

Chapitre 2

Cycles à gaz (Brayton) - étude du turboréacteur

2.1 Définition :

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il a été proposé pour la première fois par George Brayton dans le moteur à piston alternatif qu'il a développé vers 1870. Aujourd'hui, il est utilisé pour les turbines à gaz seulement lorsque les processus de compression et de détente se déroulent dans des machines tournantes. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule. Le cycle d'Ericsson lui est similaire, bien qu'il utilise une source de chaleur externe et qu'il incorpore un régénérateur.

2.2 Cycle idéal de Brayton pour des turbines à gaz :

Les turbines à gaz fonctionnent généralement selon un cycle ouvert (fig.2.1). L'air frais dans les conditions ambiantes est aspiré dans le compresseur, où sa température et sa pression sont élevées. L'air à haute pression passe dans la chambre de combustion, où le carburant est brûlé à pression constante. Les gaz à haute température qui en résultent pénètrent alors dans la turbine, où ils se dilatent jusqu'à la pression atmosphérique tout en produisant de l'énergie. Les gaz d'échappement quittant la turbine sont rejetés (non recyclés), ce qui entraîne la classification du cycle en cycle ouvert.

Le cycle à turbine à gaz ouvert peut être modélisé comme un cycle fermé, comme le montre la figure (fig.2.2), en utilisant les hypothèses de l'air standard. Les processus de compression et de détente restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'addition de chaleur à pression

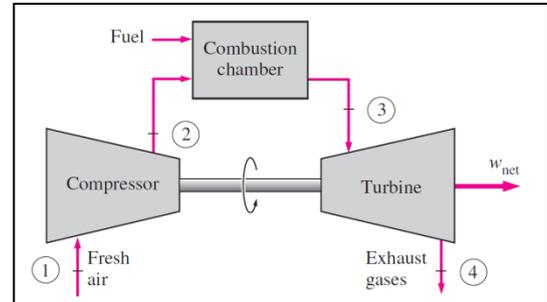


Fig.2.1 Turbine à gaz à cycle ouvert.

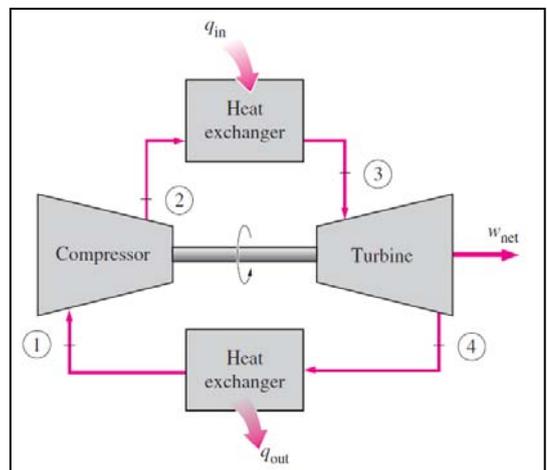


Fig.2.2 Turbine à gaz à cycle fermé.

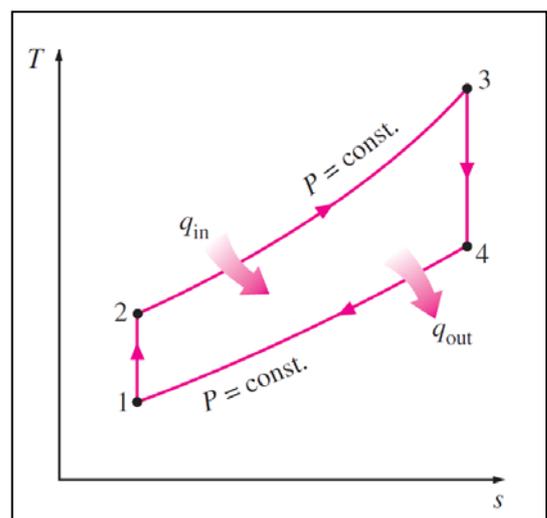


Fig.2.3a Diagramme T-s.

constante provenant d'une source externe et le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur à pression constante. Le cycle idéal du fluide de travail dans cette boucle fermée est le cycle de Brayton, constitué de quatre processus internes réversibles:

(1-2) Compression isentropique (dans un compresseur).

(2-3) Ajout de chaleur à pression constante.

(3-4) Détente isentropique (dans une turbine).

(4-1) Rejet de chaleur à pression constante.

Les diagrammes $T - s$ et $P - v$ d'un cycle de Brayton idéal sont illustrés à la figure (2.3a) et (2.3b). Notez que les quatre processus du cycle de Brayton sont réalisés dans des dispositifs à débit constant; ils doivent donc être analysés comme des processus stationnaires. Lorsque les changements dans les énergies cinétique et potentielle sont négligés, le bilan énergétique d'un processus stationnaire peut être exprimé par unité de masse comme suit:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{exit} - h_{inlet} \quad (1)$$

Par conséquent, les transferts de chaleur vers et à partir du fluide de travail sont :

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2)$$

et

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (3)$$

Ensuite, l'efficacité thermique du cycle de Brayton idéal sous les hypothèses standard de l'air froid devient :

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (4)$$

Les processus 1 - 2 et 3 - 4 sont isentropiques et $P_2 = P_3$ et $P_4 = P_1$. Ainsi :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_3}{T_4} \quad (5)$$

En substituant ces équations dans la relation d'efficacité thermique et après simplification, on obtient :

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (6)$$

avec : $r_p = P_2/P_1$

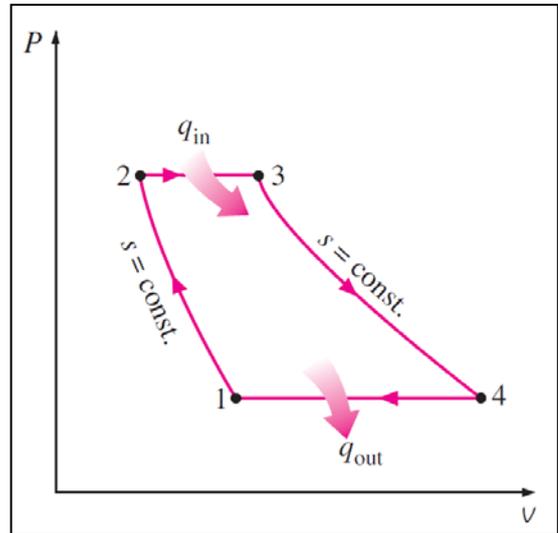


Fig.2.3b Diagramme P-v.

r_p est le rapport de pression et γ est le rapport de chaleur spécifique. L'équation (6) montre que, selon les hypothèses de l'air froid, le rendement thermique d'un cycle de Brayton idéal dépend du rapport de pression de la turbine à gaz et du rapport de chaleur spécifique du fluide de travail. Le rendement thermique augmente avec ces deux paramètres, ce qui est également le cas pour les turbines à gaz réelles.

La courbe du rendement thermique par rapport au rapport de pression est donné sur la figure (2.4) pour $\gamma = 1.4$, qui est la valeur du rapport de chaleur spécifique de l'air à température ambiante.

La température la plus élevée du cycle se produit à la fin du processus de combustion (état 3), et elle est limitée par la température maximale que les pales de la turbine peuvent supporter. Ceci limite également les rapports de pression qui peuvent être utilisés dans le cycle. Pour une température d'entrée de turbine fixe T_3 , la puissance de travail nette par cycle augmente avec le rapport de pression, atteint un maximum, puis commence à diminuer, comme indiqué sur la figure (2.5). Par conséquent, il devrait y avoir un compromis entre le rapport de pression (donc le rendement thermique) et la puissance de travail nette. Avec moins de travail par cycle, un débit massique plus important (donc un système plus important) est nécessaire pour maintenir la même puissance, ce qui peut ne pas être économique. Dans la plupart des conceptions courantes, le rapport de pression des turbines à gaz varie d'environ 11 à 16.

L'air dans les turbines à gaz a deux rôles importants: il fournit l'oxydant nécessaire à la combustion du combustible et sert de liquide de refroidissement pour maintenir la température des divers composants dans des limites sûres. La deuxième fonction est accomplie en aspirant plus d'air que nécessaire pour que la combustion soit complète du carburant. Dans les turbines à gaz, un rapport massique air-carburant atteint 50 ou plus. Le débit massique à travers la turbine est supérieur à celui du compresseur, la différence étant égale au débit massique du carburant. Ainsi, en supposant un

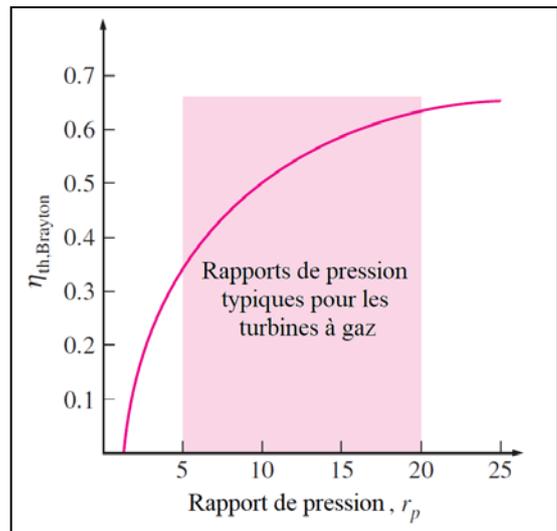


Fig.2.4 Rendement thermique du cycle idéal de Brayton en fonction du rapport de pression.

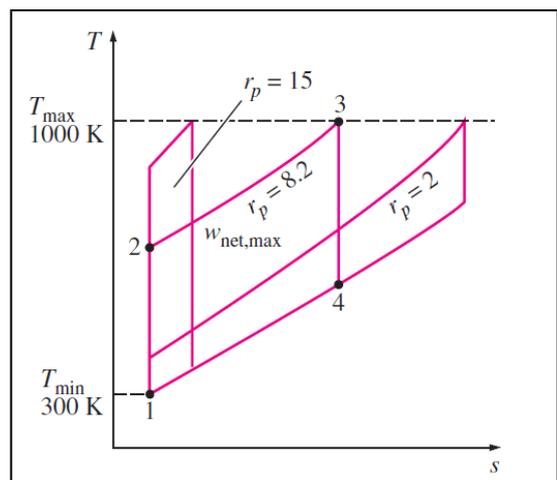


Fig.2.5 Pour les valeurs fixes de T_{min} et T_{max} , le travail net du cycle de Brayton d'abord augmente avec le taux de pression, puis atteint un maximum à $r_p = (T_{max} / T_{min})^{\gamma / [2(\gamma-1)]}$, et finalement diminue.

débit massique constant tout au long du cycle, on obtient des résultats conservateurs pour les turbines à gaz à circuit ouvert.

Les deux principaux domaines d'application des turbines à gaz sont la propulsion des avions et la production d'énergie électrique. Lorsqu'elle est utilisée pour la propulsion des avions, la turbine à gaz produit juste assez de puissance pour entraîner le compresseur et un petit générateur pour alimenter l'équipement auxiliaire. Les gaz d'échappement à grande vitesse sont responsables de la poussée nécessaire pour propulser l'avion.

Les turbines à gaz sont également utilisées comme des centrales électriques fixes pour produire de l'électricité en tant qu'unités autonomes ou conjointement avec des centrales à vapeur du côté des hautes températures. Dans ces usines, les gaz d'échappement de la turbine à gaz servent de source de chaleur pour la vapeur. Le cycle de la turbine à gaz peut également être effectué en cycle fermé pour une utilisation dans les centrales nucléaires. Cette fois, le fluide de travail n'est pas limité à l'air, et un gaz ayant des caractéristiques plus souhaitables (comme l'hélium) peut être utilisé.

Dans les centrales électriques à turbine à gaz, le rapport entre le travail du compresseur et le travail de la turbine, appelé rapport de travail en aval, est très élevé (Fig.2.6). Généralement, plus de la moitié de la puissance de travail de la turbine est utilisée pour entraîner le compresseur.

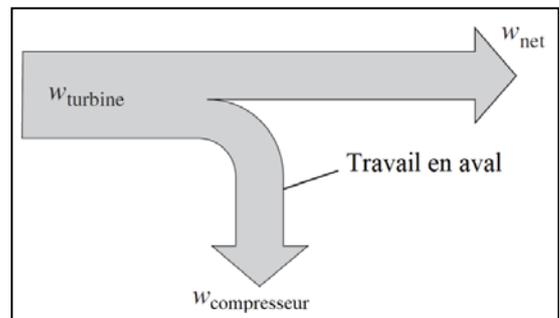


Fig.2.6 La fraction du travail de la turbine utilisée pour entraîner le compresseur est appelée le rapport de travail aval.

2.3 Cycle réel des turbines à gaz à partir d'un cycle idéal:

Le cycle réel de la turbine à gaz diffère du cycle idéal de Brayton sur plusieurs points. D'une part, certaines pertes de charge (chute de pression) pendant les processus d'addition de chaleur et de rejet de chaleur sont inévitables. Plus important encore, le travail effectif du compresseur est plus important, et le rendement réel de la turbine est moindre en raison des irréversibilités. La déviation du comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique idéal peut être présentée avec précision en utilisant les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur.

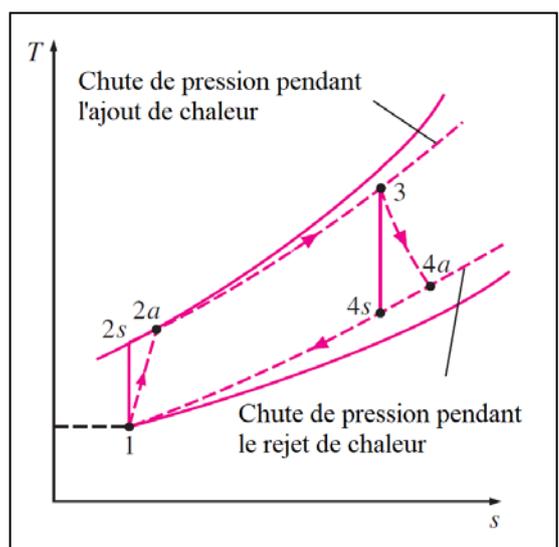


Fig.2.7 Déviation d'un cycle réel de turbine à gaz par rapport au cycle de Brayton idéal à cause d'irréversibilités.

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (7)$$

et

$$\eta_T = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (8)$$

où les états 2a et 4a sont les états réels de la sortie du compresseur et turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique, comme illustré sur la figure (2.7).

2.4 Cycle de Brayton avec régénération :

Dans les turbines à gaz, la température des gaz d'échappement quittant la turbine est souvent considérablement plus élevée que la température de l'air sortant du compresseur. Par conséquent, l'air à haute pression quittant le compresseur peut être chauffé en lui transférant de la chaleur à partir des gaz d'échappement chauds dans un échangeur de chaleur à contre-courant, qui est également connu comme un régénérateur ou un récupérateur. Une turbine à gaz utilisant un régénérateur et le diagramme $T - s$ du nouveau cycle sont montrés sur les Fig.2.8 et 2.9, respectivement.

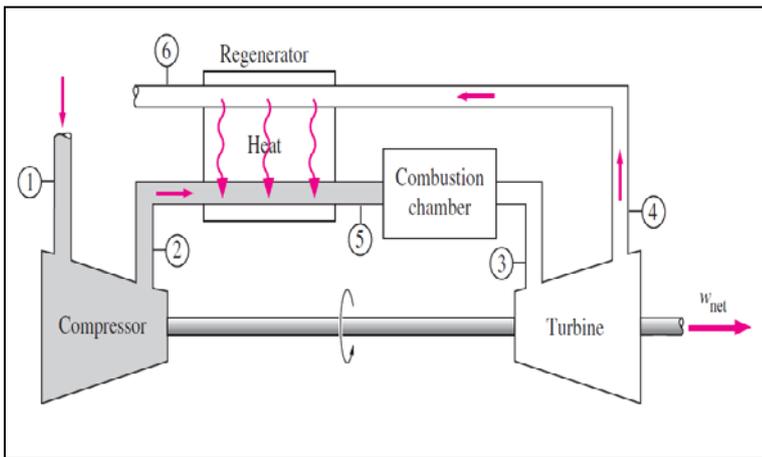


Fig.2.8 Turbine à gaz avec régénération.

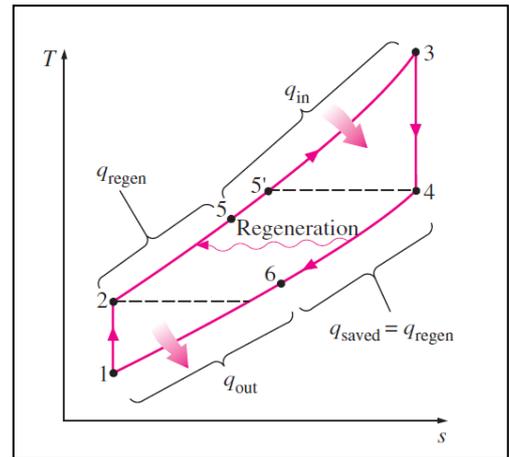


Fig.2.9 Diagramme $T-s$ avec régénération.