

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
ENP D'ORAN "MAURICE AUDIN"

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



SUPPORT DE COURS N° 6

Complément de Master
LES TURBINES À GAZ



Enseignant : M. Dr Sid Ali LITIM

I. Introduction aux turbines à gaz

La turbine à gaz est un équipement largement utilisé actuellement en aéronautique et dans les centrales de production d'énergie électrique, il permet d'assurer des services de pointe très rapide et de produire de l'énergie mécanique (directement utilisable), qui peut être transformée en énergie électrique. Sa production peut dépasser les 100 MW voir les dépasser dans certains cas. La turbine à gaz a connu un important développement en aéronautique. Ses principaux avantages sont les suivants :

- démarrage rapide,
- large possibilité d'automatisation,
- absence des besoins en eau,
- matériel peu encombrant,
- simplicité de gestion et de maintenance.

II. Constitution d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est constituée d'un générateur de gaz chaud sous pression et d'un récepteur. Le récepteur peut varier selon l'utilisation, il peut être une turbine, une hélice, ou une tuyère (cas d'un turbo-réacteur).

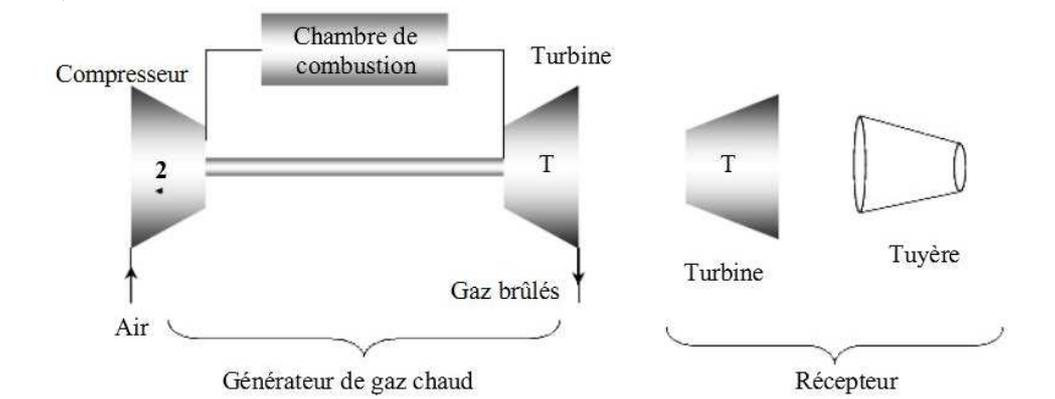


Figure n° 1 : Constitution d'une turbine à gaz

La turbine à gaz (ou à combustion) fonctionne schématiquement comme l'indique la figure ci-dessous.

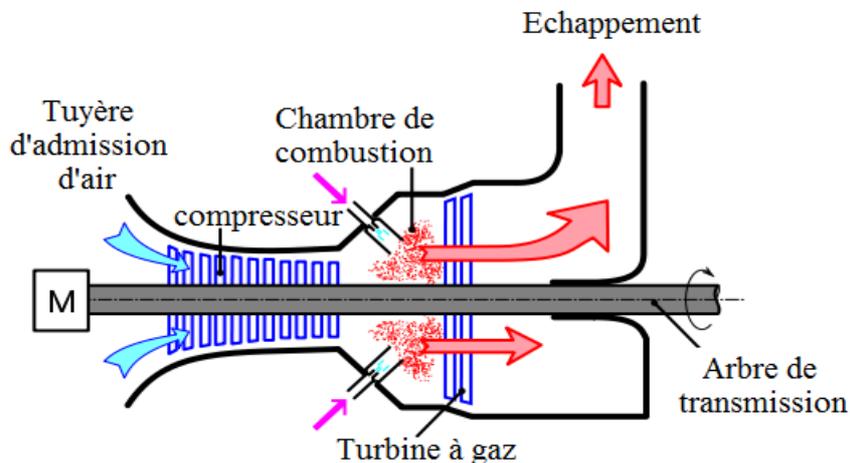


Figure n° 2 : Schéma d'une turbine à gaz

III. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :

L'air pris à l'atmosphère ambiante subit d'abord une compression sensiblement adiabatique dans un turbo compresseur. On injecte par pulvérisation le combustible (fuel, kérosène) et le mélange air combustible ainsi obtenu est brûlé dans une chambre de combustion sous pression sensiblement constante.

Les gaz brûlés sont ensuite détendus dans les aubes fixes d'une turbine et leur énergie cinétique est communiquée aux aubes mobiles solidaires de l'arbre moteur où est monté le compresseur. Une partie du travail obtenu pendant la détente est ainsi utilisée pour entraîner le compresseur. L'arbre commun est relié à une boîte de réduction relié à l'arbre de sortie. Si l'on a une turbine équipant un avion, l'arbre de sortie fait tourner l'hélice et on a un turbo propulseur [1].

Si la détente est fractionnée, on détend le gaz dans une turbine simplement pour faire tourner le compresseur et ensuite, la fin de la détente se fait dans une tuyère où le gaz prend de l'énergie cinétique et il sort du moteur à grande vitesse, on a alors un moteur à réaction ou turboréacteur.

IV. Cycle de base d'une turbine à gaz (cycle de Brayton ou cycle de Joule)

Le cycle de Joule est constitué des évolutions suivantes :

- une compression isentropique (adiabatique) réversible,
- une combustion (chauffage) isobare,
- une détente isentropique (adiabatique) réversible,
- un refroidissement isobare.

Comme le fluide moteur ne suit pas un cycle thermodynamique complet dans la machine. On dit que la turbine à gaz fonctionne suivant un cycle ouvert. Cependant, pour analyser ce type de système (à combustion interne), il est avantageux de se doter de cycle fermé qui approche le cycle ouvert. Le cycle théorique qui constitue une telle approche est basé sur les hypothèses suivantes :

1. la combustion dans la chambre de combustion est remplacée par un apport de chaleur externe.
2. le cycle est complété par un transfert de chaleur au milieu ambiant (au lieu d'avoir les deux évolutions d'admission et d'échappement).
3. Une masse d'air fixe constitue le fluide moteur pour le cycle entier.

Les transformations du cycle de Joule sont représentées sur la figure ci-dessous :

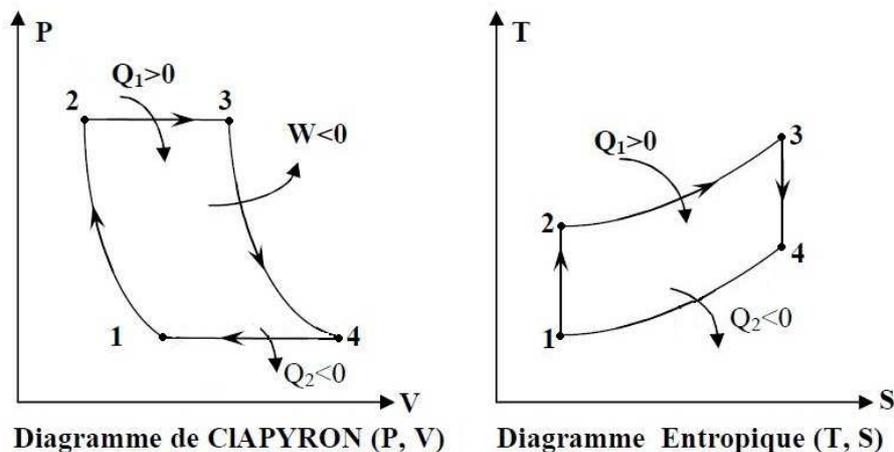


Figure n° 3 (a & b) : Diagrammes (P, V) et (T, S) d'une turbine à gaz

Schéma détaillé du cycle d'une turbine à gaz

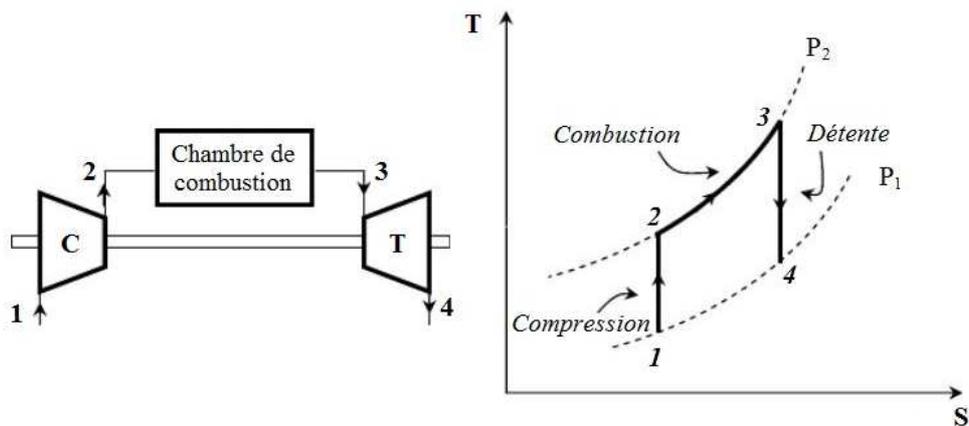


Figure n° 4 : Cycle théorique d'une turbine à gaz

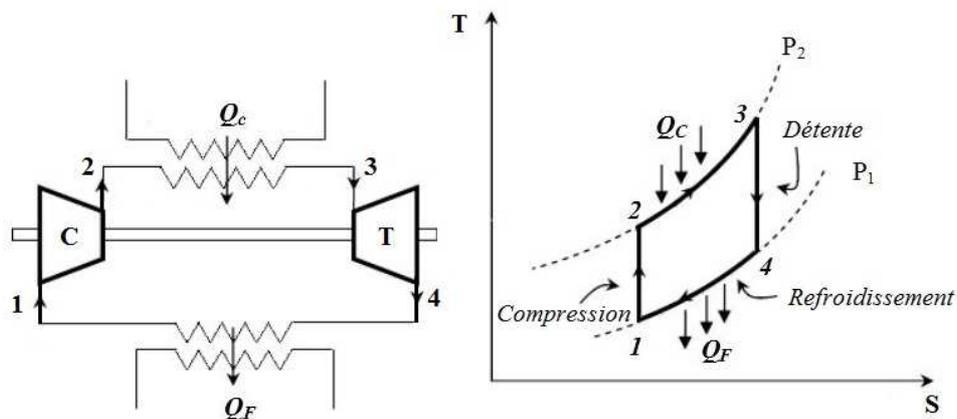


Figure n° 5 : Schéma équivalent du cycle théorique de Joule

V. Calcul du rendement théorique de la turbine à gaz (cycle de Joule) :

Comme il a été cité auparavant le cycle de Joule est caractérisé par les évolutions suivantes :

- 1 2 : Compression isentropique.
- 2 3 : Combustion isobare.
- 3 4 : Détente isentropique.
- 4 1 : refroidissement isobare.

Hypothèses :

- Cycle calorifugé,
- Frottements visqueux dans le fluide est négligeable,
- Variation de l'énergie cinétique et potentielle est négligeable,
- Le fluide moteur est constitué principalement d'air supposé comme un gaz parfait.

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_1}$$

d'où :

$W_u = W_T - W_C$: Travail utile,

W_T : Travail moteur produit par la turbine par kg d'air,

W_C : Travail absorbé par le compresseur pour fournir 1 kg d'air comprimé,

$Q_1 = Q_{23}$: Quantité de chaleur dépensée.

1^{er} principe système ouvert $\Rightarrow H = W + Q$ ($m = 1 \text{ kg}$)

Transformation isentropique $\Rightarrow Q = 0$ d'où :

$$\left. \begin{array}{l} |W_T| = H_3 - H_4 \\ |W_C| = H_2 - H_1 \end{array} \right\} \Rightarrow W_u = (H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)$$

$$|Q_{23}| = H_3 - H_2 \Rightarrow \eta_{th} = \frac{(H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} = \frac{(H_3 - H_2) - (H_4 - H_1)}{H_3 - H_2}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2}$$

Dans le cas d'un gaz parfait, on a $H = Cp \cdot T$ d'où $\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$ or,

Les transformations 1 \rightarrow 2 et 3 \rightarrow 4 sont adiabatiques : ($PV^\gamma = \text{Cte}$, $PV = nRT$)

$$1 \quad 2 \text{ (Compression isentropique)} : \Rightarrow T_1 \cdot P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 \cdot P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$3 \quad 4 \text{ (Détente isentropique)} : \Rightarrow T_3 \cdot P_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_4 \cdot P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Or

$$P_1 = P_4 \text{ et } P_2 = P_3 \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Avec $\omega = \frac{P_2}{P_1}$ taux de compression isentropique.

On obtient finalement le rendement :

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

VI. Cycle réel d'une turbine à gaz

Le cycle réel diffère du cycle théorique par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie [2].

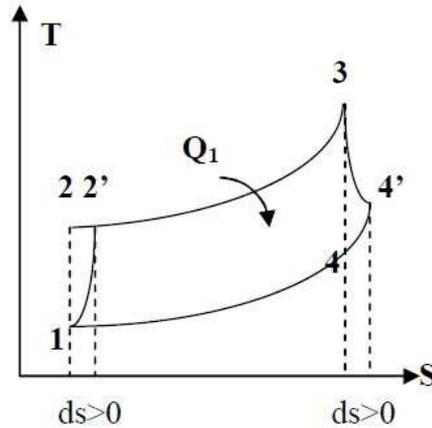


Figure n° 6 : Accroissement d'entropie dans une turbine à gaz

- La combustion elle-même est accompagnée d'une légère perte de charge et la pression du point (3) est légèrement inférieure à celle du point (2).
- 2' et 4' (cycle réel).

VI.1. Calcul du rendement réel du cycle de Joule.

$$\eta_{\text{réel}} = \frac{w_u}{Q_{23}}$$

Avec :

$$W_u = W_T - W_C : \text{Travail utile}$$

Dans le cas du cycle réel, les pertes qui peuvent affectées l'installation sont les suivantes.

- Pertes pendant la compression caractérisées par : $\eta_c = \frac{H_2 - H_1}{H_{2'} - H_1}$

Rendement adiabatique de compression.

- Pertes pendant la détente caractérisées par : $\eta_T = \frac{H_3 - H_{4'}}{H_3 - H_4}$

Rendement isentropique (adiabatique) de la turbine.

- Autres pertes (pertes de charge, pertes mécaniques, pertes par imbrûlés (pertes par rayonnement) peu influentes.

Le travail utile du cycle réel ayant pour expression :

$$W_u = W_T - W_C = \eta_T \cdot W_T - \frac{W_C}{\eta_c}$$

$$\text{avec } \begin{cases} W_T = H_3 - H_4 \\ W_C = H_2 - H_1 \end{cases} \text{ du cycle théorique}$$

$$\Rightarrow W_u = \eta_T \cdot (H_3 - H_4) - \frac{1}{\eta_c} \cdot (H_2 - H_1)$$

Pour un gaz parfait, on a $H = C_p \cdot T$,

On peut écrire :

$$W_u = \eta_T \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) - \frac{C_p}{\eta_c} \cdot (T_2 - T_1) = \eta_T \cdot C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - \frac{C_p}{\eta_c} T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

$$\text{Or : } \frac{T_2}{T_1} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ et } \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \Rightarrow W_u = \eta_T \cdot C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \frac{C_p}{\eta_c} T_1 \cdot \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

Avec $\omega = \frac{P_2}{P_1}$ taux de compression isentropique

La quantité de chaleur dépensée dans ce cycle est :

$$Q_{2'3} = C_p \cdot (T_3 - T_{2'}) = C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{T_{2'}}{T_3}\right), \text{ or } \eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \Rightarrow T_{2'} - T_1 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_c}$$

$$\Rightarrow T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = T_1 \left(1 + \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\eta_c}\right)$$

$$\Rightarrow T_{2'} = T_1 \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right).$$

Remplaçons T2' dans Q2'3 :

$$Q_{2'3} = C_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right)\right]$$

Le rendement du cycle réel de la turbine à gaz est égal à :

$$\eta_{\text{réel}} = \frac{W_u}{Q_{2'3}} = \frac{\eta_T \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \eta_c^{-1} \cdot T_1 \cdot \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_3 \cdot \left[1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right)\right]}$$

VII. Exercices corrigés :

VII.1. Exercice n° 1 (Cycle de Brayton) [3]

Nous étudions une turbine à gaz servant à la propulsion d'un navire dont le schéma synoptique est donné ci-dessous. Nous modélisons son fonctionnement par un cycle fermé appelé cycle de Brayton idéal. Le fluide est de l'air (voir la figure 7).

- Étape 1 → 2 : compression adiabatique réversible.
- Étape 2 → 3 : chauffage isobare.
- Étape 3 → 4 : détente adiabatique réversible.
- Étape 4 → 1 : refroidissement isobare.

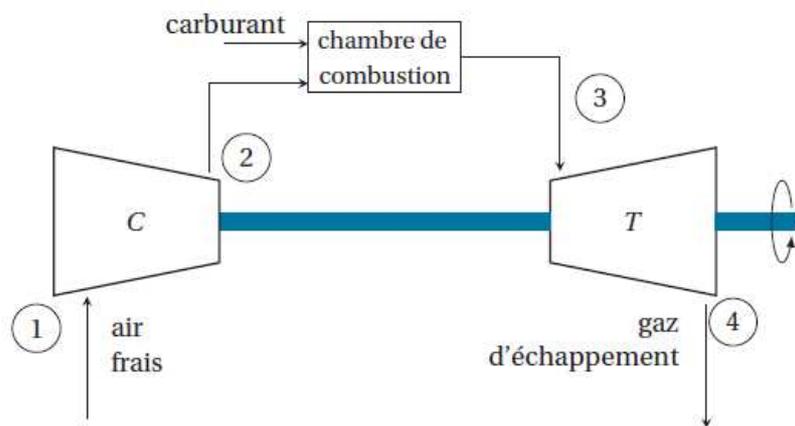


Figure 7. Schéma d'une turbine à gaz

Données :

Température à l'entrée du compresseur : $T_1 = 300 \text{ K}$; pression à l'entrée du compresseur : $P_1 = 1,013 \text{ bar}$; pression à la sortie du compresseur : $P_2 = 10 \text{ bar}$; température à l'entrée de la turbine : $T_3 = 1300 \text{ K}$.

Les valeurs sont à lire sur la figure 1

1. Déterminer la température de l'air en sortie du compresseur T_2 .
2. Déterminer également la température de l'air en sortie de turbine T_4 .
3. Déterminer le rapport du travail consommé par le compresseur au travail produit par la turbine.
4. Déterminer le rendement thermique de ce cycle.
5. Déterminer la capacité thermique massique de l'air ?

Correction de l'exercice n° 1

Le cycle est représenté sur le diagramme (P, h) ci-dessous : on se déplace en particulier à $s = C^{\text{ste}}$ sur les étapes adiabatiques et réversibles.

1. On lit au point M_2 : $\theta_2 \approx 310 \text{ °C}$.
2. On lit au point M_4 : $\theta_4 \approx 450 \text{ °C}$.

3. Le premier principe industriel pour un écoulement stationnaire s'écrit, en négligeant les variations d'énergie mécanique $\Delta h = W_a + q$.

Les traversées du compresseur et de la turbine sont adiabatiques, on a donc : $h = W_a$.

$$\text{On lit : } W_C = h_2 - h_1 \approx 270 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad w_T = h_4 - h_3 \approx 700 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

La détente dans la turbine fournit donc $-w_T$, supérieur au travail nécessaire pour faire fonctionner le compresseur, heureusement.

4. Le travail fourni par la turbine à l'extérieur, égal à $-W_T - W_C = 430 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, qui est aussi le travail total fourni sur un cycle.

L'air reçoit le transfert thermique $q_c = h_3 - h_2 = 850 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ dans la chambre de combustion.

Le rendement est donc :

$$\eta = \frac{-W_T - W_C}{q_c} \approx 0,50 \approx 50\%$$

5. On observe que les courbes isothermes sont équidistantes sur l'axe des enthalpies massiques : la capacité thermique massique c est donc approximativement constante.

On la calcule : $c = \frac{1200}{1100} = 1,1 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

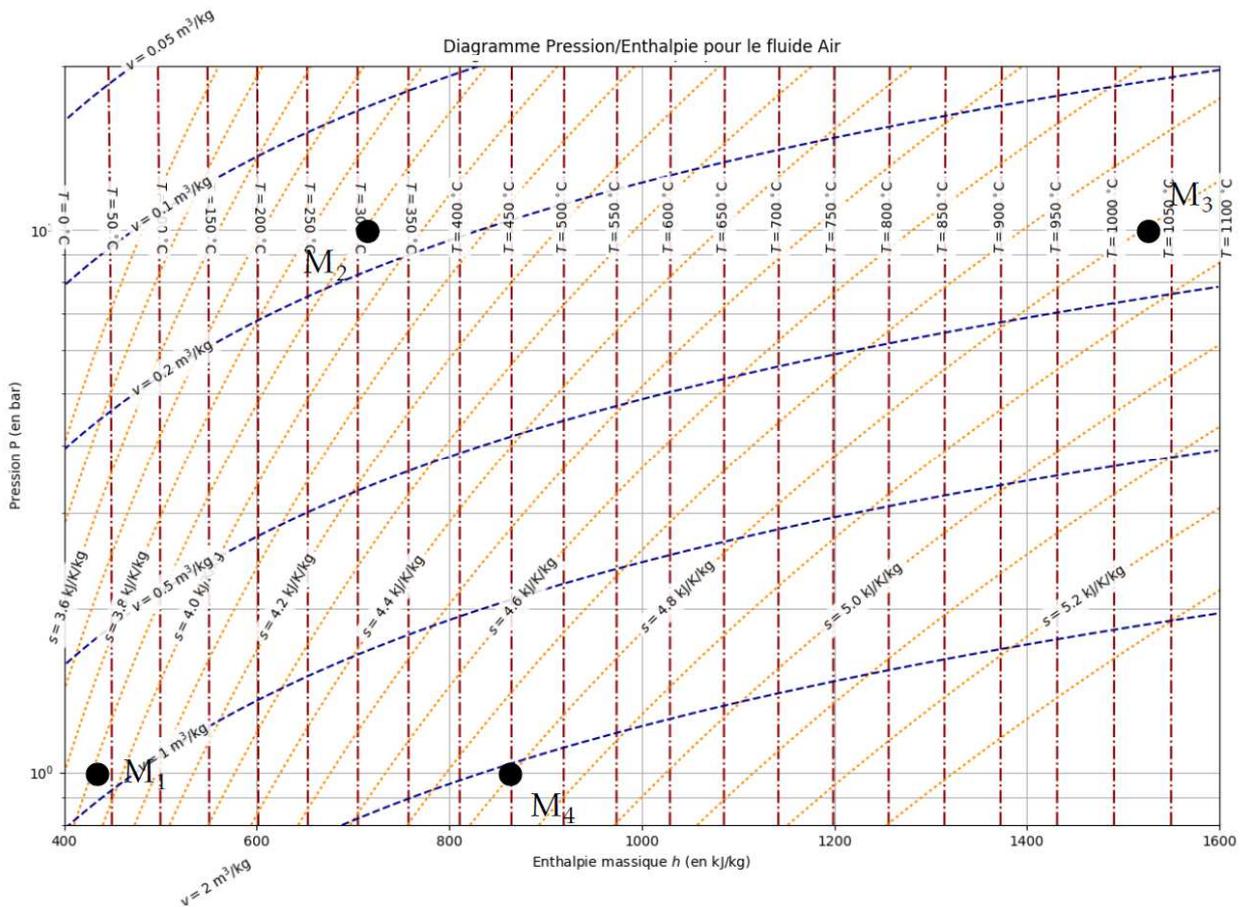


Figure 8. Diagramme (P,h) de l'air

VII.2. Exercice n° 2 (Turbine à gaz avec échangeur : cycle idéal)

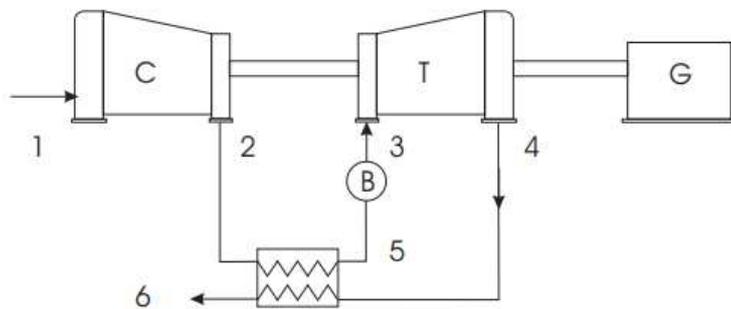
Une turbine à gaz opère avec de l'air à $C_p = C^{ste}$.

Les données sont :

- La température et la pression à l'entrée du compresseur C est $T_1 = 288 \text{ K}$, $P_1 = 0,1 \text{ MPa}$;
- Le rapport de compression $r_c = 8$;
- La température à la sortie de la chambre de combustion $T_3 = 1500 \text{ K}$ et $T_4 - T_6 = T_4 - T_2$
- Le débit massique d'air $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$.

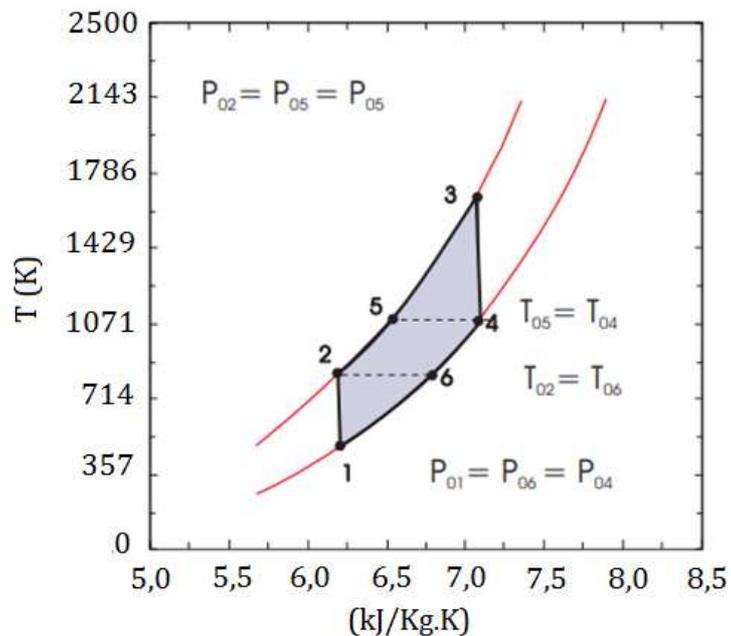
Calculer :

- Les coordonnées (T,P) du cycle ;
- Le rendement thermique.



Solution de l'exercice n° 2

1) Représentation les coordonnées de températures et de pressions du cycle



2) Calcul du rendement thermique :

$$P_2 = P_1 \times r_c = 0,8 \text{ MPa}$$

$$P_4 = P_1 = 0,1 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow T_4 = 827,6 \text{ K}$$

$$W = W_{tur} - W_{comp} = Cp(T_3 - T_4) - Cp(T_2 - T_1) = 440,4 \text{ kJ / kg}$$

$$Q = Cp(T_3 - T_5)$$

$$\eta = \frac{W}{Qc} = \frac{Cp(T_3 - T_4) - Cp(T_2 - T_1)}{Cp(T_3 - T_5)} = 0,65 = 65\%$$

$$\rightarrow \eta = 65\%$$

VIII. Référence bibliographiques

[1] Olivier Cleynen, "Chapitre 10 du Cycles moteurs à gaz - Les mugissements de la de la machine à air, Avril 2015

<http://thermodynamique.ninja/>

Site web consulté le 23 Octobre 2018

[2] Max GIRAUD, Joël SILET, "Turbines à gaz aéronautiques et terrestres", Techniques de l'ingénieur, B 4 410

[3] Louis le Grand- Julien Cubizolles, "Cours et TD de Machines thermiques", semaine du 8 au 15 juin 2018

<http://creativecommons.org/licences/by-nc-nd/2.0/fr/>

Site web consulté le 18 janvier 2019