

VI.1. Définition d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion ou parfois turbine à gaz de combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire :

- soit de l'énergie mécanique par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice
- ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère

VI.2. Différents éléments dans une turbine à gaz

Les principaux composants d'une turbine à gaz sont :

- Section de compression.
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).
- La partie auxiliaire.

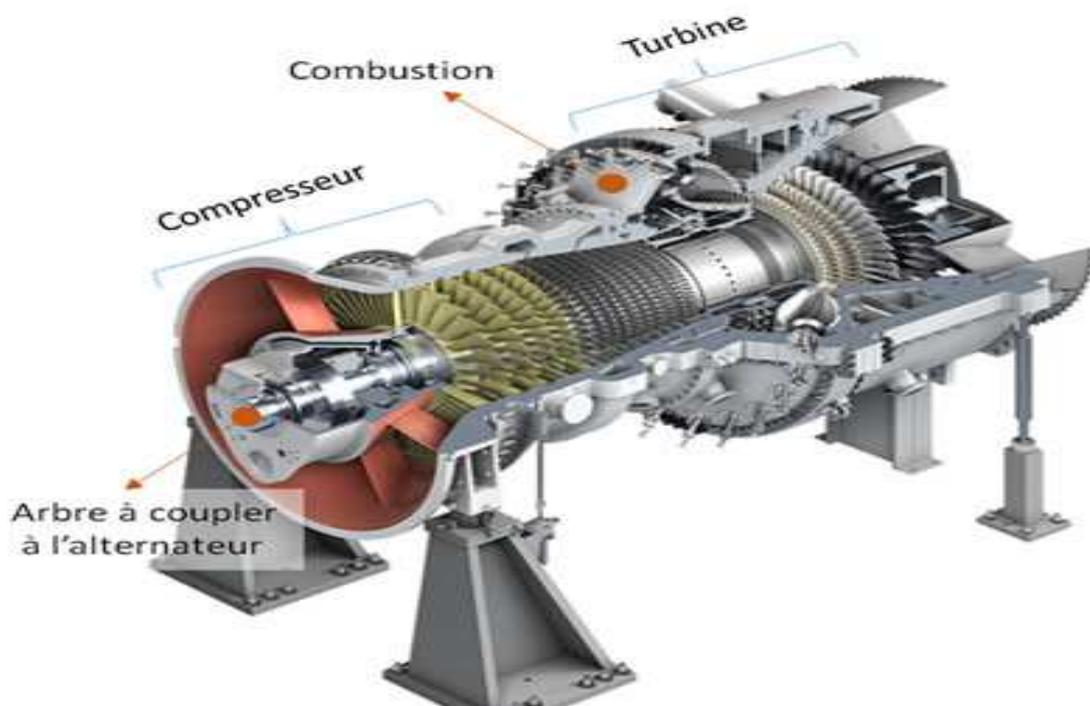


Figure VI.1. Différents composants d'une turbine à gaz.

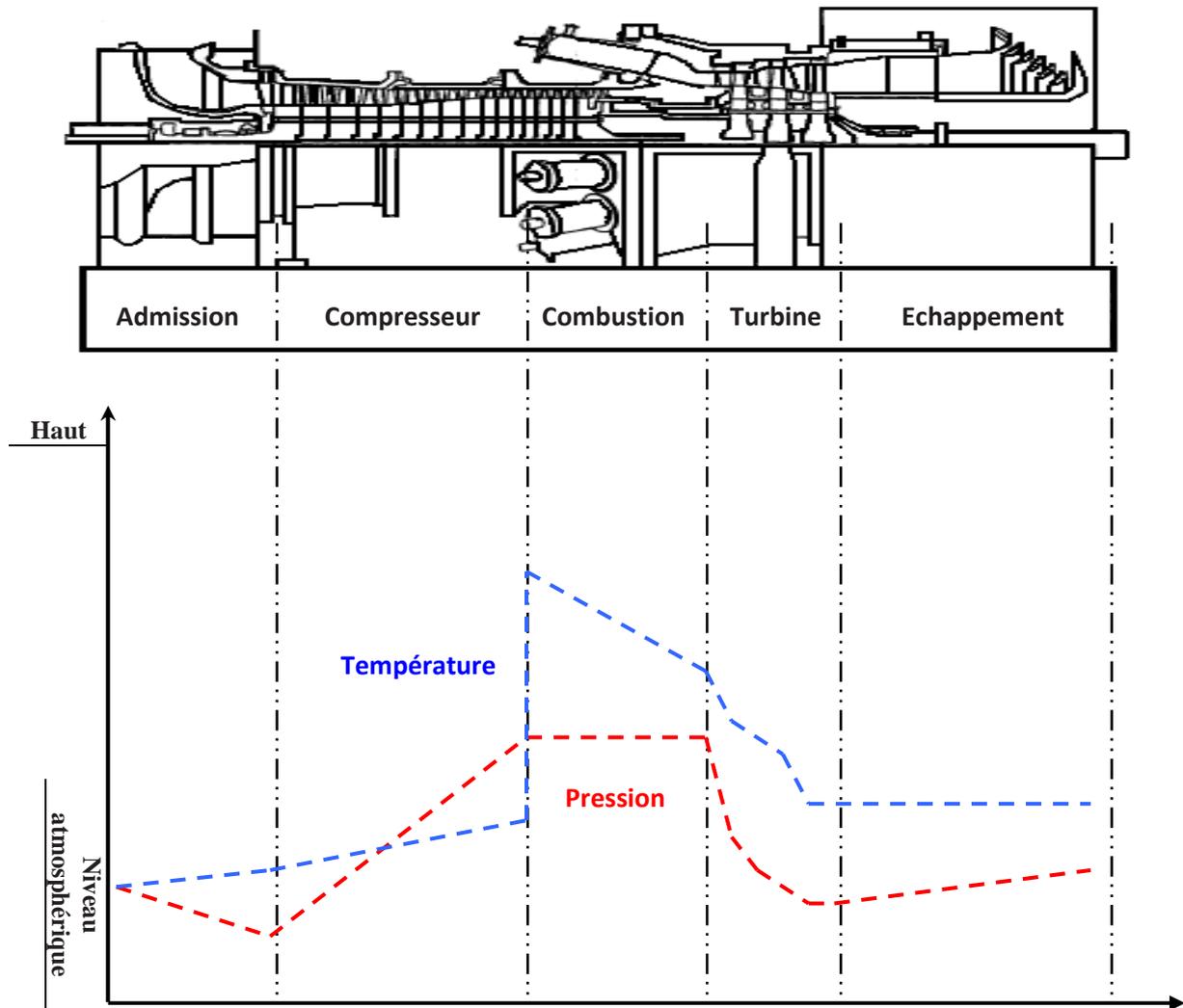


Figure VI.2. Variations de Pression et de Température dans les différentes sections de la turbine.

VI.2.1. Section compresseur

Dans le compresseur, l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator, où il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes mobiles (rotor) et fixes (stator), à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor, sous l'angle qui convient.

L'air comprimé sort par le corps de refoulement (décharge) du compresseur, entre dans l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.



Figure VI.3. Rotor du compresseur axial avec la roue HP

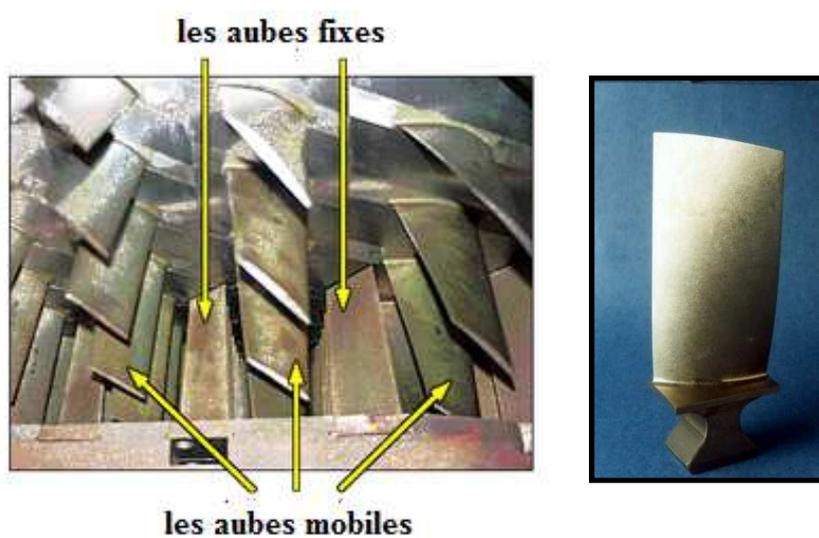


Figure VI.4. Les aubes mobiles et fixes du compresseur

VI.2.2. Section combustion

Après être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion qui assure un apport d'énergie très élevé. Ce système de combustion se compose de plusieurs chambres de combustion d'une forme cylindrique placées diamétralement par rapport au plan vertical.

La section combustion de la turbine à gaz comprend : l'enveloppe de combustion, les corps de combustion extérieur, les ensembles chapeau et chemise de combustion, les ensembles de pièces de transition, les injecteurs de combustible, les bougies, les transformateurs d'allumage, les détecteurs de flamme, les tubes-foyer et divers garnitures.

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air-combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air-combustible des autres chambres.

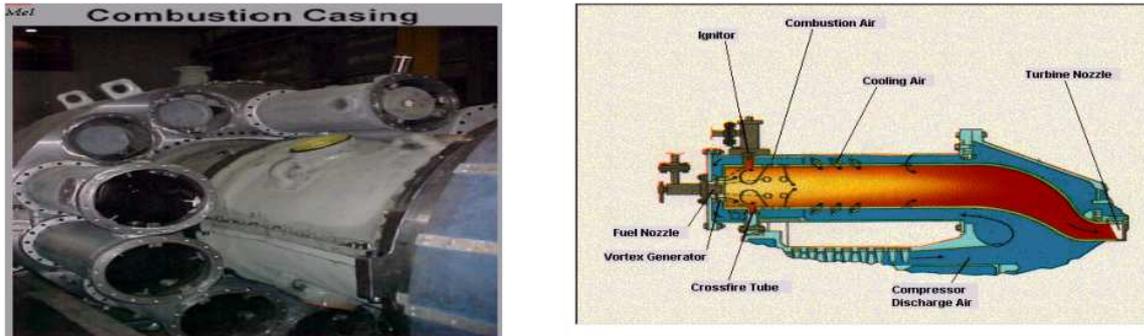


Figure VI.5. Schémas de la chambre de combustion.

VI.2.3. Section Turbine

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

- le corps de la turbine.
- La directrice de premier étage.
- La roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression).
- La directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression) dans le cas de la turbine bi-arbres.
- Le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages.

les gaz chauds comprimés entre dans la section de turbine, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz, les gaz accélérés dans la directrice trouvent ensuite devant eux la roue HP.

- Le roue HP « turbine haute pression », qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres.

La directrice de deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz qui sert à redresser la direction du gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage.

- La roue de la turbine de 2^{ème} étage, ou « turbine basse pression BP », qui entraîne la charge.

Les deux roues de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendant l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.



Figure VI.6. Vue du rotor de la turbine basse pression

VI.3. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines par :

- ✓ Par le mode de construction.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.

VI.3.1. Par le mode de construction

VI.3.1.1. La turbine à gaz à un seul arbre

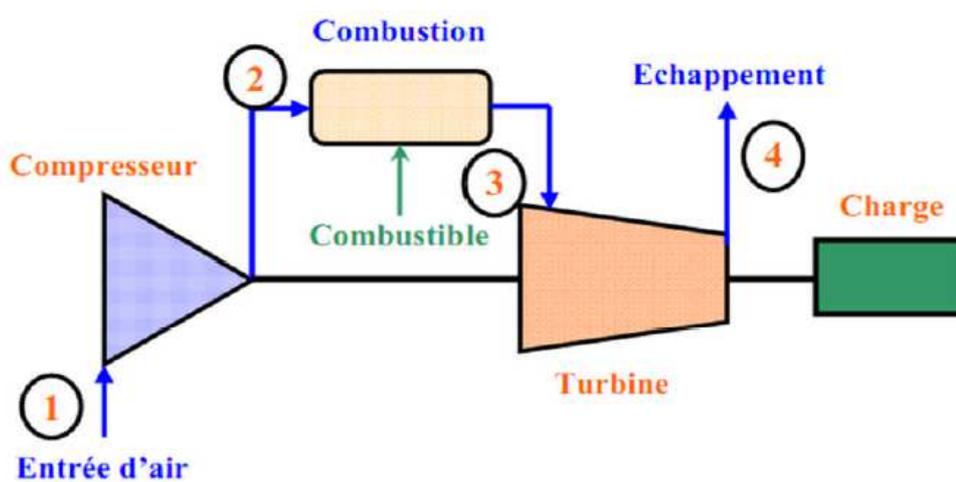


Figure VI.7. Turbine à gaz à un seul arbre

Dans ce type, le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un rotor simple, où l'énergie absorbée par compression est détendue dans la section turbine pour produire de l'énergie utile pour l'entraînement de la charge.

La figure VI.7 montre schématiquement le fonctionnement d'une turbine à gaz à un seul arbre, où il y a un raccordement mécanique continu entre la section turbine toute entière, le compresseur et du côté opposé à la charge.

Le système compresseur- turbine-charge forme un seul élément. Une application opérationnelle typique des turbines à un seul arbre concerne l'entraînement d'alternateurs. Étant donné que dans cette application il est nécessaire de régler la puissance à une vitesse constante (fréquence réseau). Ici une turbine à gaz à un seul arbre répond exactement à cet objectif par ce qu'elle peut utiliser les performances optimales du compresseur axial, qui fonctionne à 100% de sa vitesse et donc au point de rendement maximum.

VI.3.1.2. La turbine à gaz à un deux arbres

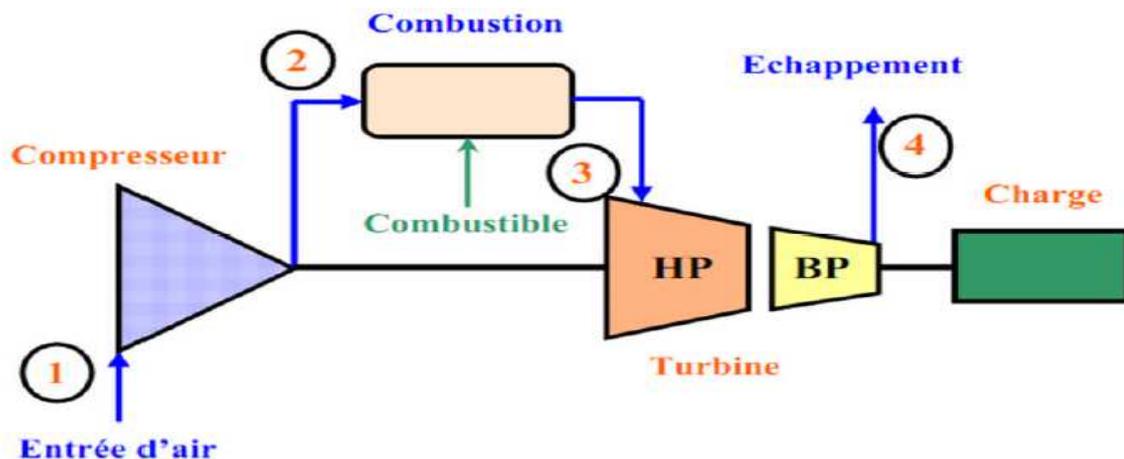


Figure VI.8. Turbine à gaz Bi-arbres

Contrairement aux turbines à un seul arbre dans le cas des turbines à 2 arbres seulement une partie de la section de la turbine appelée « turbine haute pression » THP est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le « générateur de gaz », alors que l'énergie résultant de la combustion est aussi traitée par une 2^{ème} section de la turbine appelée « turbine à basse pression » TBP séparée mécaniquement de la première, pour former la turbine BP de puissance, qui est raccordée à la charge par un accouplement.

La figure VI.8 montre une vue schématique du cycle de fonctionnement d'une turbine à gaz à 2 arbres, avec les 2 sections (modules), le générateur de gaz et la turbine de puissance, mécaniquement séparés.

VI.3.2. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamique

VI.3.2.1 Cycle ouvert

Le cycle ouvert le plus simple à été décrit au paravent où les gaz brulés passent dans la turbine.

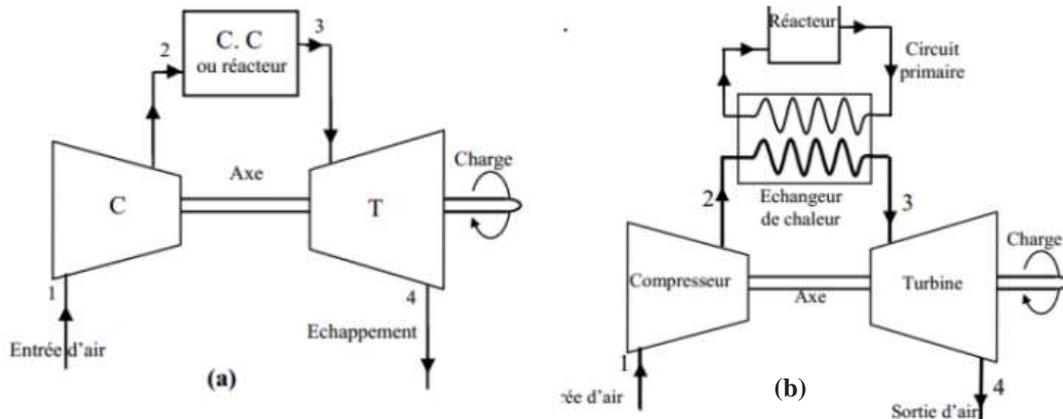


Figure VI. 9. turbine à gaz à cycle ouvert ; (a) : direct, (b) : indirect

VI.3.2.2 Cycle fermé

Le cycle fermé : la combustion se doit être externe (sinon tout l'air serait vite transformé en gaz brulés), cela nécessite un échangeur. De plus il faut refroidir les gaz à l'entrée du compresseur, cela nécessite d'un circuit refroidisseur.

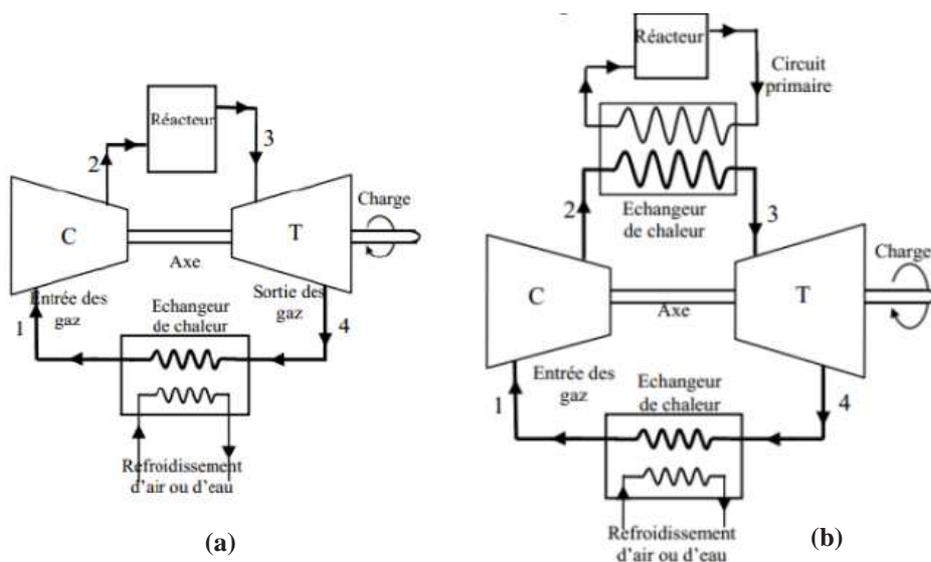


Figure VI. 10. turbine à gaz à cycle fermé ; (a) : direct, (b) : indirect

VI.4. Cycle thermodynamique simplifié

VI.4.1. Cycle idéal de la turbine à gaz (cycle de Brayton)

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. (La figure 18) montre le diagramme classique, Température - Entropie (T-s) pour ce cycle.

Le cycle de Brayton est le cycle idéal pour les moteurs à turbine à gaz proposé par George Brayton (1870) . ce cycle est composé de quatre processus internes réversibles (Figure VI. 11):

- 1-2 Compression isentropique (dans un compresseur)
- 2-3 Ajout de chaleur à pression constante
- 3-4 détente isentropique (dans une turbine)
- 4-1 refoulements de chaleur à pression constante

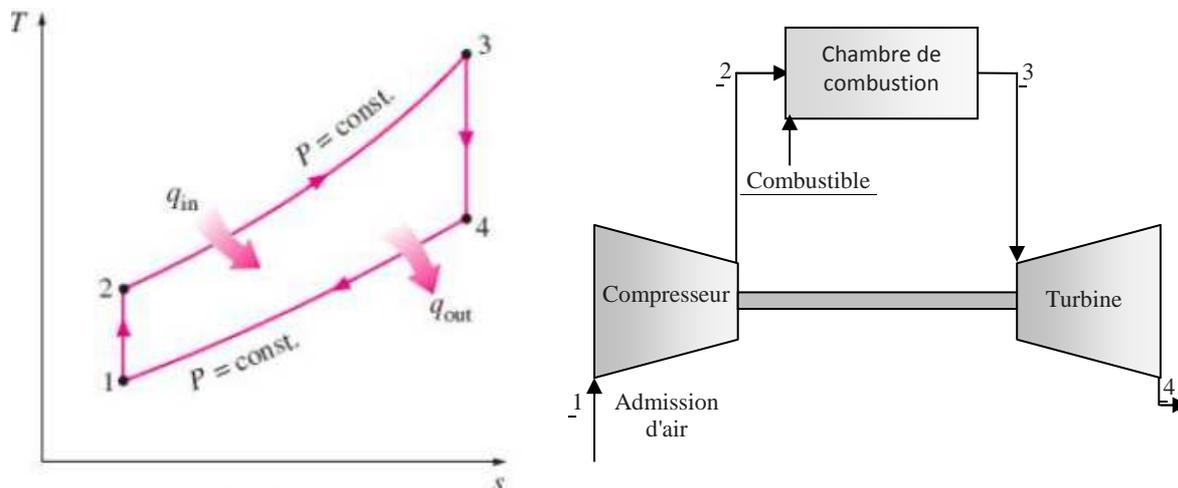


Figure VI. 11. Cycle Thermodynamique idéal de la turbine à gaz

VI.4.1.1 Travail du cycle idéal de la turbine à gaz :

Les transformations thermodynamique sont :

- 1 → 2 : compression isentropique
- 2 → 3 : combustion isobare
- 3 → 4 : détente isentropique
- 4 → 1 : échappement isobare

La température du refoulement du compresseur est donnée par

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{VI - 1}$$

Le travail massique de compression produit dans le compresseur peut être calculé par la formule suivante :

$$W_C = \Delta h_{1-2} = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (\text{VI} - 2)$$

Avec $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ est le taux de compression.

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

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{VI} - 3)$$

Le travail de détente du gaz dans la turbine est donné par la relation suivante :

$$W_T = \Delta h_{3-4} = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (\text{VI} - 4)$$

Pendant la transformation isobare 2-3, on fournit au gaz la quantité de chaleur dans la chambre de combustion :

$$Q_{ch} = \Delta h_{2-3} = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (\text{VI} - 5)$$

Avec

$$r = \frac{T_3}{T_1}$$

Le travail net du cycle est égal

$$W_{net} = W_T - W_C = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$W_{net} = C_p T_1 \left[r \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (\text{VI} - 6)$$

VI.4.1.2. Rendement thermique du cycle idéal de la turbine à gaz

Le rendement thermique du cycle idéal de l'installation a pour valeur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{ch}} = \frac{C_p T_1 \left[r \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right]}{C_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (VI - 7)$$

Après développement de cette équation nous aurons

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (VI - 8)$$

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

La figure VI.12. Montre l'évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression. On y remarque que le rendement thermique est nul pour le taux de compression égal à 1 et évolue ensuite d'une manière continue, Il est important de constater que pour le cycle idéal le rendement thermique est indépendant des températures extrêmes du cycle (T_1 et T_3).

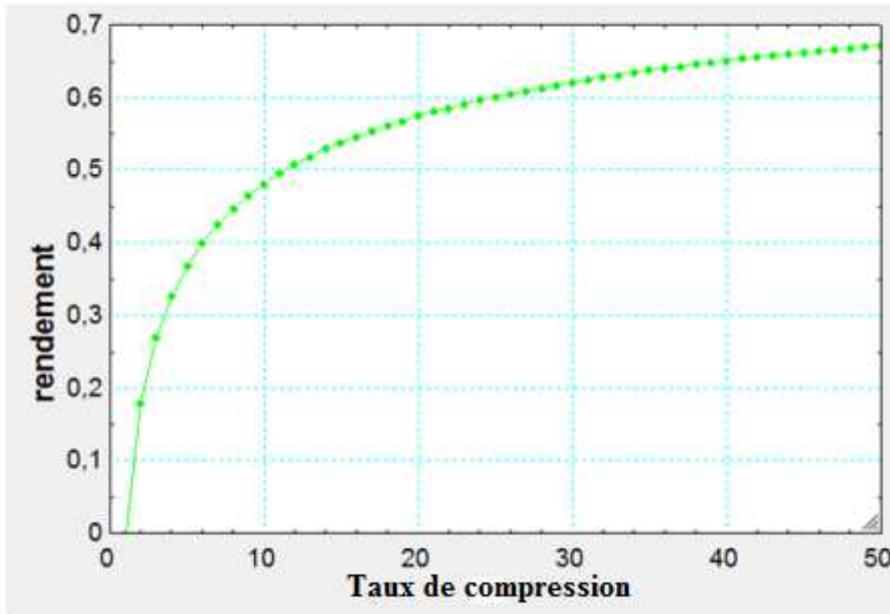


Figure VI. 12. courbe du rendement thermique en fonction de taux de compression dans le cycle idéale.

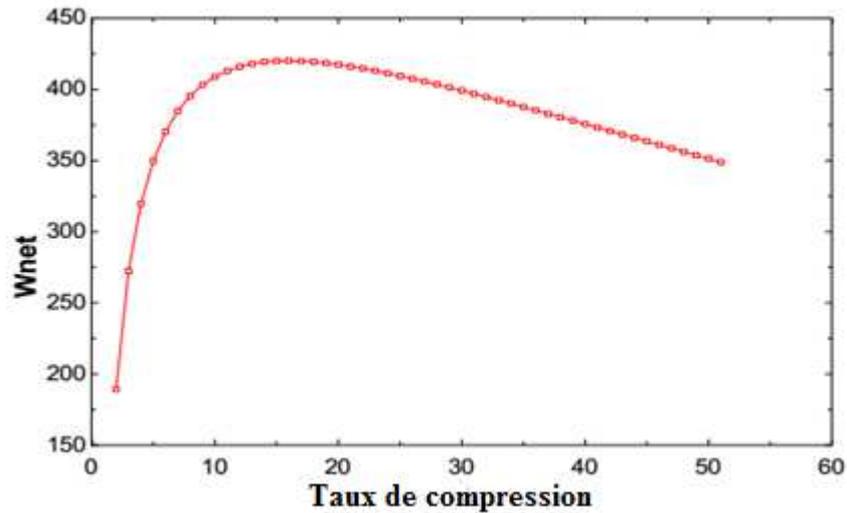


Figure VI. 13. courbe du rendement thermique en fonction de taux de compression dans le cycle idéale

La figure VI.13. représente l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du rapport de compression. Le taux de compression optimal qui donne le W_{net} maximal est obtenu en résolvant l'équation de la dérivée de W_{net} par rapport à τ :

$$\frac{\partial W_{net}}{\partial x} = 0$$

Et on obtient l'expression du taux de compression optimal τ_{opt} comme suit :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{VI} - 9)$$

VI.4.2. Cycle réel de la turbine à gaz

Le cycle réel de la turbine à gaz s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique pour le cycle réel est représenté sur le diagramme (T,S)(couleur bleu) de la figure VI. 14.

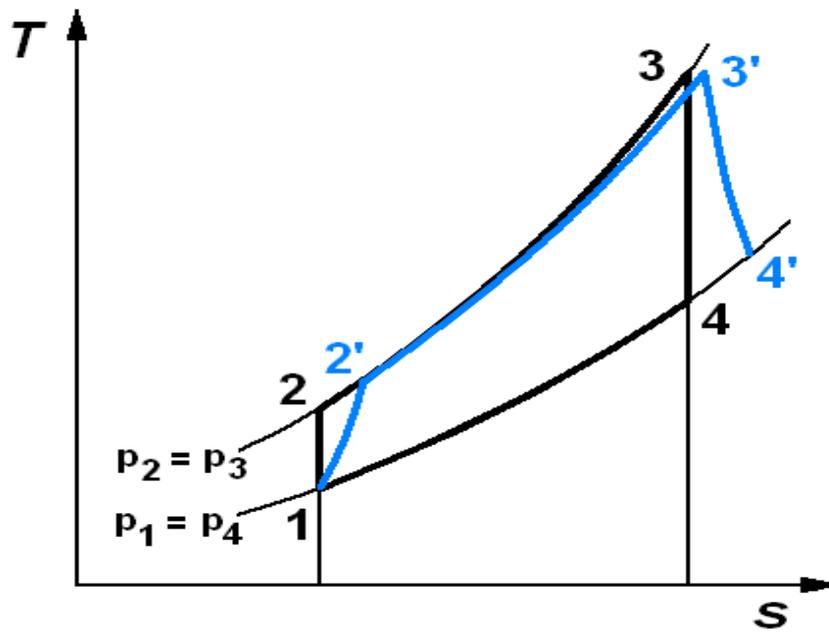


Figure VI. 14. Cycle Thermodynamique réel de la turbine à gaz.

- 1 → 2' : compression polytropique
- 2' → 3' : combustion isobare (avec 3=3')
- 3' → 4' : détente polytropique
- 4' → 1 : échappement isobare

VI.4.2.1. Travail du cycle réel de la turbine à gaz

nous avons une compression polytropique (1,2') et d'après la relation (I-60) du chapitre I

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \Leftrightarrow \frac{T_{2'}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\eta_{\infty c}}} \tag{VI - 10}$$

$\eta_{\infty c}$: rendement polytropique du compresseur

Avec

$$\eta_{\infty c} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} * \frac{n - 1}{n}$$

Le travail du compresseur

$$W_C = \Delta h_{1-2'} = C_p (T_{2'} - T_1) = C_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} - 1 \right) \quad (\text{VI} - 11)$$

La quantité de chaleur fournie (2',3')

$$Q_{ch} = \Delta h_{2'-3'} = C_p (T_3 - T_{2'}) = C_p \left(T_3 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} \right) \quad (\text{VI} - 12)$$

nous avons une détente polytropique (3,4') et d'après la relation (I-62) du chapitre I

$$\frac{T_3}{T_{4'}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Leftrightarrow \frac{T_3}{T_{4'}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{\infty T}}{\gamma}} \quad (\text{VI} - 13)$$

$\eta_{\infty T}$: rendement polytropique de la turbine

avec

$$\eta_{\infty T} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} * \frac{n - 1}{n}$$

Le travail de la turbine

$$W_T = \Delta h_{3'-4'} = C_p (T_3 - T_{4'}) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{\infty T}}{\gamma}}} \right) \quad (\text{VI} - 14)$$

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

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

$$W_{net} = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{\infty T}}{\gamma}}} \right) - C_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} - 1 \right) \quad (\text{VI} - 15)$$

Nous avons d'après le chapitre 1

$$\eta_T = \frac{1 - \left(\frac{1}{P_3/P_4}\right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_{\infty T}}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{1}{P_3/P_4}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}$$

$$\eta_C = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\eta_{\infty C}}} - 1}$$

Donc l'équation (VI – 15) devienne :

$$W_{net} = C_p T_3 \left[\eta_T \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - C_p T_1 \left[\frac{1}{\eta_C} \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right]$$

$$W_{net} = C_p T_3 \left[\eta_T \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} \right) \right] - C_p T_1 \left[\frac{1}{\eta_C} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (VI - 16)$$

$$\frac{W_{net}}{C_p T_1} = \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} \right) \left[\eta_T r - \frac{1}{\eta_C} \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (VI - 17)$$

VI.4.2.2. Rendement du cycle réel de la turbine à gaz

La chaleur fournie :

$$Q_{ch} = C_p \left(T_3 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\eta_{\infty C}}} \right) = C_p \left(T_3 - T_1 \frac{1}{\eta_C} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) - 1 \right) \quad (VI - 18)$$

$$\frac{Q_{ch}}{C_p T_1} = r - 1 - \frac{1}{\eta_c} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \tag{VI - 19}$$

Le rendement thermique du cycle réel de l'installation a pour valeur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{ch}} = \underbrace{\left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)}_{\text{Rendement du cycle idéal}} \underbrace{\frac{\eta_c \eta_T r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c (r - 1) - \eta_c \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + 1}}_{\text{Coefficient correcteur qui est égal à 1 si } \eta_c = \eta_T = 1} \tag{VI - 20}$$

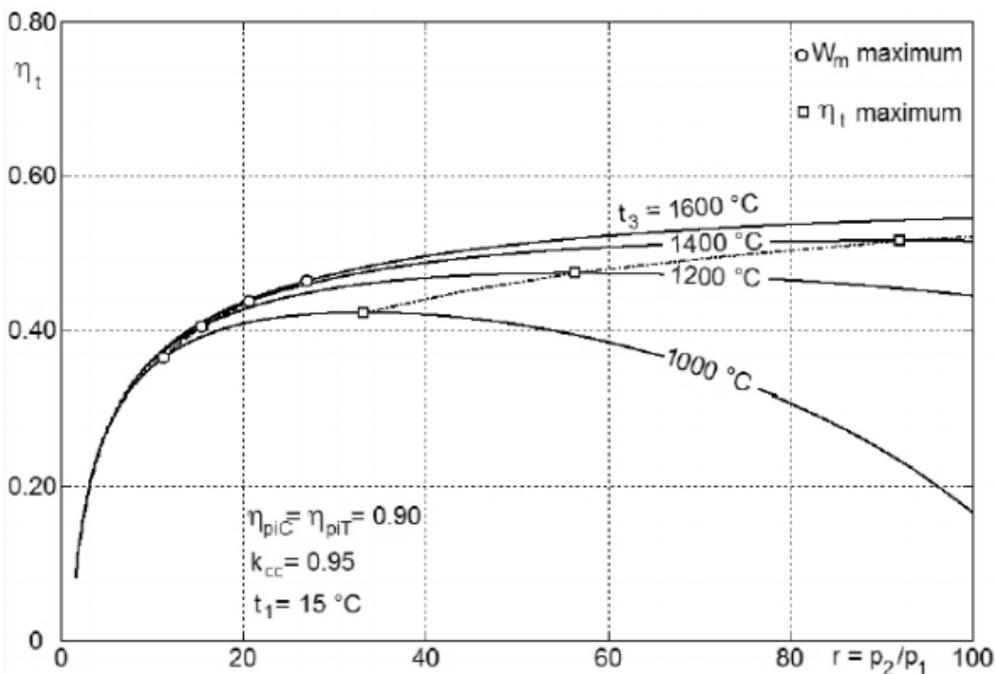


Figure VI. 15. Évolution du rendement thermique en fonction du rapport des pressions

On remarque dans le cycle réel que le rendement dépend aussi du rapport $r = \frac{T_3}{T_1}$ contrairement au cycle idéal. si $\frac{T_3}{T_1}$ augmente alors le rendement augmente et cela implique qu'il faut augmenter la température à la sortie de la chambre de combustion, mais on sera limité par les matériaux des aubes de la turbine HP. Actuellement la température maximale qu'on peut atteindre est de l'ordre de 1700°C.