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{N_{étages}}$$

T_1 : La température à l'entrée du compresseur
P_1 et P_2 : Les pression d'entrée et de sortie du compresseur



-Figure 15-

L'augmentation du taux de compression pour un seul étage est limitée par la

vitesse relative entre le rotor et le fluide, et la géométrie des aubes. L'étage d'un compresseur d'un moteur civil donne des valeurs entre 1,15 et 1,6 en condition optimale d'utilisation. Pour augmenter ces valeurs, le compresseur axial est composé de plusieurs étages et de l'évolution de la vitesse de rotation.

Un taux de compression par étage plus élevé est possible si la vitesse relative entre le fluide et les rotors est supersonique, cependant ceci est réalisé aux dépens de l'efficacité et de l'utilisation. De tels compresseurs, avec des rapports de pression de 2 par étage, ne sont utilisés que pour réduire au maximum la taille du compresseur, le poids ou la complexité, c'est pourquoi ces technologies sont réservées aux avions militaires.

Le profil des aubes est optimisé pour respecter le domaine d'utilisation de l'étage du compresseur.

Bien que des compresseurs puissent fonctionner sous des régimes différents d'écoulement (vitesse de rotation, taux de compression, ...), cela a pour conséquence de pénaliser son rendement et voir même provoquer un arrêt de fonctionnement.

L'arrêt de fonctionnement est provoqué par le décrochage aérodynamique du fluide sur le rotor et provoque l'apparition d'un bouchon aérodynamique appelé pompage. Le pompage est un phénomène dangereux pour le compresseur car il peut provoquer la rupture d'aubes.

Les turboréacteurs modernes utilisent une série de compresseurs, tournant à des vitesses différentes (montage simple ou double corps) pour obtenir un taux de compression de 40 pour alimenter la chambre de combustion.

- Le rôle du compresseur axial se résume en :

– Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
– Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.
– Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

ii. La chambre de combustion :

La chambre de combustion est la partie où l’énergie thermique est fournie. C’est une enceinte (ou plusieurs disposées diamétralement), où le mélange air-combustible subit une combustion. Une fraction de l’air arrivant du compresseur (30%) entre la chambre de combustion et participe à la combustion et le

refroidissement des tubes à flamme, et l'autre 70% de l'air est utilisée pour diluer les gaz très chauds afin de diminuer leur haute température.

Le mélange air-combustible dans la chambre de combustion est allumé grâce à une bougie qui provoquent une étincelle. Dans le cas où il y a plusieurs chambres, l'étincelle est provoquée dans une seule ou deux chambres, la flamme ensuite est communiquée aux autres chambres à travers des tubes.

Ce qui concerne le type de disposition des chambres de combustion dans une turbine à gaz, ils existent trois types :

- Les chambres à barillet de tube de flamme :
  Six à douze tubes de ce type sont montés en parallèle autour de l'axe de la turbine à gaz. Ils sont interconnectés de manière à équilibrer les pressions et permettre la propagation de l'allumage.
- Les chambres à silos :
  Dans ce cas, les chambres, séparées de l'axe, sont de taille beaucoup plus importante, ce qui permet de mieux maîtriser la combustion, notamment en ce qui concerne les émissions de polluants (NOx).
- Les chambres annulaires :
  La chambre comporte une seule enceinte, annulaire, le carburant étant injecté en de nombreux points. On peut ainsi obtenir une flamme plus courte et un meilleur rendement de combustion.

Ce qui concerne le type de combustion dans la chambre de combustion, ils existent deux types :

- Combustion à diffusion.
- Combustion à émissions basses.

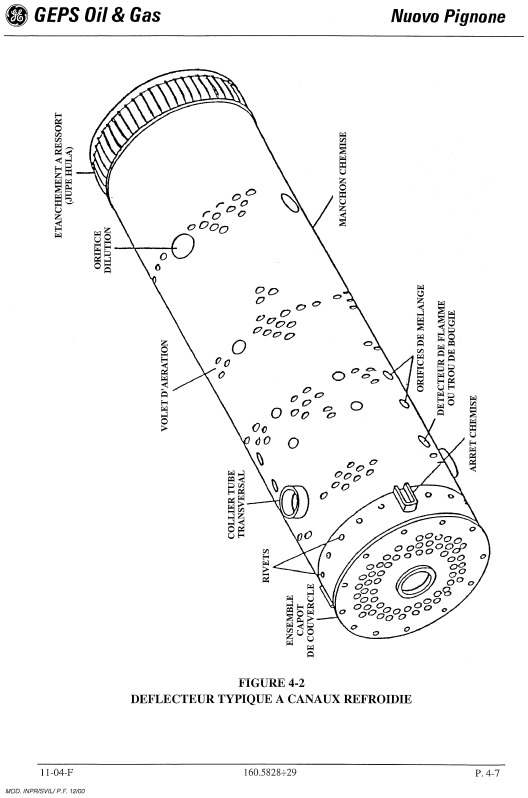
Dans les turbines à gaz modernes les anciennes chambres à diffusion sont remplacées par des chambres à émissions basses en ajoutant la vapeur d'eau pour réduire les émissions NOx produites par la combustion.

Dans les chambres de combustion à diffusion, peu d'air est utilisé pour la combustion (10%), le reste est destiné pour le refroidissement et le mixage. L'air arrivant du compresseur doit être diffusé avant la combustion. La vitesse de cet air est généralement entre 122 et 183m/s, et la vitesse dans la chambre de combustion doit être inferieure à 15m/s pour éviter le passage de la flamme dans la turbine.

La puissance de la turbine à gaz dépend de la température maximale atteinte dans la chambre de combustion, de fait que la turbine ne peut pas résister

l'écoulement des gaz excédants une certaine température, la température maximale dans la chambre de combustion est toujours limitée.

Avec des systèmes de refroidissements plus développés, les turbines à gaz modernes peuvent supporter jusqu'à 1600°C.



-Figure 16-

iii. La turbine :

La turbine est la partie où la puissance mécanique est développée grâce à la détente des gaz chauds arrivants de la chambre de combustion. Une directrice précède la turbine, son rôle est d'augmenter l'énergie cinétique des gaz chauds en réduisant leur énergie thermique. La trajectoire des gaz dans la turbine est tangentielle au profil des aubes afin d'éviter les chocs et d'avoir un couple résultant maximal.

La roue de la turbine se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple ; elles sont creuses afin

de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

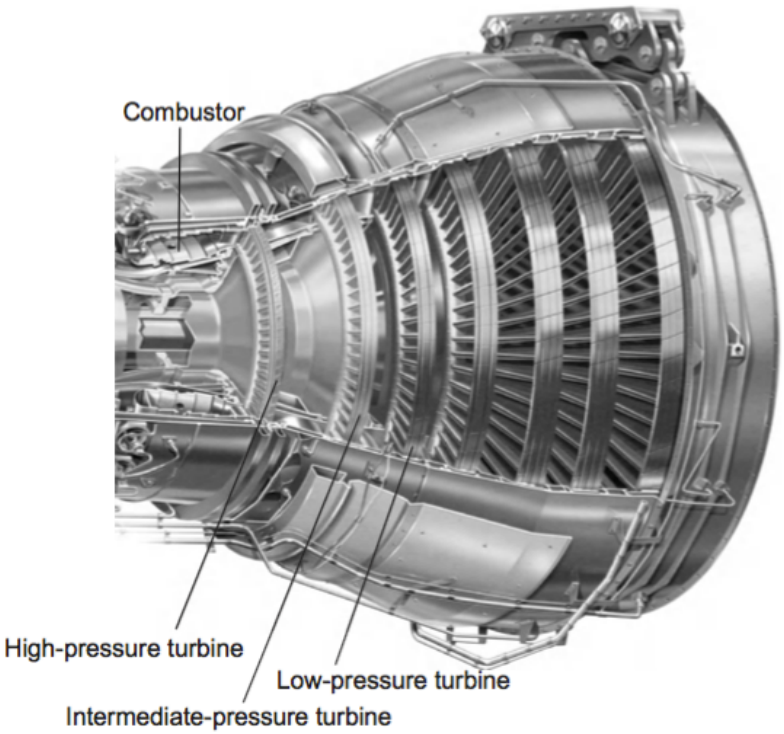
En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers. Ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue.

Dans les turbines à gaz à deux arbre, la première roue de la turbine, appelée roue HP, est montée directement à l'arbre du compresseur pour l'alimenter, et une deuxième détente aura lieu dans une roue BP (basse pression). Les gaz sortants de la première turbine traversent une autre directrice avant d'entrer dans la deuxième turbine.

Du fait que les gaz chauds ont subit une première détente dans la turbine HP, la deuxième turbine est conçue d'une façon à maximiser l'énergie récupérée. La turbine BP est d'un plus grand diamètre avec des aubes plus longs.

La turbine BP n'est pas montée à l'arbre du compresseur, de cet effet, cette turbine peut fonctionner à une variété de vitesse, permettant de changer la vitesse d'entrainement.

La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre.



6. Technologie des turbines à gaz :

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion à ce qui précède.
Aussi, les matériaux utilisés sont de haute qualité : matériaux réfractaire à base de nickel ou cobalt additionné de chrome, ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal.

De plus, une partie du débit d'air (10 à 15 %) sortant du compresseur est dévié pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air “frais” entre l'ailette et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température de peau du métal.
Au niveau de la chambre de combustion, le débit d'air est divisé en plusieurs flux : environ 20 % du débit sert de comburant, 70 % sert d'air de dilution et le reste sert à refroidir les parois de la chambre et réduire la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de

combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

Généralement, il est nécessaire d'alimenter la chambre de combustion par le carburant en utilisant une pompe pour le combustible liquide, ou un compresseur pour les gaz. Cependant, dans les station d'expédition du gaz naturel, la chambre de combustion est alimenté par le gaz d'expédition lui même.

Des efforts importants ont été entrepris par les constructeurs pour limiter la pollution de l'air par les turbines à gaz, en particulier en réduisant les rejets d'oxyde d'azote (NOx). L'utilisation de gaz naturel permet une émission faible de dioxydes de soufre (SO2) et de monoxyde de carbone (CO). Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés tandis que les turbines à gaz de conception moins sophistiquée et de prix moins élevé sont préférées par les pays en voie de développement.

7. Système de démarrage :

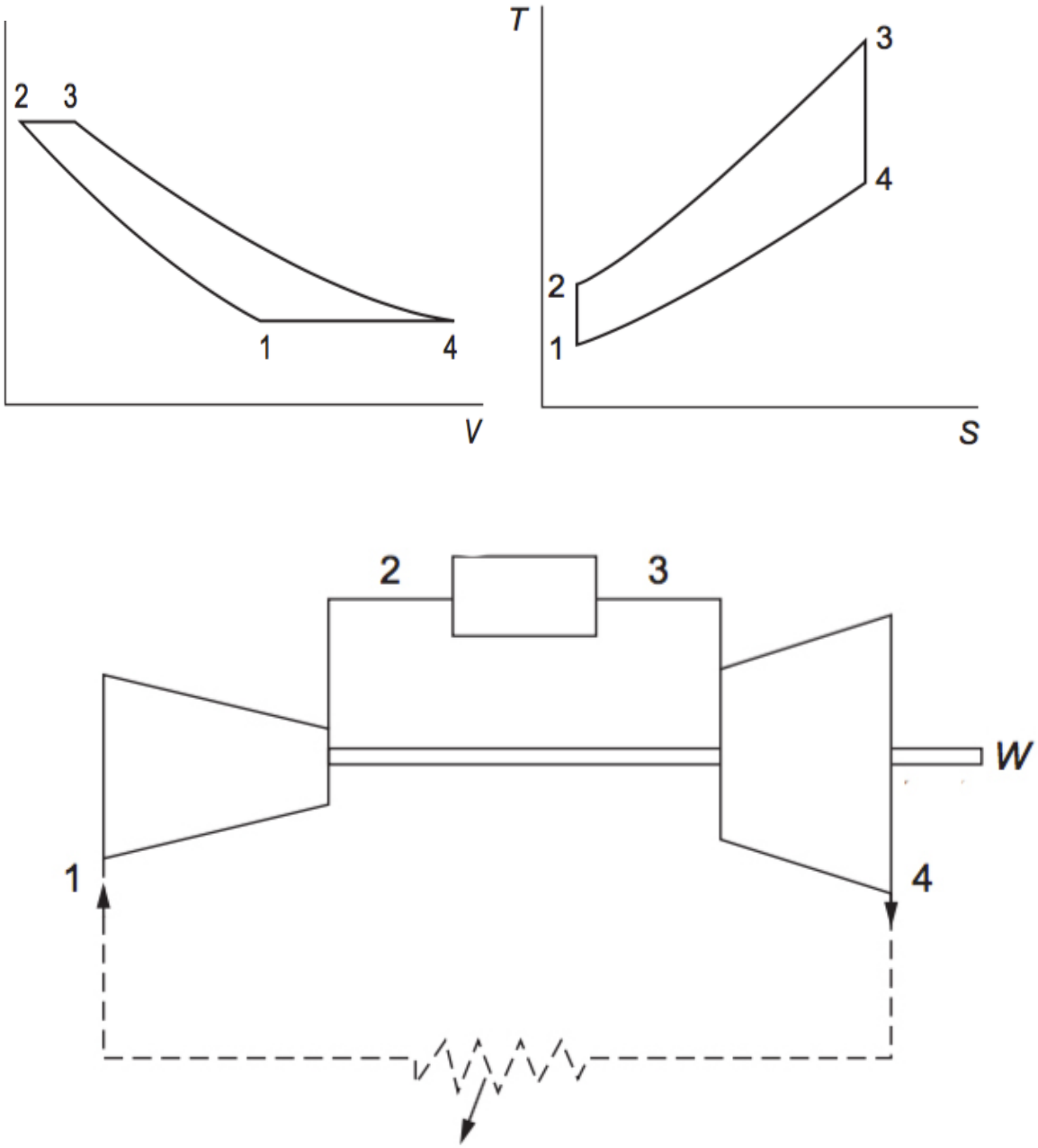
Le démarrage de la turbine à gaz est assuré en utilisant un moteur électrique, moteur diesel ou une turbine de lancement. Les turbines modernes utilisent le générateur comme un moteur pour le lancement. Après que la combustion est assurée et la turbine atteint une certaine vitesse, le moteur est débrayé et devient un générateur.

Le lancement dans la turbine MS5002b, est assuré par une turbine dite de lancement à une roue, alimenté par le gaz naturel (un piquage) à une pression de 18 bars, ce gaz ce détend dans la roue de cette turbine, en la quittant à une pression atmosphérique (le gaz détendu est envoyé vers la torche), la turbine de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale (≈1100 tr/mn) dans une minute, l'ensemble se stabilise pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000 tr/mn), le passage de 22% à 60% se fait dans environ 8 minutes. A la vitesse de 3000 tr/mn, la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

8. Cycle et rendement thermodynamiques :

Le cycle de Brayton en sa forme idéale comprend deux transformations isobariques et deux transformations isentropiques. Les transformations isobariques transformations isentropiques ont lieu dans le compresseur et la turbine. Fig2 montre les diagrammes *P-v* et *T-s* pour un cycle de Brayton.



-Figure 17-

Considérons le cycle thermodynamique sans tenir compte des pertes dans la turbine et dans le compresseur. Un tel cycle s'appel cycle théorique.

Le compresseur aspire et comprime l'air (transformation adiabatique1-2), puis, on a l'apport de la chaleur dans la chambre de combustion à la pression constante ; La température des gaz augmente dans la chambre de combustion de T_2 jusqu'à T_3, après les gaz se détendent adiabatiquement dans la turbine de la pression P_3 jusqu'à la pression atmosphérique P_4.

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

Les cycles de l'installation de turbine à gaz sont divers, d'après l'utilisation du fluide moteur dans le cycle, on distingue le cycle fermé et le cycle ouvert.

Dans l'installation de turbine à gaz à cycle ouvert le fluide moteur après avoir fourni le travail s'échappe dans le milieu ambiant (comme dans les moteurs à combustion interne) et au contraire, dans l'installation de turbine à gaz à cycle fermé le fluide moteur circule constamment dans le contour et accomplit le cycle fermé.

En ce qui concerne l'apport de chaleur, il existe deux types : l'apport de chaleur à la pression constante et l'apport de chaleur au volume constant.

Dans les installations des turbines à gaz moderne on utilise principalement l'apport de chaleur à p=constant.

Les installations de turbines à gaz les plus simples comprennent les éléments suivants : compresseur d'air, chambre de combustion, turbine à gaz, et une pompe ou compresseur d'alimentation de combustible.

La turbine à gaz et le compresseur se trouve sur le même arbre , le compresseur aspire l'air atmosphérique, le comprime puis l'envoie vers la chambre de combustion, dans cette chambre à la pression constante le combustible pulvérisé brule et le fluide moteur reçoit une quantité de chaleur, la température des gaz augmente, puis ces gaz pénètrent dans la turbine à gaz et au cours de la détente des gaz, l'énergie thermique est transformée en énergie cinétique et celle–ci se transforme à son tour en énergie mécanique.

Le rendement :

La puissance du compresseur :

$$P_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

La puissance de la turbine :

$$P_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)(h_3 - h_4)$$

La puissance utile :

$$P_u = P_t - P_c$$

Le rendement total du cycle :

$$\eta_t = \frac{P_u}{Q_{2,3}}$$

L'augmentation du rapport de pression et la température dans la chambre de combustion augmente le rendement du cycle des turbines à gaz simple. Le rendement idéal du cycle peut être écrit de cette façon :

$$\eta_{idéal} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Figure 18 montre la relation entre le rapport de pression et la température dans la chambre de combustion sur le rendement total du cycle. L'augmentation du rapport de pression augmente le rendement, mais, en dépassant une certaine valeur, l'effet de l'augmentation du rapport de pression devient réciproque sur le rendement.

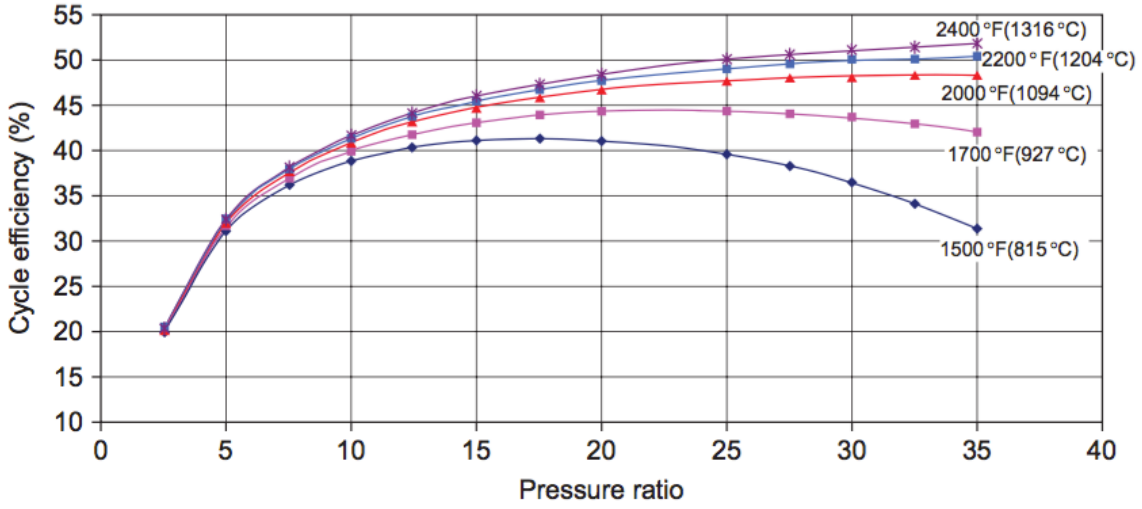
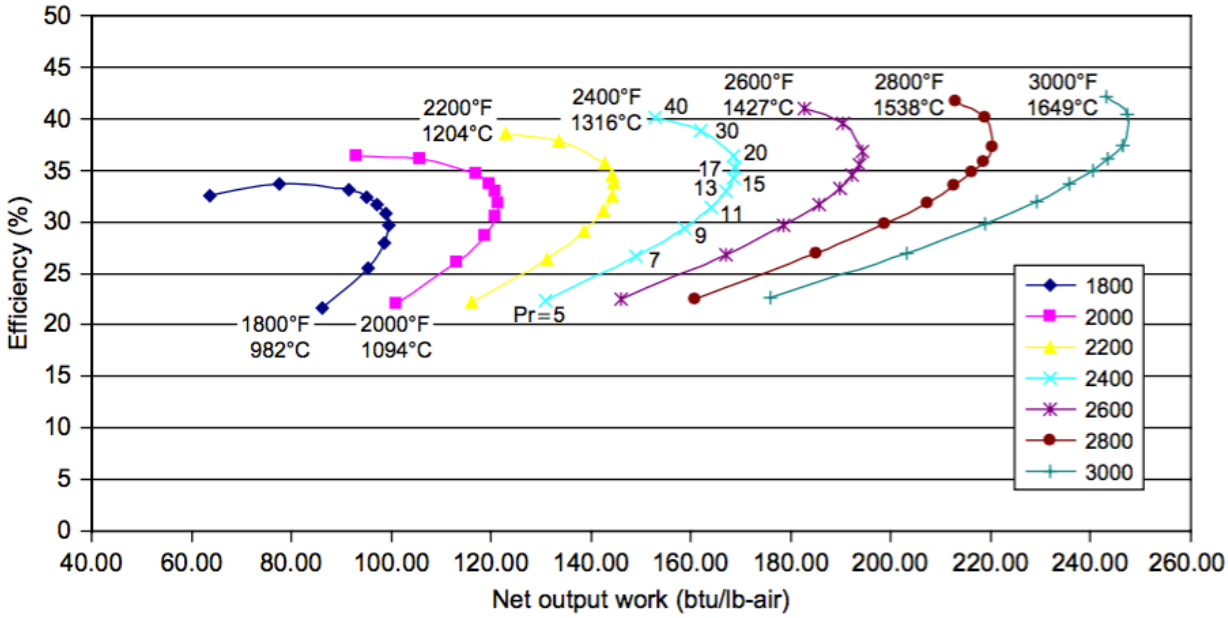


Figure 18

Pour chaque augmentation de 55,5°C de la température à l'entrée de la turbine, la puissance utile augmente approximativement de 10%. Figure 4 montre les performance d'une turbine à gaz à cycle simple en fonction de la température à l'entrée de la turbine et le rapport de pression.



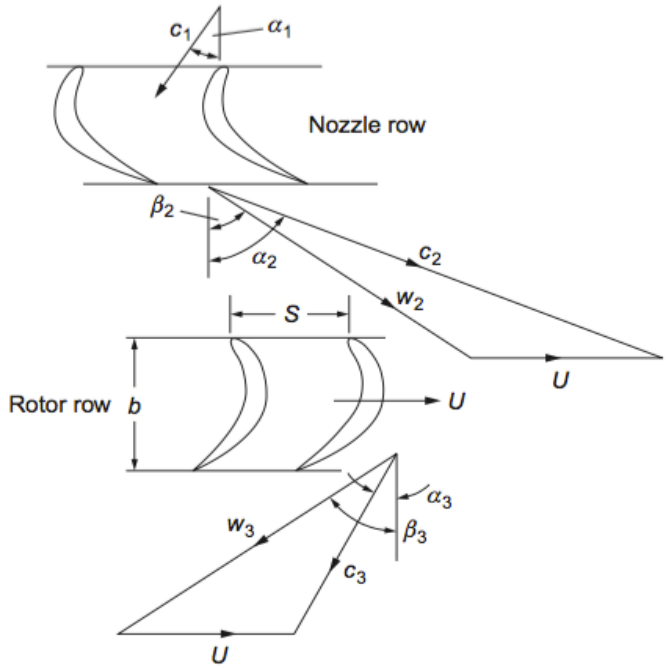
Une autre méthode pour achever des rendements plus élevés de la turbine à gaz est d'utiliser la température des gaz d'échappement pour chauffer l'air à la sortie du compresseur, donc la diminution de l'énergie fournie comme carburant pour l'obtention de la température nécessaire à l'entrée de la turbine.

Ils existent aussi des cycles combinés où la chaleur récupérée depuis les gaz d'échappement est utilisée pour alimenter une chaudière d'un cycle de Rankine. Ce qui permet de générer une puissance par la détente de vapeur d'eau ou un autre gaz.

9. Etage de la turbine :

L'étage de la turbine axiale comprend une rangé des ailettes fixes appelée stator, et une rangé des aubes mobiles appelée rotor. Le fluide entre le stator à une vitesse absolue c_1 à un angle α_1 et accélère jusqu'une vitesse absolue c_2 à un angle α_2 . (Fig19) représente les triangles de vitesse d'un étage de turbine.

La vitesse relative à l'entrée du rotor w_2 à l'angle β_2, est déterminée par la soustraction vectorielle de la vitesse circonférentielle et U et la vitesse absolue c_2. L'écoulement relatif dans le rotor accélère jusqu'à une vitesse w_3 à un angle β_3 à la sortie du rotor.

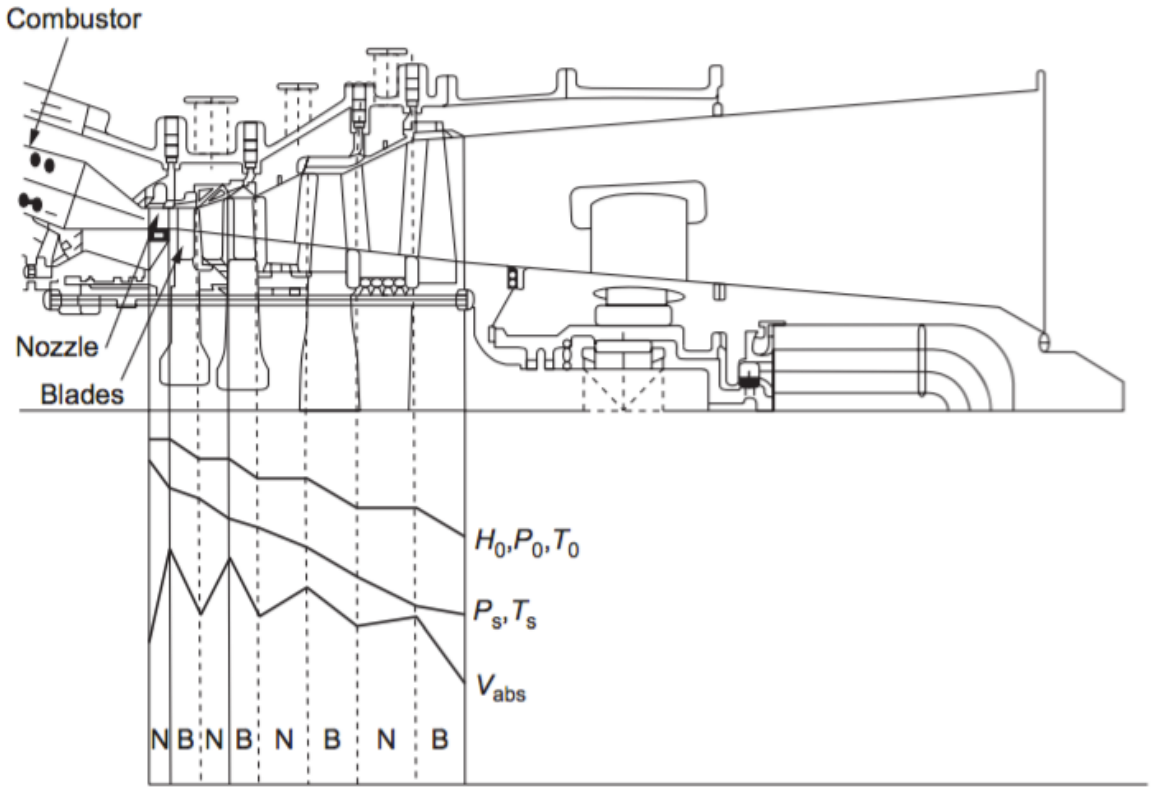


-Figure 19-

Un étage de turbine peut être présenté comme à action ou à réaction ; cette particularité constructive provient du fait que la détente des gaz chauds (chute d'enthalpie) peut s'effectuer entièrement dans le distributeur (étage à action) comme elle peut être repartie entre le distributeur et la roue (étage à réaction).

Une turbine peut être composée par un ou plusieurs étages. Dans le premier cas la turbine est dite turbine à un étage et dans le deuxième cas turbine à plusieurs étages ou multi étages. Le fonctionnement d'un étage de turbine peut être conçu de deux manières :

- Etage à action :
  Toute la détente a lieu dans l'aubage fixe, le rôle de l'aubage mobile étant d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente, c'est-à-dire de transformer cette énergie cinétique en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la machine.
- Etage à réaction :
  Le fluide ne se détend dans l'aubage fixe que partiellement, le reste de la détente ayant lieu dans l'aubage mobile.



-Figure 20-

Les paramètres définissants un étage de la turbine :
Trois paramètres sot responsables à la forme des triangles de vitesse de la turbine

- Coefficient d'écoulement :
  C'est le rapport de la vitesse de l'écoulement axial dans la turbine par la vitesse de l'aube ($\Phi = c_x/U$), des petites valeur de Φ implique des angles d'écoulement relatif presque tangentielles. Des grandes valeurs implique des angles presque axiaux.

- Le coefficient manométrique :
  C'est le rapport de la différence d'enthalpie à travers l'étage par la vitesse de l'aube au carré ($\mu = \Delta h/U^2$). Un grand coefficient est désiré du fait qu'il donne la possibilité d'utiliser un petit nombre d'étage pour atteindre la puissance désirée. Cependant, le coefficient manométrique est limité par les pertes qu'il cause.

- Degré de réaction :
  C'est le rapport de la chute d'enthalpie dans le rotor par la chute d'enthalpie dans l'étage. ($\sigma = \Delta h_{mobile}/\Delta h_{étage}$), Un étage à action est donc un cas particulier d'un étage à réaction où σ =0. Dans la pratique, pour les étages à réaction on admet souvent σ = 0,5.

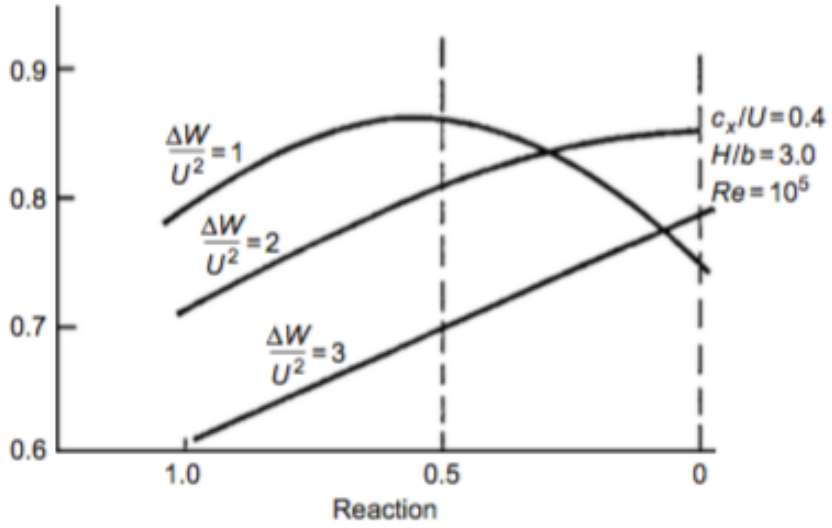
Un étage à réaction 0,5 implique des triangles de vitesse symétriques.

La majorité des turbines modernes sont composées de plusieurs étages. Le premier étage est généralement à action et le reste des étages sont à réaction de 50%. L'étage à action produit environ le double de puissance par rapport à un étage à réaction, mais l'efficacité d'un étage à action est moins de 50% d'un étage à réaction.

Effet de réaction au rendement de la turbine :

Supposant une turbine qu'on a déterminé tout les paramètres de l'étage sauf la réaction. On veut optimiser la valeur de cette réaction pour des déférents paramètres pour avoir le meilleur rendement.

Le diagramme ci-dessous montre que, pour une valeur du coefficient manométrique $\mu=1$, le rendement est maximal à 0,5 de réaction. Alors que, pour des valeurs supérieures du coefficient manométrique, le rendement maximal est achevé à zéro réaction, ce qu'est un étage à action.



10. Théorie d'Euler :

L'équation de la conservation de mouvement montre que le taux de changement de la quantité de mouvement est égal à la somme des forces de surface et du corps exercées sur le fluide.

En appliquant le principe de conservation de quantité de mouvement, le taux de changement dans le moment angulaire obtenu par le taux de changement dans la vitesse tangentielle égale à la somme de toutes les forces exercées sur le rotor. Cette somme est le moment indiqué du rotor.

Une certaine masse de fluide entre la turbomachine avec une vitesse initiale par un rayon r1 et sort avec une vitesse finale par un rayon r2. Supposant le débit massique dans la turbomachine est resté constant, le moment exercé par le changement dans la vitesse angulaire est écrit par :

$$T = \dot{m}(r_1 V_{\theta 1} - r_2 V_{\theta 2})$$

Alors, la puissance peut être écrite comme sui :

$$T\omega = \dot{m}(r_1 \omega V_{\theta 1} - r_2 \omega V_{\theta 2})$$

L'échange de puissance totale devient :

$$P = \dot{m}(U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2})$$

Où U est la vitesse de l'aube à l'entrée et à la sortie de la turbine.

L'équation d'Euler peut être exprimée en termes d'enthalpie comme sui :

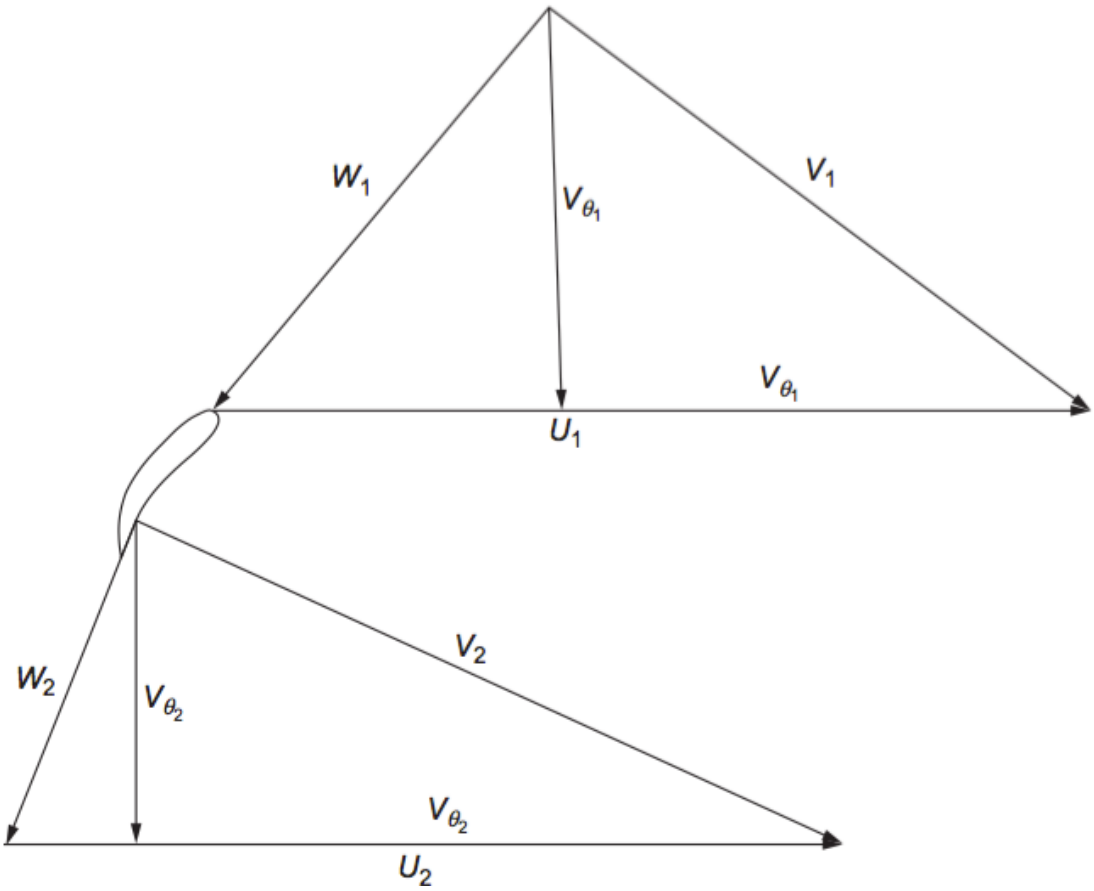
$$H = (U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2})$$

Ce qui montre la relation entre le taux de changement du vitesse angulaire et l'énergie par unité de masse.

Pour bien comprendre l'écoulement dans la turbine à gaz, il est nécessaire de comprendre le concept des vitesses absolue et relative. La vitesse absolue (V ou c) est la vitesse du gaz par rapport à un système de coordonnés stationnaire. La vitesse relative (W) est la vitesse relative au rotor.

L'équation d'Euler en termes des composantes de vitesse s'écrit :

$$H = \frac{1}{2}\left(\left({V_1}^2 - {V_2}^2\right) + \left({U_1}^2 - {U_2}^2\right) + \left({W_2}^2 - {W_1}^2\right)\right)$$



Les triangles de vitesse

11. Domaine d'utilisation de la turbine à gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

- **Appareils fixes :**
  - Générateur d'électricité
  - Compresseurs
  - Pompes

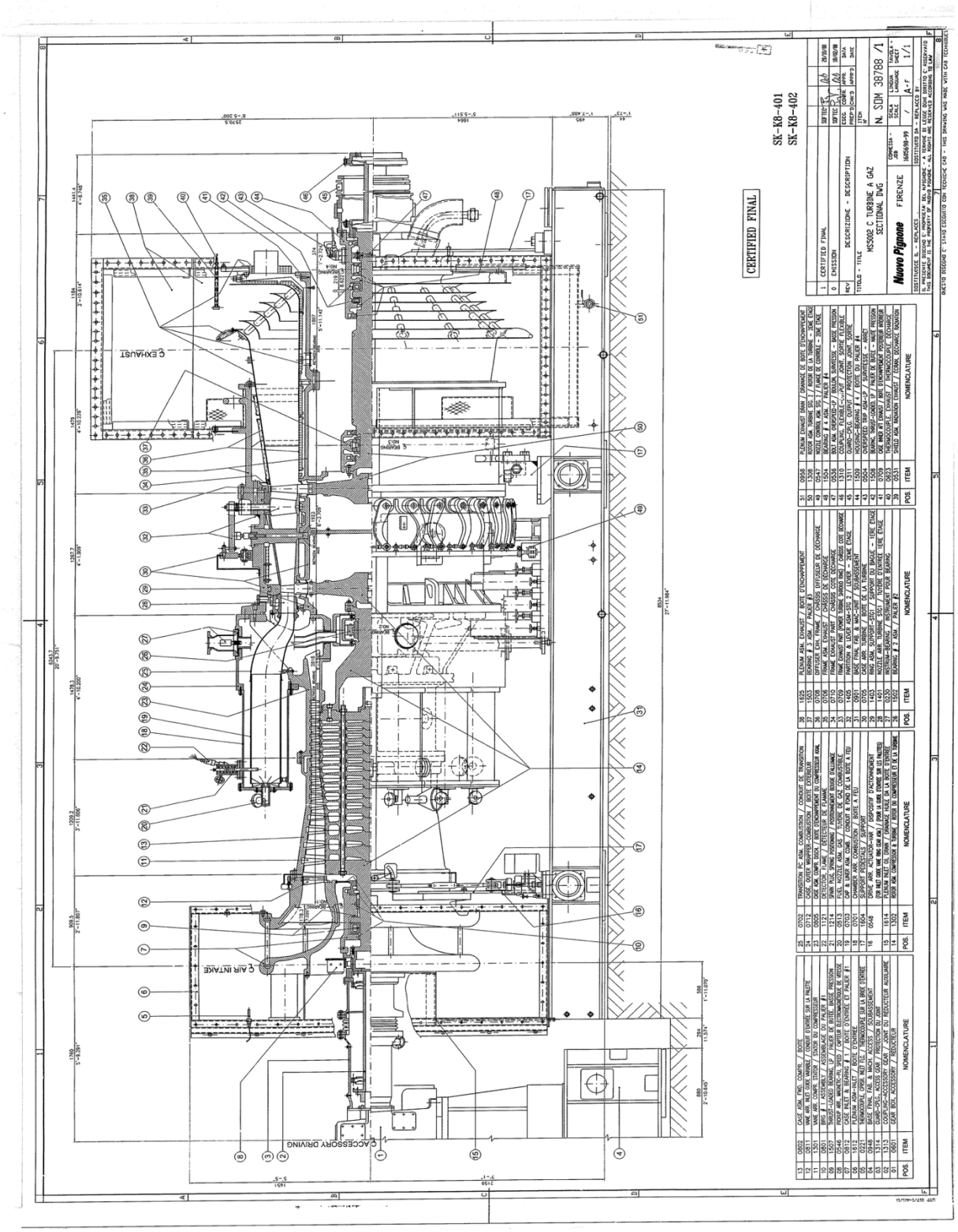
- **Appareils mobiles :**
  - Chemin de fer
  - Propulsion maritime
  - Aviation

12. Avantages et inconvénients de la turbine à gaz :

- **Avantages :**

  - Puissance spécifique élevée (kW/kg)
  - Installation simple (la principale servitude est la qualité et le volume de l'air aspiré)
  - Disponibilité élevée (> 95 %)
  - Poly-combustible (gaz, fioul, ...)
  - Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air)
  - Accepte les conditions climatiques extrêmes (moyennant des adaptations sur l'aspiration d'air et les auxiliaires combustible et lubrification)
  - Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée
  - Mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes)

- **Inconvénients :**
  - Au-dessous d'environ 3000*KW*, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
  - Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel : 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) : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 *KW*, 32 à 38 % pour un groupe diesel.


CERTIFIED FINAL
SK-K8-401
SK-K8-402
Nuovo Pignone
FIRENZE
MS5002 C TURBINE A GAZ
SECTIONAL DWG
N. SDM 38788 /1
NOMENCLATURE
POS. ITEM
DESCRIZIONE - DESCRIPTION
REV
TITOLO - TITLE
C AIR INTAKE
C EXHAUST
C ACCESSORY DRIVING

Chapitre IV

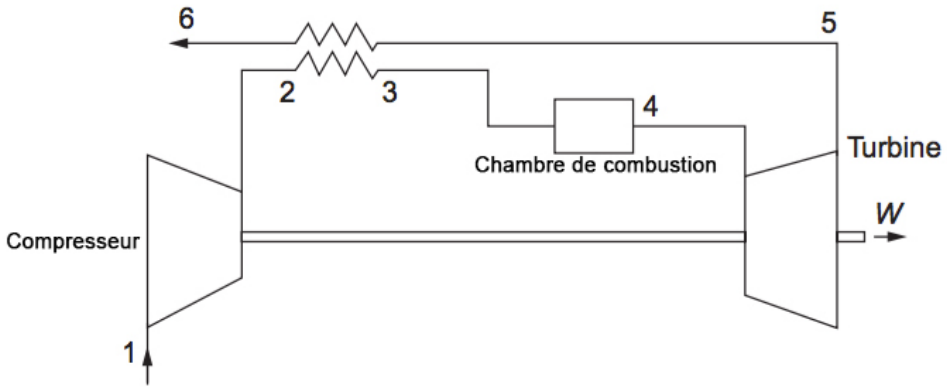
Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002b

P_u	Puissance utile
Pci	Pouvoir calorifique du combustible
η_{th}	Rendement théorique de la TAG
λ_k	Caractéristique de MEKONOVALOV=1,43. 10^{-3}
Cp_a	Chaleur spécifique isobare de l'air
α	Coefficient d'excès d'air=4
T_{amb}	Température ambiante
P_{atm}	Pression atmosphérique
r_c	Taux de compression du compresseur axial de la TAG
η_c	Rendement du compresseur axial
T_{10}	La température à la sortie du compresseur
h	Enthalpie
η_t	Rendement de la turbine
T_{11}	La température dans la chambre de combustion
T_{12}	La température à la sortie de la turbine
T_{13}	La température des gaz à la sortie du refroidisseur
$HE1$	Echangeur de chaleur 1 (Heat Exchanger)
$HE2$	Echangeur de chaleur 2
$HE3$	Echangeur de chaleur 3
ε	Efficacité de l'échangeur de chaleur
γ	Le rapport des chaleurs spécifiques

1. Les modes d'amélioration des performances de la turbine à gaz :

1.1. Le cycle régénéré :

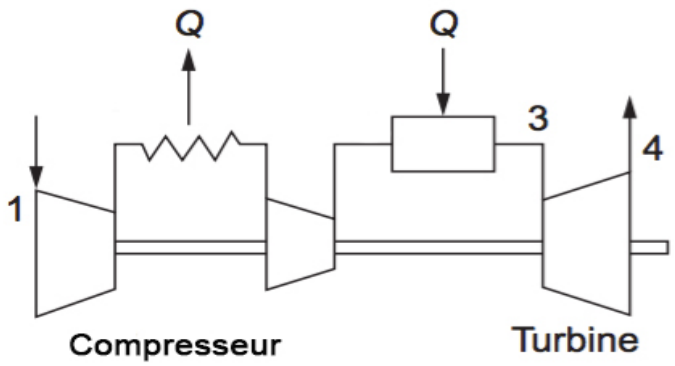
Le cycle régénéré est devenu très éminent dans les zones où le carburant est relativement cher. La quantité du carburant nécessaire pour alimenter les chambres de combustion peut être réduite en utilisant un régénérateur (ou réchauffeur) dans lequel les gaz chauds d'échappement sont utilisés pour préchauffer l'air avant la chambre de combustion.



Le cycle régénéré augmente la température à l'entrée de la chambre de combustion, donc il réduit la quantité du carburant utilisé pour atteindre la température nécessaire à la sortie de la chambre de combustion, ce qui augmente le rendement total de la turbine à gaz.

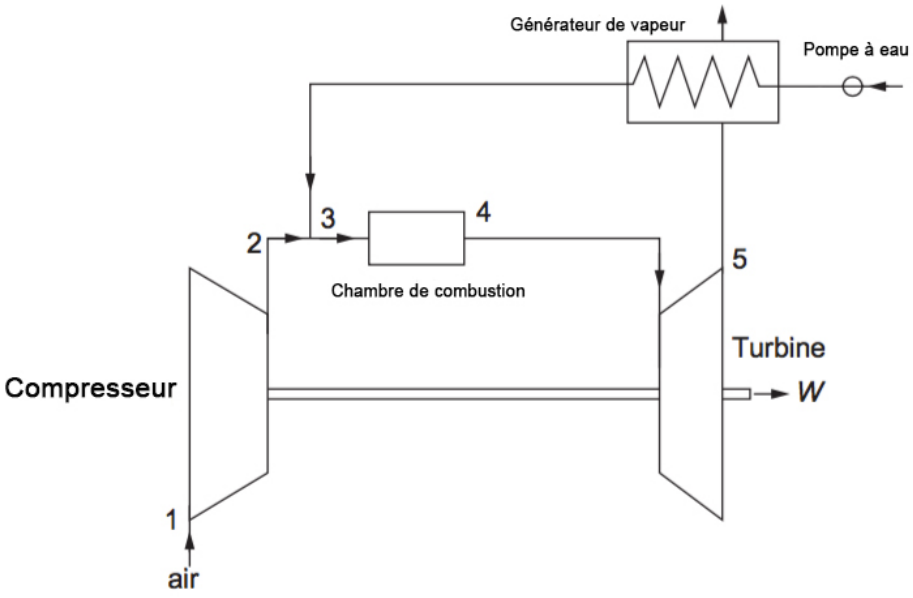
1.2. Le refroidissement de l'air entre les étages du compresseur axial :

La puissance utile de la turbine à gaz peut être améliorer en réduisant de la puissance absorbée par le compresseur axial. Cela peut être achevé par plusieurs méthodes y compris le refroidissement entre étages du compresseur.



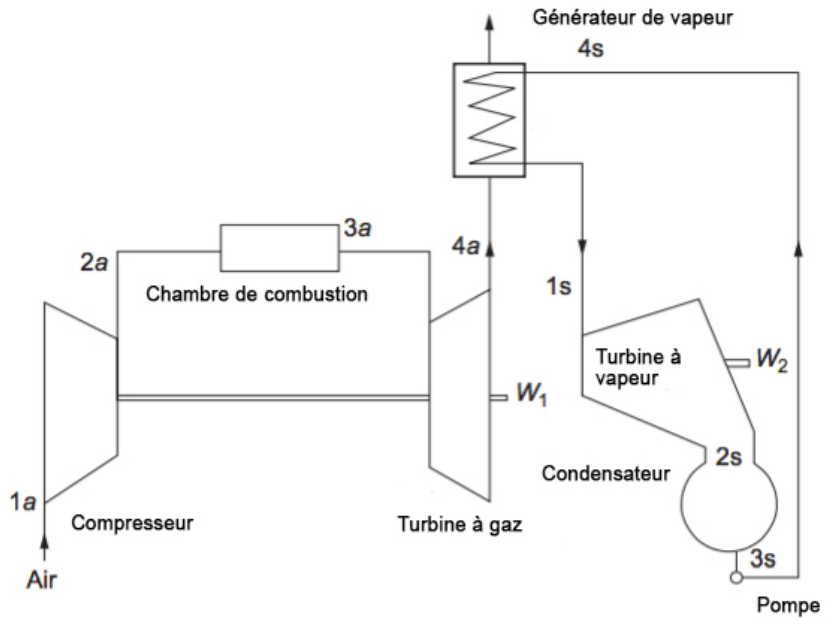
1.3. L'injection de l'eau dans la chambre de combustion :

Ce cycle peut être une réponse pour réduire la pollution et augmenter le rendement de la machine. Les problèmes de corrosion sont le grand inconvénient de ce cycle. Le principe est simple, l'eau est injectée avant l'entrée de la chambre de combustion ce qui augmente le débit massique de l'écoulement sans aucun travail supplémentaire sensible. La vapeur utilisée est générée par la chaleur des gaz d'échappement. Cette vapeur est injectée après le compresseur et entre dans la chambre de combustion pour créer un mélange convenable pour réduire les émission NO_x. Ce cycle résulte une augmentation de la puissance utile et le rendement de la machine.



1.4. Le cycle Brayton-Rankine :

Dans ce cycle, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont utilisés pour alimenter une chaudière pour la génération d'une vapeur. Cette vapeur subit une détente dans une turbine à vapeur pour générer une puissance. La puissance utile de ce système est la somme de la puissance utile de la turbine à gaz et la puissance générée par la turbine à vapeur. L'inconvénient principal de ce système est le coût élevé de réalisation, ainsi les émissions de NO_x sont toujours les mêmes est dépendent de la turbine à gaz utilisée.



1.5. Le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur

Une autre méthode pour améliorer la puissance utile de la turbine à gaz consiste de réduire la puissance consommée par le compresseur axial, est de refroidir l'air à l'entrée de ce dernier. Plusieurs techniques sont adoptées y compris :

i. Le refroidissement par vaporisation :

Cette technique consiste de l'eau étant pulvérisée sur un block. L'écoulement de l'air vaporise l'eau, ce qui en résulte une absorption de 1117 KJ par l'eau à 15°C. Ce qu'il permet de diminuer la température de l'air à l'entrée du compresseur. Cette technique est très efficace dans les régions à basse humidité.

ii. Réfrigération mécanique :

La vapeur de réfrigérant dans cette technique est comprimée soit par un compresseur à vis pour les petites installations ou par un compresseur centrifuge pour les grandes installations. Pour ces dernière le compresseur centrifuge absorbe une grande puissance pour la compression du réfrigérant. La vapeur subit une détente dans une valve et produit un effet de refroidissement.

iii. Le refroidissement par absorption :

Ce système utilise le bromure de lithium et l'eau, où le bromure de lithium étant l'absorbant et l'eau étant le réfrigérant. Un tel système peut refroidir la température de l'air par 10°C.

En dehors des évolutions tendant à améliorer le rendement thermique intrinsèque de la turbine à gaz (essentiellement par augmentation du taux de compression d'air et de la température des gaz chauds à l'entrée de la turbine haute pression), il est possible d'améliorer le rendement global d'une installation en utilisant l'énergie thermique contenue dans les fumées d'échappement pour le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur.

Généralement, plus que 50% de la puissance développée par la turbine à gaz est consommée par le compresseur axial. De cet effet la puissance du compresseur axial joue un rôle important dans la détermination de la puissance utile dans une installation d'une turbine à gaz.

La puissance consommée par le compresseur axial augmente avec l'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur. Généralement, une augmentation d'1°C de la température ambiante provoque une chute de 0,64% dans la puissance utile. Pour cette raison, plusieurs recherches ont été adopté pour la diminution de la température à l'entrée du compresseur.

Dans cette étude, un cycle de réfrigération par propane (C_3H_8) est proposé. Dans cette méthode, le propane est pressurisé par un compresseur alimenté par un expander qui produise une chute de température suffisante pour faire refroidir l'air ambiant (voire Fig1).

Un cycle de génération de puissance par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement est utilisé avec le cycle de réfrigération. La chaleur récupérée alimente un Cycle Organique de Rankine, dans le quel la puissance est produite par la détente de la vapeur du propane dans un autre expander (voire l'analyse du cycle). La turbine à gaz utilisée dans cette étude est une turbine GE MS5002b dont les caractéristiques sont citées ci dessous.

Marque	GENERAL ELECTRIC
Fabricant	NUOVO PIGNONE
Série du model	MS 5002b
Cycle	Simple
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP	4670 tr/min
Commande	MARK V
Température à l'échappement	505°C
Système de démarrage	Turbine à détente
Rendement thermique	≈ 28%

2. **Calcul des performances de la turbine à gaz sans refroidissement :**

- **Calcul du débit du gaz chaud traversant la turbine :**

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{air} + \dot{m}_C$$

Calcul du débit massique du combustible :

$$\dot{m}_C = \frac{P_u}{Pci\,.\eta_{th}} = \frac{26.10^3}{44550\,.0.28} = 2{,}1\ \frac{Kg}{s}$$

Calcul du débit massique de l'air :

$$\dot{m}_{air} = \alpha.\dot{m}_C.L_0 = 4\times2{,}1\times15{,}22 = 127{,}85\ \frac{Kg}{s}$$

$$L_0 = \lambda_k.Pci = 1{,}43\times10^{-3}\times10640 = 15{,}22\ \frac{Kg_{air}}{Kg_c}$$

$$\dot{m}_G = 129{,}95\ \frac{Kg}{s}$$

- **Calcul de la puissance utile dans les conditions du site :**

Données :

T_{amb}=45°C =318,15K
P_{atm}=1,033bar
Taux de compression du compresseur axial $r_c=P_{10}/P_{atm}$=6,5
Débit massique : $\dot{m}_{air} = 127{,}25\ \frac{Kg}{s}$; $\dot{m}_G = 129{,}95\ \frac{Kg}{s}$

- **Calcul de la puissance du compresseur axial :**

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{air}(h_{10} - h_{amb}) = \dot{m}_{air}.\, C_{p(air)}(T_{10} - T_{amb})$$

$$C_{p(air)} = 1{,}035\ \frac{KJ}{Kg.K} \qquad \{*\}$$

$$T_{10} = T_{amb}(r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a . \eta_c}} \qquad \{11\}$$

$$\eta_c = 1 - (0{,}09 + \frac{r_c - 1}{300}) = 0{,}89 \qquad \{11\}$$

$$T_{10} = 580{,}23K$$

$$\dot{W}_c = 34{,}68.10^3\ KW$$

- **Calcul de la puissance de la turbine**

$$\dot{W}_t = \dot{m}_G.\, C_{p(G)}(T_{11} - T_{12})$$

$$C_{p(G)} = 1{,}11\ \frac{KJ}{KG.K} \qquad \{*\}$$

$$T_{12} = T_{11}(\frac{1}{r_t})^{\frac{\eta_t(\gamma_g - 1)}{\gamma_g}}$$

$$\gamma_G = 1{,}34\ ;\ r_t = 6{,}29$$

$$T_{12} = 798{,}32K$$

$$\dot{W}_t = 58{,}37.10^3\ KW$$

- **Calcul de la puissance utile :**

$$P_u = \dot{W}_t - \dot{W}_c = 23{,}69.10^3\ KW$$

- **Calcul du rendement :**

$$\eta = \frac{P_u}{Pci.\dot{m}_C} = 0{,}253 = 25{,}3\%$$

- **Calcul de la puissance spécifique :**

$$P_{spécifique} = \frac{P_u}{\dot{m}_G} = 182{,}30\ \frac{KW}{\frac{Kg}{s}}$$

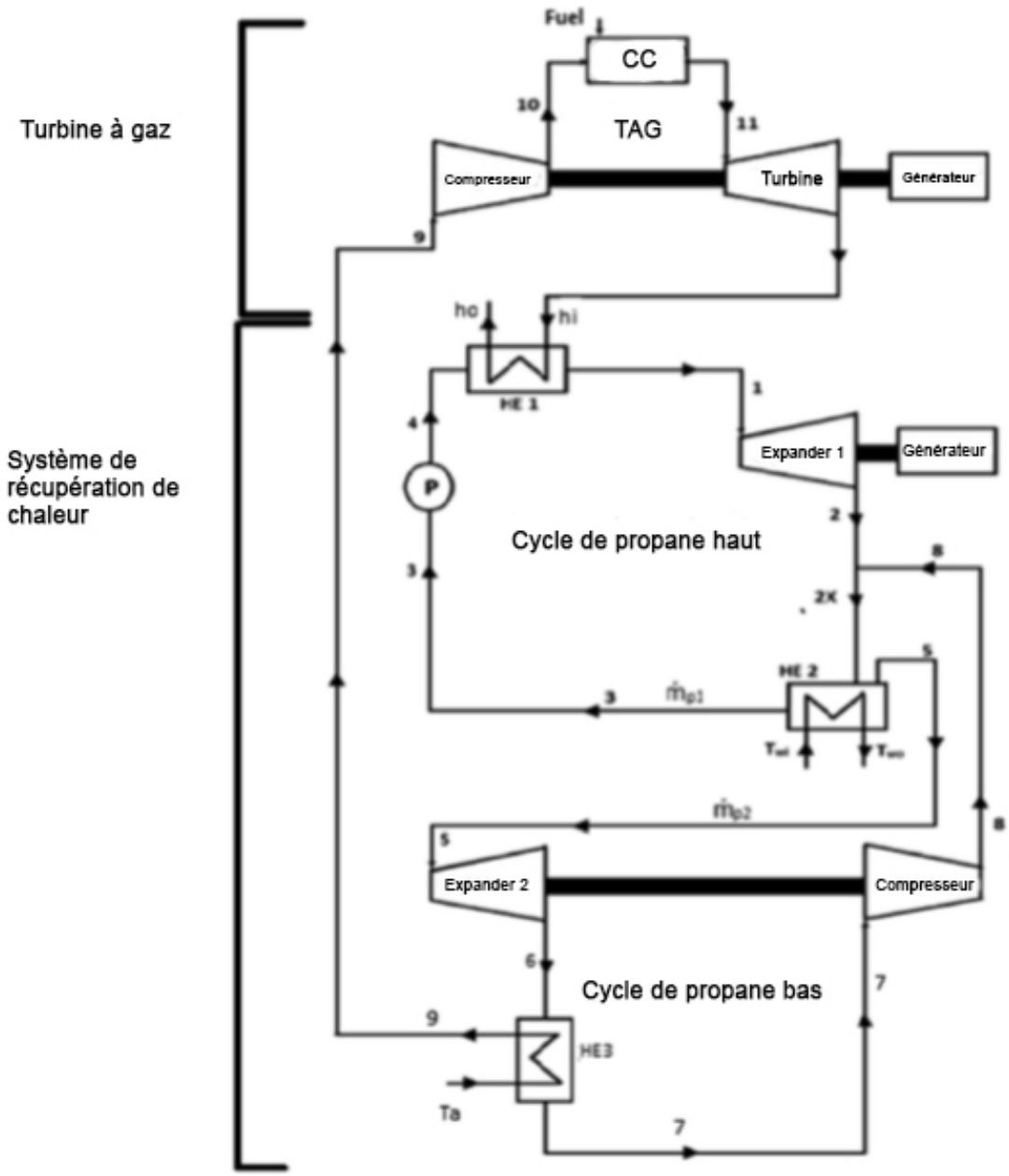
- **Calcul de la consommation spécifique :**

$$C_{spécifique} = \frac{\dot{m}_C \times 10^3 \times 3600}{P_u} = 319{,}12\ \frac{g}{KWh}$$

3. Calcul des performances de la turbine à gaz avec refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur :

3.1. Schéma :

Dispositif proposé : Cycle de réfrigération par le Propane.



-Figure 21-

3.2. Analyse de système :

Le système est une combinaison entre un cycle organique de Rankine (cycle haut), et un cycle de réfrigération (cycle bas).

Le cycle haut va travailler comme un générateur de puissance par récupération de la chaleur émit par les gaz d'échappements. Une partie de cette chaleur est utilisée pour alimenter le cycle bas et refroidir l'air à l'entrée du compresseur axial.

Le cycle est adopté essentiellement pour la simplicité et la disponibilité de ces équipements.

Le propane (un fluide organique) est sélectionné pour son fonctionnement (condensation et vaporisation) à des températures relativement basses à celles de l'eau {4}. Il peut être stocké comme liquide à des températures atmosphériques.

Le liquide saturé du propane (3) est pompé par une pompe (P) produisant un liquide compressé (4) lequel est surchauffé et vaporisé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (HE1) pour produire une vapeur surchauffée (1), cette vapeur subit une détente dans un expander (Exp1) pour donner une puissance et une vapeur (2) ; la vapeur est mixée avec vapeur (8) qui vient du cycle bas le mélange passe par (HE2) pour être refroidir et condenser par l'eau (ou l'air) qui entre à T_{wi} et sort à T_{wo}, de cette façon une fraction du propane est extraite comme une vapeur saturée pour aller au cycle bas (5), et le reste revient comme liquide saturé (3).

La vapeur (5) subit une détente dans (Exp2) pour donner une puissance et avoir une chute de température (6), le propane froid passe par (HE3) pour refroidir l'air ambiant jusqu'une température (T_9). Après, le propane (7) est comprimé par un compresseur pour donner une vapeur (8) qui va mélanger avec (2) et donner (2x) pour répéter le cycle.

Pour la turbine à gaz, l'air entre le compresseur à (T_9) pour être comprimé jusqu'à (P_{10}). Puis le combustible est injecté dans la chambre de combustion pour produire des gaz d'échappement à une température (T_{11}) pour faire tourner la turbine. Ces gaz d'échappement sont utilisés avec le système de récupération.

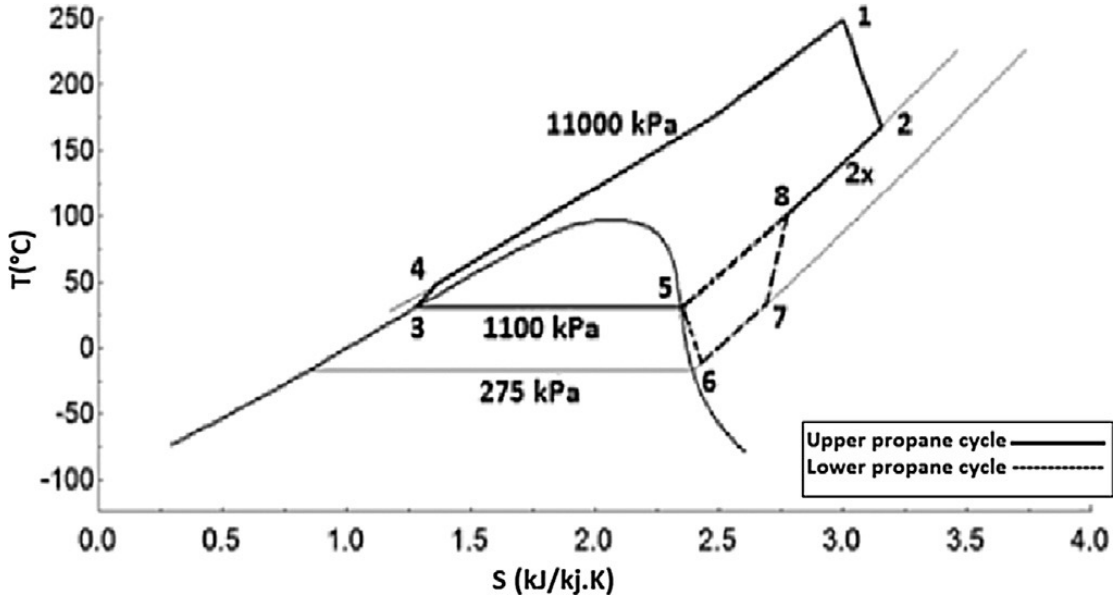
3.3. Calcul thermique pour la détermination de la température (T_9) à la sortie du refroidisseur :

Hypothèses :

- Les équipements sont adiabatiques
- Les capacités calorifiques de l'air, les gaz d'échappement, le propane et l'eau sont calculées à partir des polynômes {*}
- La pression à la sortie de la pompe (4) est de 11000 kPa. Voir {12}
- Propane est supposé un liquide saturé à (3)
- Les débits massiques de l'air et des gaz d'échappement sont 127,85 et 129,95

Kg/s

- La température des gaz d'échappement (T_{12}) est de 510°C
- La température à l'entrée du premier expander (Exp1) est T_1=250°C
- Dans le deuxième échangeur (HE2) le propane à (2x) a une pression de 1100 kPa, et refroidi jusqu'à produire une vapeur de propane (5) à 30%, et un liquide saturé de propane (3) à 70% à la masse total du propane.
- La température du fluide de refroidissement (eau ou air) est T_{r1}=20°C
- Le deuxième échangeur de chaleur est divisé en deux étages. Etage (A) pour la transformation de la vapeur surchauffée (2x) à une vapeur (5). Etage (B) pour la transformation de la vapeur (5) à un liquide saturé de propane (3).
- Le rendement de la pompe est 0,8
- L'efficacité du premier échangeur (HE1) est 0,6
- Les rendements du compresseur et les expanders sont calculés à partir de {11}



- **Calcul du débit massique du propane dans le cycle haut :**

On a par le principe de la conservation d'énergie dans (HE1) :

$$\dot{m}_G(h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{p1}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{m}_{p1} = \frac{\dot{m}_G(h_{12} - h_{13})}{(h_1 - h_4)} = \frac{\dot{m}_G C_{pG}(T_{12} - T_{13})}{C_{pp}(T_1 - T_4)}$$

Détermination de la température des gaz d'échappement à la sortie du refroidisseur :

On a l'expression de l'efficacité de l'échangeur de chaleur {10}

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_G(h_{12} - h_{13})}{(\dot{m_{Cp}})_{min}(T_{12} - T_4)}$$

$$(\dot{m_{Cp}})_{min} = \dot{m}_G C_{pG}$$

Alors

$$\varepsilon = \frac{(T_{12} - T_{13})}{(T_{12} - T_4)}$$

$$T_{13} = T_{12} - \varepsilon(T_{12} - T_4)$$

(T_4) est déterminée par les tables des propriétés du liquide saturé du propane

$$T_4 = 312\ K$$

$$T_{13} = 783{,}15 - 0{,}6(783{,}15 - 312) = 500{,}46\ K$$

$$(h_{12} - h_{13}) = \int_{T13}^{T12} C_{pG} dT = 345{,}42\ \frac{KJ}{Kg}$$

C_{pG} est calculée en utilisant les polynômes {*}

$$\dot{m_{p1}} = 63{,}12\ \frac{Kg}{s}$$

La chute de pression dans l'échangeur (HE1) {11}

$$\Delta P_{HE1} = \frac{0{,}0083 P_4 \varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

- **Calcul du débit massique du propane dans le cycle bas :**

Dans le deuxième échangeur de chaleur (HE2) on a

$$\dot{m_{p2}} = \dot{m_{2x}} - \dot{m_{p1}} = \dot{m_{p1}}(\frac{1}{0{,}7} - 1)$$

$$\dot{m}_{p2} = 27{,}05\ \frac{Kg}{s}$$

- **Calcul des températures au différents points du cycle :**

- La température à la sortie du premier expander (Exp1) :

$$T_2 = T_1\left(\frac{1}{r_{exp1}}\right)^{\frac{\eta_{\exp}(\gamma_p-1)}{\gamma_p}}$$

Où le rendement du premier expander est {11} :

$$\eta_{\exp} = 0{,}9 - \frac{r_{exp1} - 1}{250}$$

La chute de pression dans l'échangeur (HE2) {11}

$$\Delta P_{HE1} = \frac{0{,}0083 P_2 \varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

- La température à la sortie du deuxième expander (Exp2) :

$$T_6 = T_5\left(\frac{1}{r_{exp2}}\right)^{\frac{\eta_{\exp}(\gamma_p-1)}{\gamma_p}}$$

- La température à la sortie du troisième échangeur de chaleur

T_7 est calculée à partir de l'expression de l'efficacité de l'échangeur {10}

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{p2} C_{pp}(T_7 - T_6)}{(\dot{m}_{Cp})_{min}(T_a - T_6)}$$

$$(\dot{m}_{Cp})_{min} = \dot{m}_{p2} C_{pp}$$

$$T_7 = T_6 + \varepsilon(T_a - T_6)$$

- La température à l'entrée du compresseur axial :

On a par le principe de conservation d'énergie

$$\dot{m}_a C_{pa}(T_a - T_9) = \dot{m}_{p2} C_{pp}(T_7 - T_6)$$

$$T_9 = T_a - \frac{\dot{m}_{p2} C_{pp} (T_7 - T_6)}{\dot{m}_a C_{pa}}$$

Où C_{pp} est calculée à $(T_7+T_6)/2$.

3.4. Résultats :

Les valeurs d'enthalpie sont obtenues du site Wolfram Alpha

POINTS	T(K)	P(KPA)	H(KJ/KG)	ρ(KG/M³)
1	523,15	10863,05	1015,68	140
2	417,45	1100	849,55	14,89
2X	398,21	1100	_	_
3	302,90	1086,31	278,64	484,80
4	311,90	11000	304,55	499,60
5	302,90	1086,31	605	_
6	265,47	275	570,91	5,90
7	297,08	271,58	624,55	5,15
8	353,31	1100	709,55	18,56
9	307,06	100	_	1,15
10	559,05	650,25	_	_
11	1203	637,24	_	_
12	783,15	101,3	_	_
13	500,4	101,3	_	_

Tableau 1

3.5. Calcul de la puissance utile globale du système :

L'expression de la puissance globale utile du système :

$$P_u = \dot{W}_t - \dot{W}_c + \dot{W}_{exp1} + \dot{W}_{exp2} - \dot{W}_p - \dot{W}_c$$

Où

Puissance du compresseur axial :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{air}.C_{p(air)}(T_{10} - T_9) = 33{,}48.10^3\ KW$$

Puissance de la turbine :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_G.C_{p(G)}(T_{11} - T_{12}) = 58{,}37.10^3\ KW$$

Puissance du premier expander :

$$\dot{W}_{exp1} = \dot{m}_{p1}(h_1 - h_2) = 10{,}44.10^3\ KW$$

Puissance du deuxième expander :

$$\dot{W}_{exp2} = \dot{m}_{p2}(h_5 - h_6) = 0{,}92.10^3\ KW$$

Puissance de la pompe :

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{p1}(P_4 - P_3)}{\rho.\eta_p} = 1{,}6.10^3\ KW$$

Puissance du compresseur du propane :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{p2}(h_8 - h_7) = 2{,}3.10^3\ KW$$

Alors

$$P_u = 32{,}35.10^3\ KW$$

Rendement globale du système

$$\eta = \frac{P_u}{Pci.\dot{m}_C} = 0{,}345 = 34{,}5\%$$

Calcul de la consommation spécifique :

$$C_{spécifique} = \frac{\dot{m}_C \times 10^3 \times 3600}{P_u} = 233{,}69\ \frac{g}{KWh}$$

4. Discussion :

En utilisant le système de refroidissement par propane avec la turbine à gaz MS5002b, on a pu diminuer la température à l'entrée du compresseur par 25%, en résultant une amélioration dans le rendement global jusqu'à 34,5%. Comme on a pu générer 7,46 MW de la puissance utile par le système de récupération seul.

La diminution de la consommation spécifique de 319,12 jusqu'à 233,69 g/KWh montre que, en utilisant le cycle de refroidissement proposé on peut générer la même unité d'énergie avec moins de carburant consommé, ce qui résulte une diminution dans la consommation de la turbine à gaz et par conséquent moins des gaz de combustion émis dans l'atmosphère. De même, la quantité du carburant économisée payera les frais supplémentaires de l'installation.

Le Tableau 2 montre l'effet de l'augmentation de la température ambiante sur la puissance utile dans le système sans refroidissement, et le système en utilisant le refroidissement par la détente de propane.

Figure 22 et 23 montre la variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante avec et sans refroidissement. On remarque que la courbe de variation sans refroidissement et plus inclinée que la courbe avec refroidissement, ce ci est montré en utilisant des variables sans dimensions sur les axes. On remarque qu'une chute de 10% de la température ambiante provoque une chute de 12% dans le rendement dans le système sans refroidissement et une chute de 9% dans le système avec refroidissement, ce qui montre que le système avec refroidissement de l'air ambiant est moins sensible à la variation des températures ambiantes.

Tableau 2 :

		Sans refroidissement			**Avec refroidissement**			
	T_{amb}	$P_c.10^3$ Kw	$P_u.10^3$ Kw	η	T_9	$P_c.10^3$ Kw	$P_u.10^3$ Kw	η
15°	288,15	31,42	26,95	0,288	277,06	30,21	35,62	0,381
25°	298,15	32,51	25,86	0,276	287,06	31,30	34,53	0,369
35°	308,15	33,6	24,77	0,265	297,06	32,39	33,44	0,357
45°	318,15	34,68	23,69	0,253	307,06	33,48	32,35	0,345

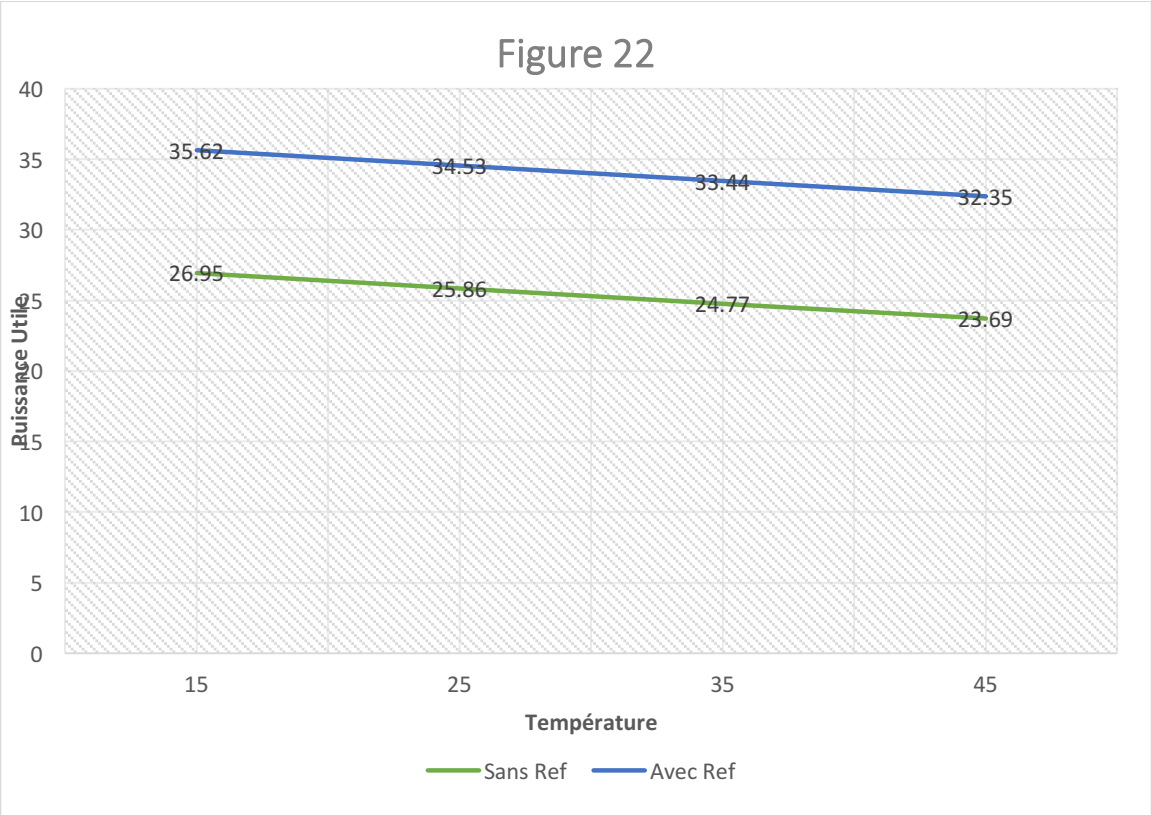


Figure 22
40
35
30
25
20
15
10
5
0
Puissance Utile
35.62
34.53
33.44
32.35
26.95
25.86
24.77
23.69
15
25
35
45
Température
Sans Ref
Avec Ref

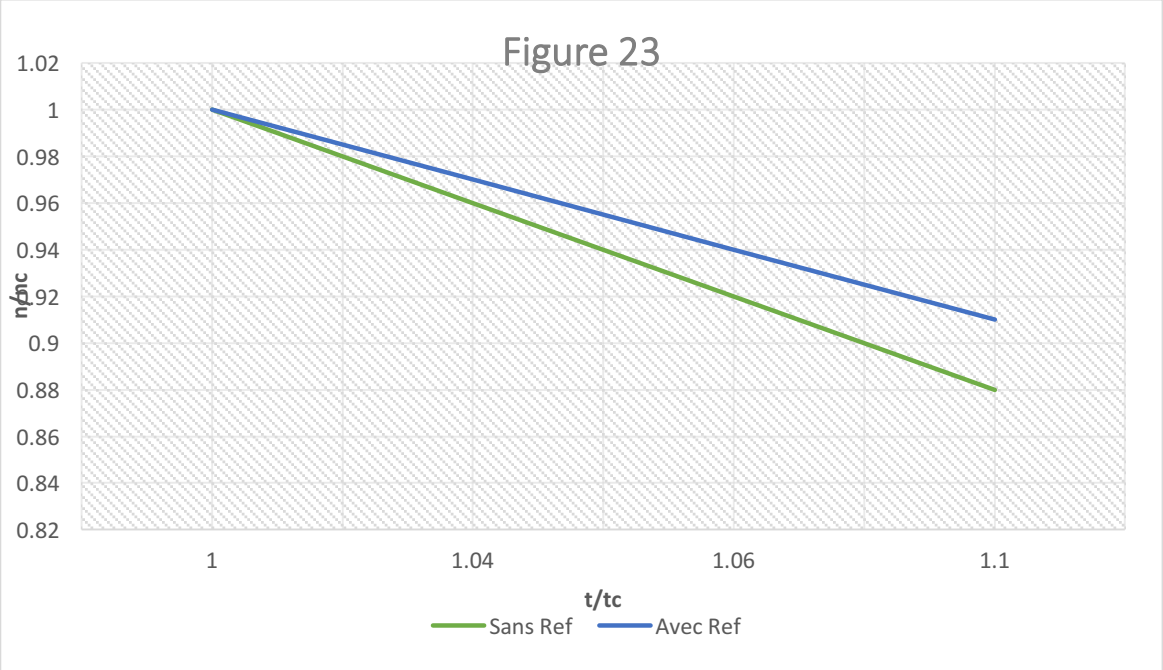


Figure 23
1.02
1
0.98
0.96
0.94
0.92
0.9
0.88
0.86
0.84
0.82
n/nc
1
1.04
1.06
1.1
t/tc
Sans Ref
Avec Ref

Conclusion générale

Conclusion générale

L'étude thermodynamique de la turbine à gaz GE MS5002b dans son site d'exploitation nous a permis de constater que les performances de cette turbine sont essentiellement influencées par les conditions du site (la température ambiante) où l'augmentation de cette température engendre un abaissement considérable dans le rendement global de la turbine à gaz.

Pour cela, on a prévu un cycle de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur alimenté par un cycle de récupération de la chaleur dégagée par l'échappement qui est un cycle organique de Rankine. Après calcul thermique on a pu obtenir une diminution de 25% dans la température à l'entrée de compresseur de la turbine à gaz ce qui a permis d'augmenter le rendement global jusqu'à 34,5%. L'utilisation de cette installation dans les sites de production des hydrocarbures permet une exploitation plus économique des turbines à gaz qui permettra de diminuer la consommation du combustible et les émissions des gaz d'échappement dans l'atmosphère.

Bibliographie :

1. S.L. Dixon and Cesare Hall Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery 7th edition (2014)
2. Boyce, Meherwan P. Gas Turbine Engineering Handbook 4th edition (2012)
3. Technologie et fonctionnement des compresseur. 2005 ENSPM Formation Industry.
4. GE Technical Training. Turbine à gaz MS5002C. Manuel de formation pour la conduite et l'entretient.
5. GE, Nuovo Pignone. Manuel d'instructions, de fonctionnement et d'entretient.
6. Thermodynamics An Engineering Approach 8th Ed [2014]
7. Fluid Mechanics Fundamentals and Applications 3rd Edition [Cengel and Cimbala-2014]
8. Gas Turbine Engineering Handbook, Third Edition
9. Axial Flow Compressors. Meherwan. P. Boyce
10. Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition
11. Jubeh N, Najjar YSH. Comparison of performance for cascaded humidified advanced turbine with the corresponding combined system. Int J Sustain Energy 2007 ;26(4) :209e20.
12. Bourji A, Winstead A. Optimizing an Organic Rankine Cycle. Chem Eng Prog 2013 ;109(1) :35e9.
13. Jubeh N, Najjar YSH. Cascaded waste-heat recovery as a green technology for energy sustainability in power generation. Int J Energy Res 2014; 38:1361e5.
14. Chengyu Zhang, Gequn Shu, Hua Tian, Haiqiao Wei, Xingyu Liang. Comparative study of alternative ORC-based combined power systems to exploit high temperature waste heat.
15. Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on gas turbine and combined cycle performance. Alok Ku Mohapatra, Sanjay
16. Augmentation of gas turbine performance using air coolers M.M. Alhazmy, Y.S.H. Najjar
17. Impact of the use of a hybrid turbine inlet air cooling system in arid climates Hany A. Al-Ansary, Jamel A. Orfi, Mohamed E. Ali
18. Optimum Stage Design In Axial Flow Turbines. K V J Rao, S Kolla, Ch Penchalayya, M Ananda Rao and J Srinivas
19. Thermodynamic Evaluation of First and Second Law Performance of Evaporative Cooling Schemes for Regenerative Gas Turbines. Ali Bolatturk, Mehmet Kanoglu, Ahmet Coskun
20. Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources Young Min Kim, Dong Gil Shin, Chang Gi Kim, Gyu Baek Cho

{*}

Polynômes pour le calcul de Cp de l'air et des gaz de combustion :
Pour 200K<T<800K :

$$C_{p(air)} = \frac{(1018{,}9134)-(1{,}3783636\times 0{,}1T)+(1{,}9843397\times 0{,}0001\times T^2)+(4{,}2399242\times 0{,}0000001\times T^3)}{1000}$$

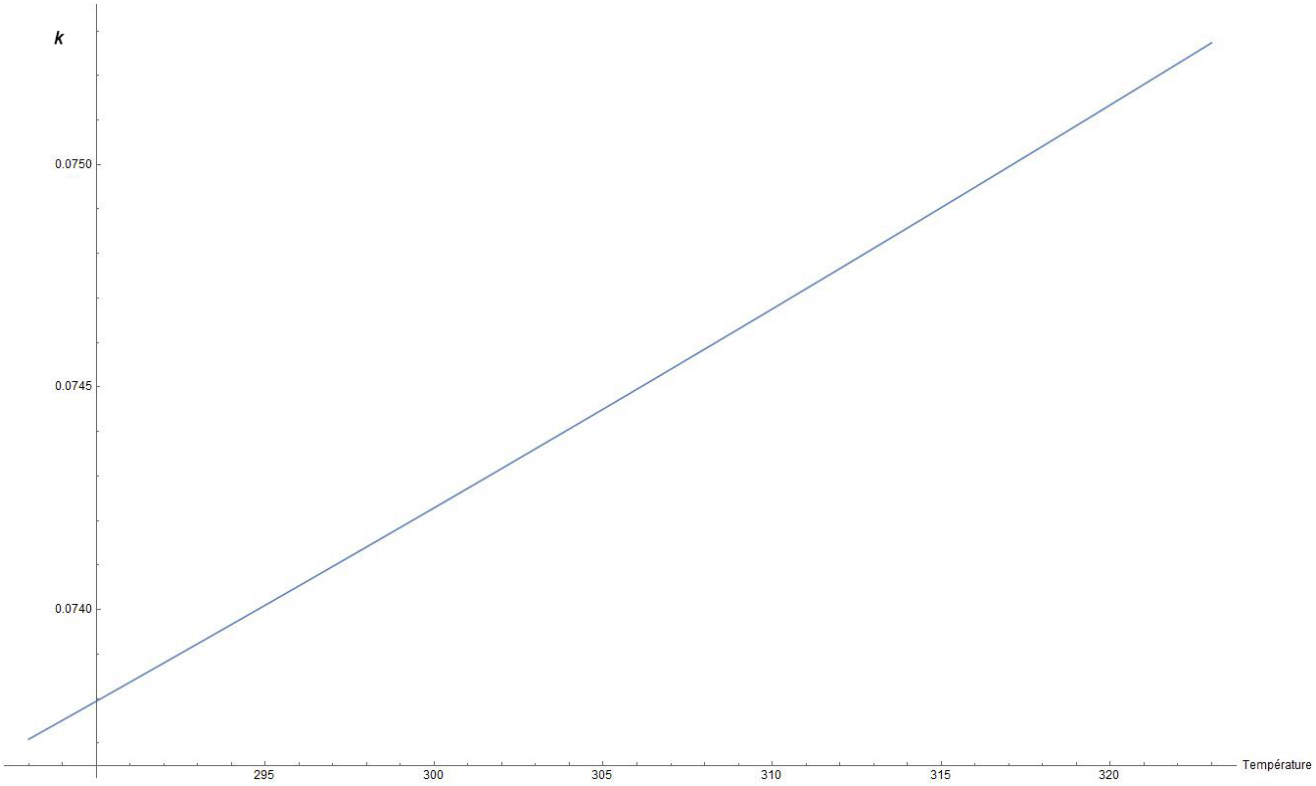
Pour 800K<T<2200K :

$$C_{p(air)} = (((798{,}65509) + (5{,}33921592159\times 0{,}1T) - (2{,}2881694\times 0{,}0001\times T^2) + \frac{(3{,}7420857\times 0{,}00000001\times T^3)}{1000})\ \text{KJ/Kg.K}$$

$C_{p(gaz)} = C_{p(air)} + k$; *k* est déterminée d'après Annexe 1

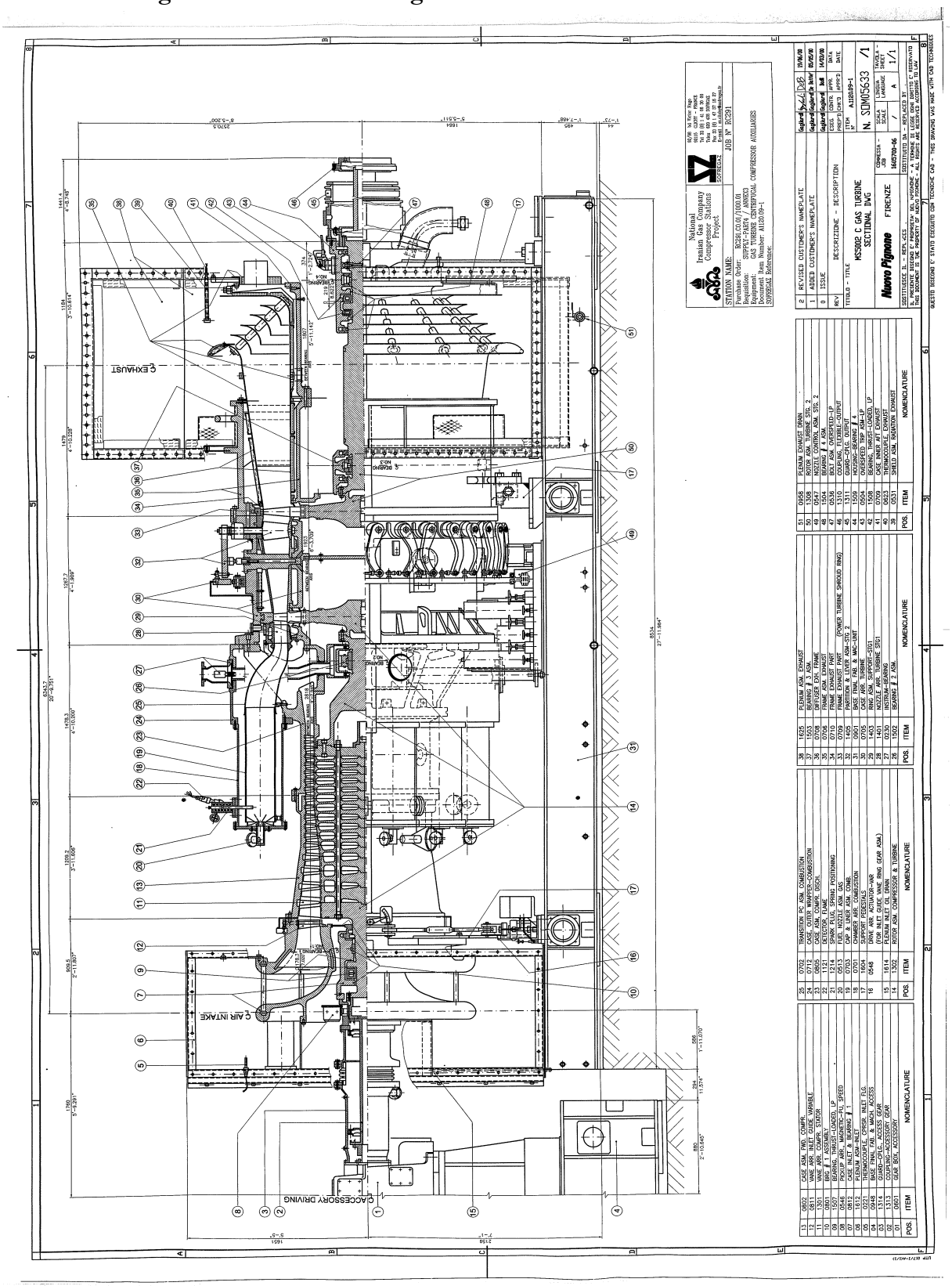
Annexes

Annexe 1 :



La température en Kelvin

Annexe 2 : Les propriétés thermodynamiques du propane saturé

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m³/kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
−100	0.02888	1.553	11.27	−128.4	319.5	−128.4	480.4	352.0	−0.634	2.140	−100
−90	0.06426	1.578	5.345	−107.8	329.3	−107.8	471.4	363.6	−0.519	2.055	−90
−80	0.1301	1.605	2.774	−87.0	339.3	−87.0	462.4	375.4	−0.408	1.986	−80
−70	0.2434	1.633	1.551	−65.8	349.5	−65.8	453.1	387.3	−0.301	1.929	−70
−60	0.4261	1.663	0.9234	−44.4	359.9	−44.3	443.5	399.2	−0.198	1.883	−60
−50	0.7046	1.694	0.5793	−22.5	370.4	−22.4	433.6	411.2	−0.098	1.845	−50
−40	1.110	1.728	0.3798	−0.2	381.0	0.0	423.2	423.2	0.000	1.815	−40
−30	1.677	1.763	0.2585	22.6	391.6	22.9	412.1	435.0	0.096	1.791	−30
−20	2.444	1.802	0.1815	45.9	402.4	46.3	400.5	446.8	0.190	1.772	−20
−10	3.451	1.844	0.1309	69.8	413.2	70.4	388.0	458.4	0.282	1.757	−10
0	4.743	1.890	0.09653	94.2	423.8	95.1	374.5	469.6	0.374	1.745	0
4	5.349	1.910	0.08591	104.2	428.1	105.3	368.8	474.1	0.410	1.741	4
8	6.011	1.931	0.07666	114.3	432.3	115.5	362.9	478.4	0.446	1.737	8
12	6.732	1.952	0.06858	124.6	436.5	125.9	356.8	482.7	0.482	1.734	12
16	7.515	1.975	0.06149	135.0	440.7	136.4	350.5	486.9	0.519	1.731	16
20	8.362	1.999	0.05525	145.4	444.8	147.1	343.9	491.0	0.555	1.728	20
24	9.278	2.024	0.04973	156.1	448.9	158.0	337.0	495.0	0.591	1.725	24
28	10.27	2.050	0.04483	166.9	452.9	169.0	329.9	498.9	0.627	1.722	28
32	11.33	2.078	0.04048	177.8	456.7	180.2	322.4	502.6	0.663	1.720	32
36	12.47	2.108	0.03659	188.9	460.6	191.6	314.6	506.2	0.699	1.717	36
40	13.69	2.140	0.03310	200.2	464.3	203.1	306.5	509.6	0.736	1.715	40
44	15.00	2.174	0.02997	211.7	467.9	214.9	298.0	512.9	0.772	1.712	44
48	16.40	2.211	0.02714	223.4	471.4	227.0	288.9	515.9	0.809	1.709	48
52	17.89	2.250	0.02459	235.3	474.6	239.3	279.3	518.6	0.846	1.705	52
56	19.47	2.293	0.02227	247.4	477.7	251.9	269.2	521.1	0.884	1.701	56
60	21.16	2.340	0.02015	259.8	480.6	264.8	258.4	523.2	0.921	1.697	60
65	23.42	2.406	0.01776	275.7	483.6	281.4	243.8	525.2	0.969	1.690	65
70	25.86	2.483	0.01560	292.3	486.1	298.7	227.7	526.4	1.018	1.682	70
75	28.49	2.573	0.01363	309.5	487.8	316.8	209.8	526.6	1.069	1.671	75
80	31.31	2.683	0.01182	327.6	488.2	336.0	189.2	525.2	1.122	1.657	80
85	34.36	2.827	0.01011	347.2	486.9	356.9	164.7	521.6	1.178	1.638	85
90	37.64	3.038	0.008415	369.4	482.2	380.8	133.1	513.9	1.242	1.608	90
95	41.19	3.488	0.006395	399.8	467.4	414.2	79.5	493.7	1.330	1.546	95
96.7	42.48	4.535	0.004535	434.9	434.9	454.2	0.0	457.2	1.437	1.437	96.7

Annexe 3 : Diagramme de la turbine à gaz GE MS5002b :