

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

II.1. Définition

Dans ce cycle , le froid est obtenu par la détente des gaz dans une turbine. La chaleur est extraite du système sous de travail mécanique. Il est utilisé pour les turbines en cycle ouvert (Fig.1).

La combustion et l'échappement sont à pression constante.

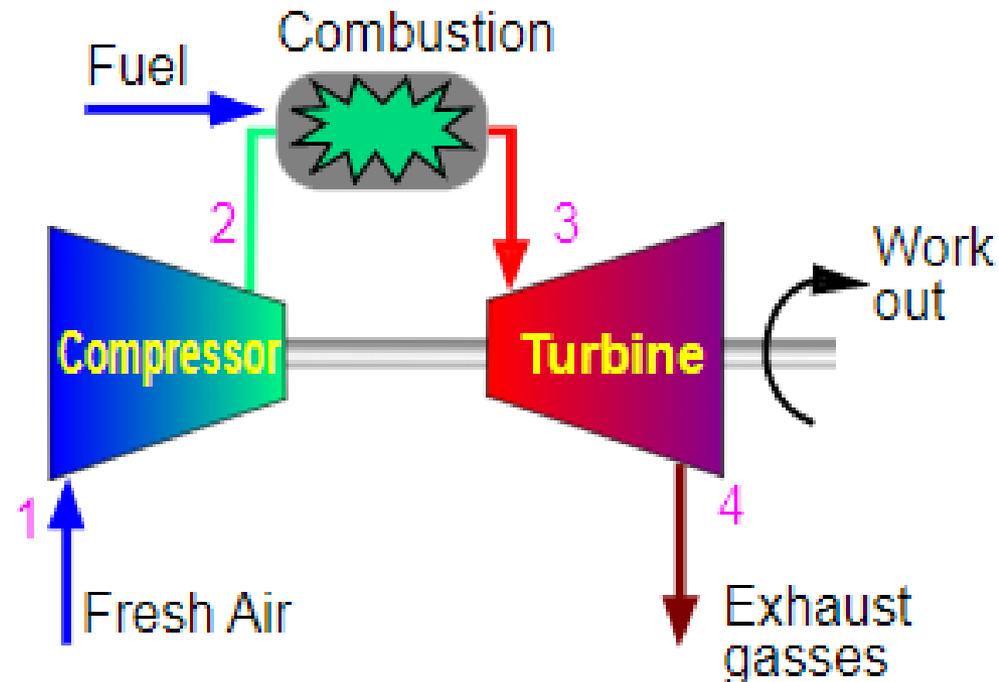


Fig.1

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

Le cycle ouvert de Brayton peut être modélisé en cycle fermé (Fig. 2) comme suit

- 1- 2 : compression isentropique
- 2 -3 : apport de chaleur isobare
- 3 - 4 : détente isentropique
- 4 - 1 : rejet de chaleur isobare

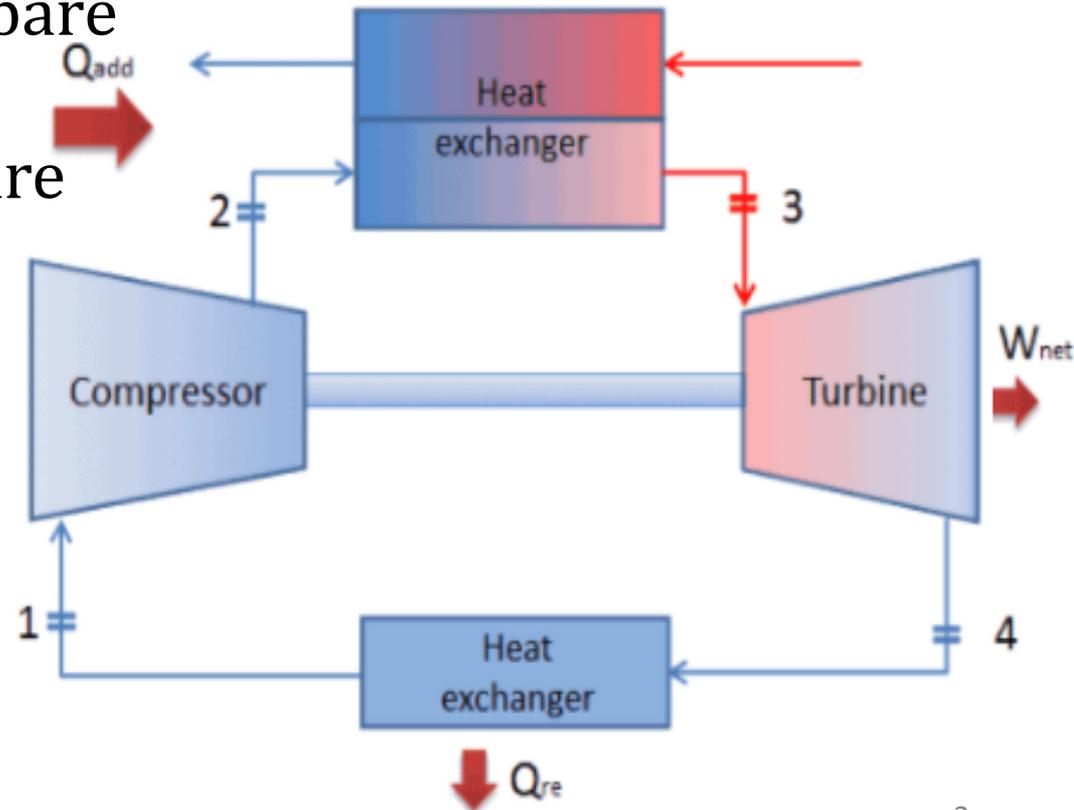


Fig.2

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

La détente provoque une diminution de pression et par conséquent une réduction importante de température, produisant ainsi du liquide.

Le diagramme ($T S$) de ce cycle est représenté dans les figures 3 et 4.

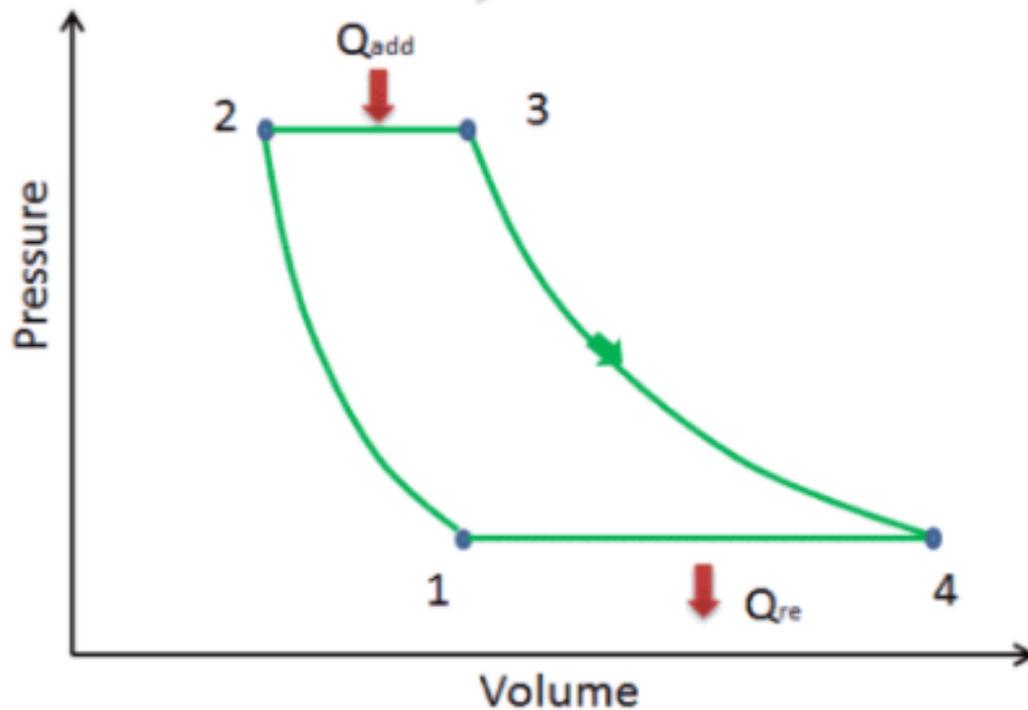


Fig. 3

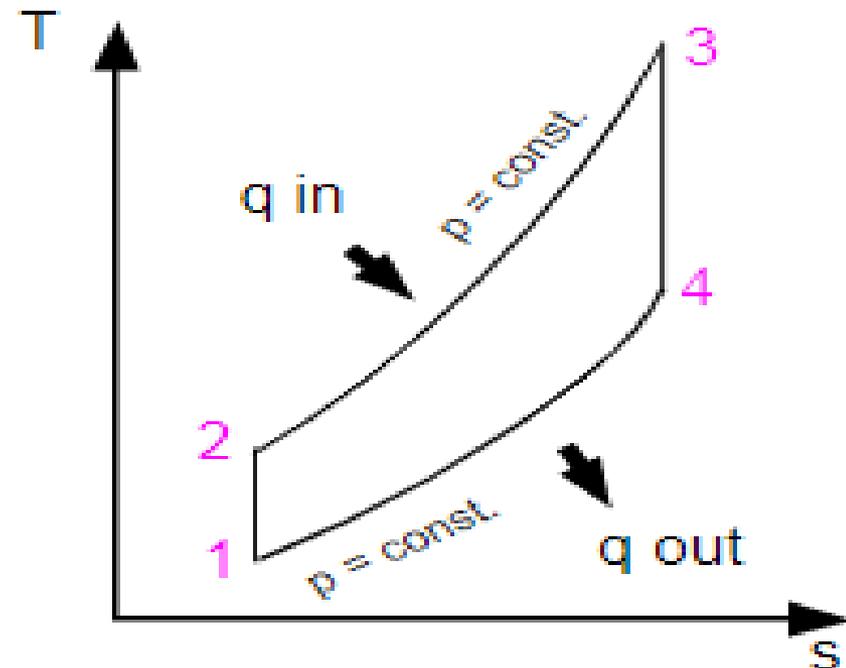


Fig. 4

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

II.2. Bilan énergétique

Pour le cycle fermé, la variation de l'énergie interne est nulle

$$\Delta U_{cyc} = \sum W + \sum Q = 0$$

Donc

$$\Delta h = W + Q$$

$$h_2 - h_1 = W_C (RECU) = C_p(T_2 - T_1)$$

$$h_3 - h_2 = Q_2 = C_p(T_3 - T_2)$$

$$h_4 - h_3 = W_T (FOURNI) = C_p(T_4 - T_3)$$

$$h_1 - h_4 = Q_1 = C_p(T_1 - T_4)$$

Sur le cycle

$$W + Q_1 + Q_2 = 0$$

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

Le rendement thermique du cycle théorique

$$\eta_{th} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{Cp(T_1 - T_4)}{Cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Pour les transformations isentropiques

$$\begin{cases} PV^\gamma = cte \\ T.V^{(\gamma-1)} = cte \\ TP^{\frac{(1-\gamma)}{\gamma}} = cte \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} Cp - Cv = R \\ \frac{Cp}{Cv} = \gamma \end{cases}$$

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

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

$$\begin{aligned} P_2 &= P_3 \\ P_1 &= P_4 \end{aligned} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

En général, l' **augmentation du rapport de pression** est le moyen le plus direct d'augmenter l'efficacité thermique globale du cycle de Brayton, car le cycle se rapproche du cycle de Carnot.

Selon [le principe de Carnot](#), des rendements plus élevés peuvent être atteints en augmentant la température du gaz.

Mais il y a aussi des **limites sur les rapports de pression** qui peuvent être utilisés dans le cycle.

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

La température la plus élevée du cycle se produit à la fin du processus de combustion et elle est limitée par la température maximale à laquelle les aubes de turbine peuvent résister.

Comme d'habitude, les considérations métallurgiques (environ 1700 K) imposent des limites supérieures à l'efficacité thermique.

Il y a deux diagrammes ($T-s$) des cycles de Brayton ayant la même température d'entrée de turbine mais différents rapports de pression de compresseur sur l'image. Comme on peut le voir pour une température d'entrée de turbine fixe, la production nette de travail par cycle

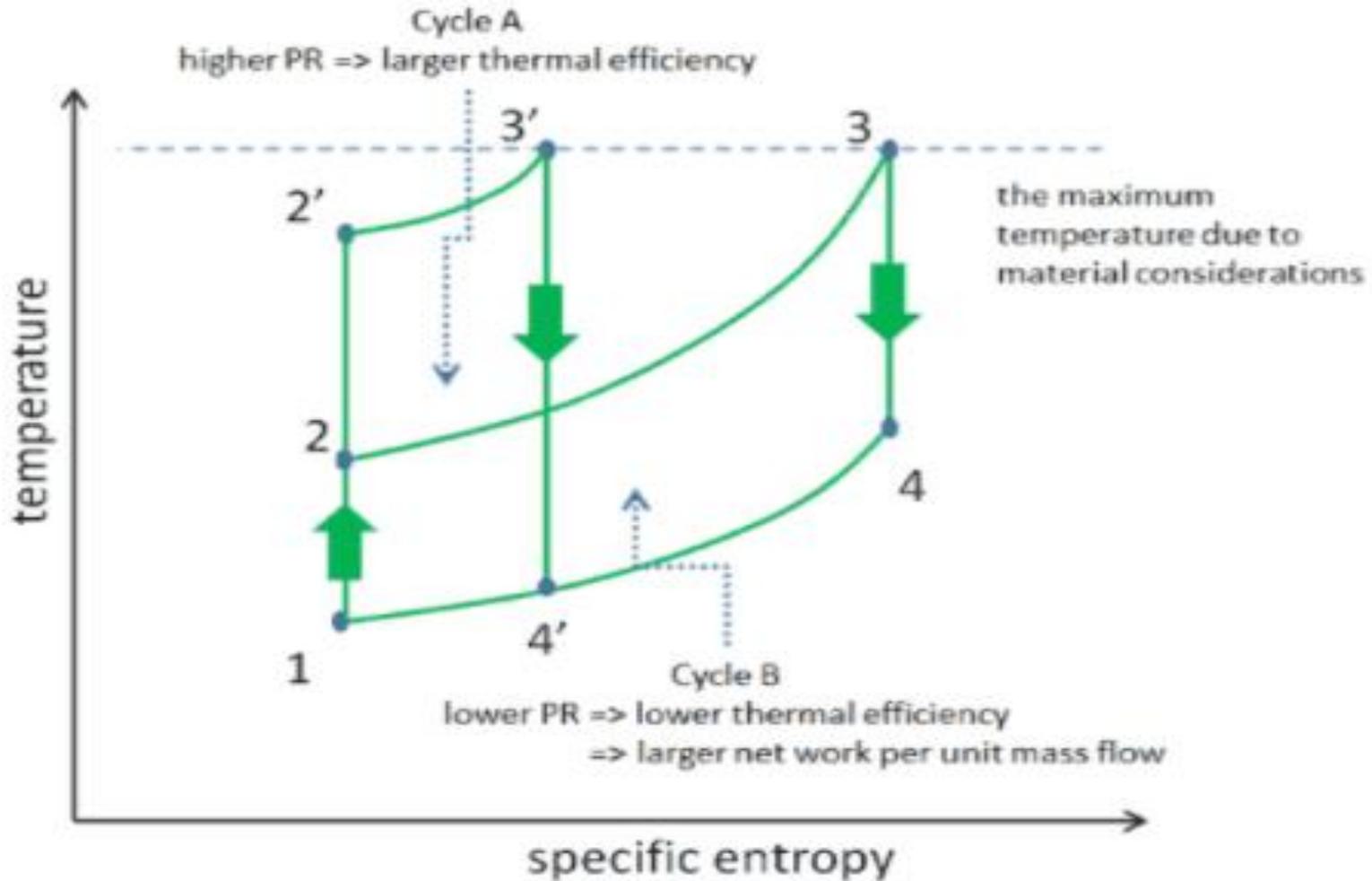
$(W_{net} = W_T - W_C)$ diminue

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

Le cycle A a la plus grande efficacité. D'un autre côté, le **cycle B** a une production nette de travail plus importante par cycle (zone fermée dans le diagramme) et donc une plus grande production nette développée par unité de débit massique. Le travail produit par le cycle multiplie un débit massique par le cycle est égal à la puissance de sortie produite par la turbine à gaz.

Par conséquent, avec moins de puissance de travail par cycle (cycle A), un débit massique plus important (donc un **système plus grand**) est nécessaire pour maintenir la même puissance de sortie, ce qui peut ne pas être économique. C'est la considération clé dans la conception d'une turbine à gaz, car ici les ingénieurs doivent équilibrer l'efficacité thermique et la compacité. Dans la plupart des conceptions courantes, le rapport de pression d'une turbine à gaz varie d'environ 11 à 16.

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur



Cycles de Brayton idéaux avec différents rapports de pression et la même température d'entrée de turbine.

Fig. 5

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

II.3. Turboréacteur

II.3. Définition

Un turboréacteur est formé d'un tube à l'intérieur duquel sont disposés, un compresseur aubes de plusieurs étages, une chambre à combustion disposée sur le même axe, une turbine à gaz et une tuyère de sortie (Fig. 6).

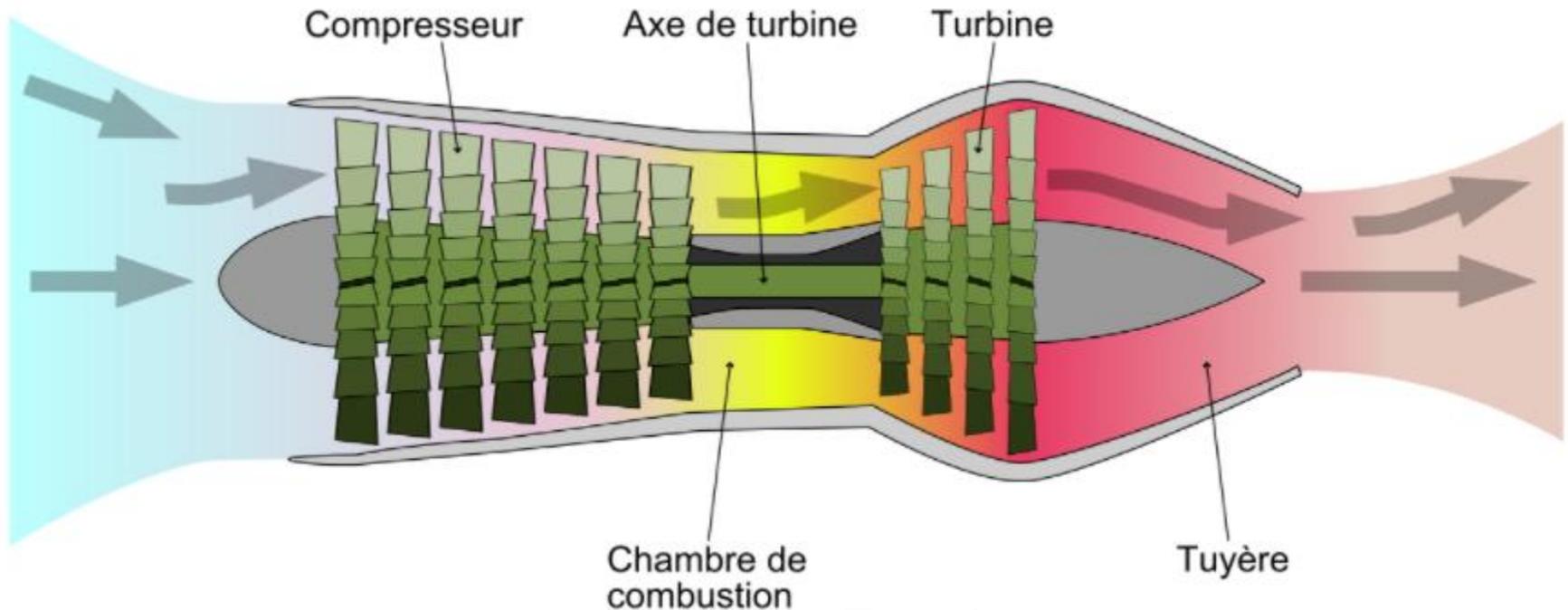


Fig. 6

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turbo réacteur

II.3.2. Principe de fonctionnement

Un moteur à réaction, ou **turboréacteur**, fonctionne sur un principe similaire. L'air pénètre dans le moteur via la buse d'entrée située sur le devant. Il est d'abord comprimé et poussé vers la chambre de combustion, où il est ensuite mélangé avec du kérosène puis enflammé.

Grâce à la différence de vitesse entre l'air entrant et l'air sortant, permet de faire bouger le moteur, et le principe des turbines à gaz qui sont à la base de la poussée.

II- Cycles à gaz (Brayton) – étude du turobréacteur

Le cycle thermodynamique du turboréacteur, peut être représentée par le diagramme Pression / Volume (Fig. 7)

