4 - Machines thermiques ouvertes

Pour réviser le cours

EXERCICE 1 Machines ouvertes (⋆)

Le système représenté en *Figure 1* possède une entrée et une sortie de matière où la température T, la pression p, la vitesse v, le débit massique D et l'enthalpie massique h sont définis. Le système échange algébriquement, avec le milieu extérieur, la puissance thermique $\dot{Q}$ et la puissance utile $\dot{W}$. Les débits massiques D_e et D_s sont positifs. Il n'y a pas de travaux dérivant d'une énergie potentielle.

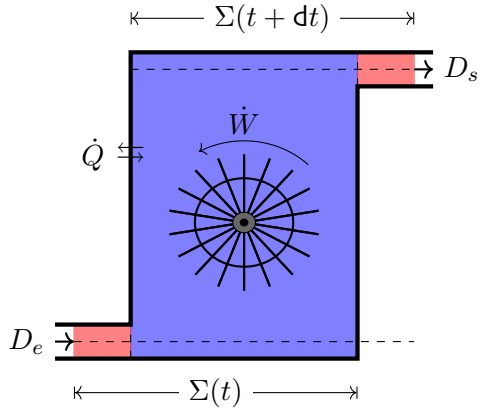


Fig 1. Représentation d'un système ouvert.

1. Rappeler l'unité des grandeurs $\dot{W}$, $\dot{Q}$ et D_m mentionnées sur la *Figure 1*.
2. Établir l'équation locale de conservation de la matière :

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} = D_e - D_s \qquad (1)$$

3. Établir l'expression du premier principe de la thermodynamique en régime transitoire pour le système ouvert représenté sur la *Figure 1* :

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = D_e(h_e + e_{c_e}) - D_s(h_s + e_{c_s}) + \dot{W} + \dot{Q} \qquad (2)$$

où $\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t}$ désigne la dérivée de l'énergie interne du système étudié par rapport au temps.

Simplifier cette expression pour l'adapter au cas des systèmes en régime stationnaire.

EXERCICE 2 Laminage d'un liquide (⋆)

On considère de l'eau (fluide incompressible de masse volumique $\mu \simeq 1,00$ g · mL^{-1}) avec une capacité thermique massique à volume constant $c_v \simeq 4,18$ kJ · kg^{-1} · K^{-1}, traversant une paroi poreuse. La pression de l'eau chute de $p_1 \simeq 30,0$ bar à $p_2 \simeq 1,0$ bar.

1. Calculer la variation de température de l'eau. Comment appelle-t-on aussi un laminage ?

EXERCICE 3 Pompage d'un bassin (⋆)

On considère une pompe transportant de l'eau d'un bassin à $T_0 \simeq 283$ K, avec un débit volumique de $q_v \simeq 500$ L/min, vers un réservoir situé $z \simeq 300$ m plus haut. L'eau est refroidie dans un échangeur, cédant 10 MJ/min avant d'entrer dans le réservoir. Le régime est stationnaire et la puissance mécanique de la pompe est $\mathcal{P}_{\text{méc}} \simeq 3,7$ kW. La capacité thermique de l'eau est $c \simeq 4,2$ kJ · kg^{-1} · K^{-1} et son énergie cinétique macroscopique est négligeable. On note $g \simeq 9,8$ m · s^{-2} l'accélération de la pesanteur et $\mu_{\text{eau}} \simeq 1,0$ g · mL^{-1} la masse volumique de l'eau.

1. Trouver la température T_c de l'eau qui entre dans le réservoir.

EXERCICE 4 Véhicule à air comprimé (⋆⋆)

On considère un réservoir de volume $V \simeq 350$ L chargé d'air à la pression $p(t)$ et à la température $T_0 \simeq 298$ K constante qui obéit à l'équation d'état des gaz parfaits :

$$p(t) \times V = \frac{R}{M} T_0 m(t) \qquad (3)$$

Ce réservoir sous pression délivre un débit massique lentement variable $D_m(t)$ de gaz à un moteur équipé d'une turbine dans laquelle le gaz subit une détente réversible qui permet ainsi au moteur de développer une puissance :

$$\mathcal{P}_u(t) = D_m(t)\ c_p T_0 \left(1 - \left(\frac{p_0}{p(t)}\right)^k\right) \qquad (4)$$

On considère que le réservoir alimente le moteur entre la pression $p_2 \simeq 350$ bar et $p_1 \simeq 35,0$ bar. On note p_0 la pression de l'atmosphère ambiante et $\frac{c_p M}{R} = \frac{1}{k} \simeq 3,50$.

1. Calculer la masse m_0 d'air stockée initialement.
2. Démontrer l'expression de la puissance $\mathcal{P}_u(t)$ dans l'*équation 4*.
3. En faisant un bilan de masse sur le réservoir, déterminer l'expression de la durée de fonctionnement du moteur Δt si le débit de gaz est régulé pour avoir une puissance $\mathcal{P}_u$ constante. Calculer cette valeur.

4. Déterminer l'énergie totale fournie dans un cycle de fonctionnement ainsi que l'autonomie du véhicule pour une puissance moyenne de $|\mathcal{P}_u| \simeq 4,00$ kW correspondant à une vitesse moyenne de 50 km.h^{-1}.
5. Quel paramètre n'a pas été pris en compte lors de la détente du gaz ?

Données :

Masse molaire $M \simeq 28,8$ g · mol^{-1}.

L'essentiel

EXERCICE 5 Moteur avec réchauffeur (⋆⋆)

On considère l'installation représentée sur le schéma de la *Figure 2*.

En cours de détente isentropique, du fluide diphasé (point 5) est soutiré dans la turbine à une pression intermédiaire p_5 ($p_3 > p_5 > p_4$) pour alimenter un réchauffeur.

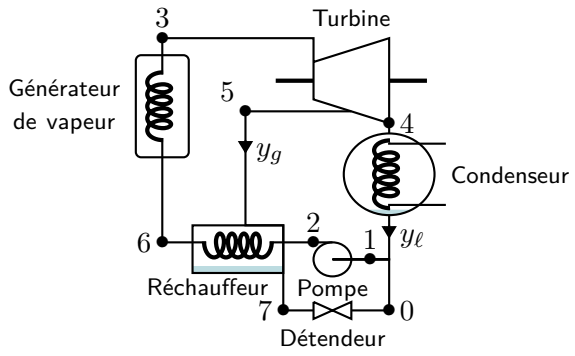


Fig 2. Schéma de l'installation.

La condensation de la vapeur et le refroidissement du liquide obtenu, permet ainsi de réchauffer de manière isobare le liquide sortant de la pompe jusqu'à la température du point 6 : $T_6 > T_2$. Le fluide soutiré, après condensation dans ce réchauffeur et sous refroidissement, est réintroduit dans le circuit principal en amont du réchauffeur et de la pompe d'alimentation par l'intermédiaire d'un détendeur statique. On suppose donc que le réchauffeur est du type contre-courant (deux circuits séparés), et que le liquide à réchauffer y entre à la température T_2 égale à celle T_7, que possède le fluide soutiré à la sortie du réchauffeur. On suppose identique l'état du fluide aux points 0 et 1. On raisonne sur le cas d'un débit massique sortant de la turbine 4 unitaire (soit $y_\ell \simeq 1$ kg · s^{-1}), donc pénétrant dans le condenseur. On note y_g le débit massique de fluide soutiré alimentant le réchauffeur.

1. Déterminer le débit massique en 6 rentrant dans le générateur de vapeur.
2. Démontrer que l'évolution dans le détendeur statique étant adiabatique, elle est aussi isenthalpe.
3. Établir la relation $(y_g + y_\ell) \times h_6 = y_g \times h_5 + y_\ell h_2$.
4. Établir l'expression du travail indiqué de la turbine w_{i_T} en fonction des enthalpies aux différents points. Établir le rendement de ce moteur.

EXERCICE 6 Cycle de Kalina (⋆⋆)

Pour valoriser les pertes énergétiques des fumées à $160°$C en sortie de cheminée industrielle, un cycle de RANKINE organique peut convertir ces calories en travail mécanique. Le cycle de KALINA, une variante utilisant un mélange eau-ammoniac, améliore l'efficacité thermique grâce à des changements de phase à pression constante et température variable dans le condenseur et l'évaporateur. Une schématisation de la machine thermique est disponible en *Figure 3*.

Le fluide suit le cycle suivant :

$1 \to 2$ & 8 : Le fluide diphasique à $T_1 \simeq 433°$C est séparé à pression constante avec une fraction massique d'ammoniac de $w_1 \simeq 0,4$ à $w_2 \simeq 0,86$ et $w_8 \simeq 0,33$.
$2 \to 3$: La vapeur saturante, avec un débit xD_m, subit une détente adiabatique jusqu'à $p_3 \simeq 2,05$ bar dans une turbine.
$3 \to 4$: La vapeur en fin de détente est réunie avec le liquide saturant, avec un débit sortant de D_m.
$4 \to 5$: Le mélange est condensé jusqu'à saturation à 303 K.
$5 \to 6$: La pompe isentropique comprime le liquide jusqu'à $p_6 \simeq 35$ bar.
$6 \to 7$: Le liquide est réchauffé en passant dans un régénérateur, utilisant la chaleur du liquide saturant chaud.
$7 \to 1$: Le liquide est évaporé à pression constante. La puissance récupérable est $\mathcal{P}_{71} \simeq 4,6$ MW.
$9 \to 10$: Le liquide saturant, après régénérateur, subit un laminage isenthalpe jusqu'à l'état 10.

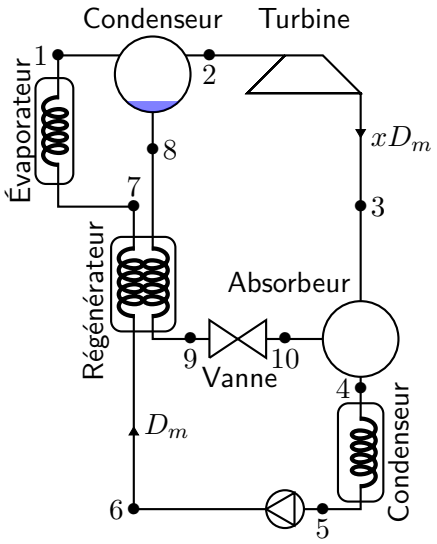


Fig 3. Schéma de la machine thermique.

Document sous licence Creative Commons « Attribution - Pas d'Utilisation Commerciale 3.0 non transposé (CC BY-NC 3.0) ».
Pour plus d'informations : creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/

Les enthalpies du mélange eau-ammoniac sont données dans le tableau de la *Figure 4* pour quelques états thermodynamiques.

État	1	2	3	4
h (en kJ · kg^{-1})	676,8	1715	1266,1	
État	**5**	**6**	**7**	**8**
h (en kJ · kg^{-1})	−95,3	−90,6	266,1	524,3

Fig 4. Enthalpies massiques du mélange eau-ammoniac à différents états dans la machine.

Les canalisations sont supposées calorifugées et l'écoulement du liquide dans les canalisations se fait sans perte de charge.

1. Calculer le débit D_m nécessaire pour récupérer une puissance de chauffe $\mathcal{P}_{71}$.
2. Déterminer l'enthalpie massique des états 9 et 10.
3. Calculer la puissance mécanique $\mathcal{P}_{\text{turb}}$ récupérable sur la turbine.
4. Calculer la puissance mécanique $\mathcal{P}_{\text{méca}}$ de la pompe et la puissance thermique $\mathcal{P}_{\text{cond}}$ évacuée dans le condenseur. Estimer le débit d'eau nécessaire pour évacuer cette puissance thermique s'en dépasser une variation de température de 10°C. La capacité thermique de l'eau étant $c \simeq 4,18$ kJ · kg^{-1}.
5. Définir le rendement du cycle et l'exprimer en fonction des enthalpies des différents états. Calculer le rendement de Carnot d'une machine équivalente. Conclure.

EXERCICE 7 Turboréacteur simple flux (⋆)

Le turboréacteur simple flux, représenté en *Figure 5*, est un système de propulsion essentiellement utilisé pour les avions de combat.

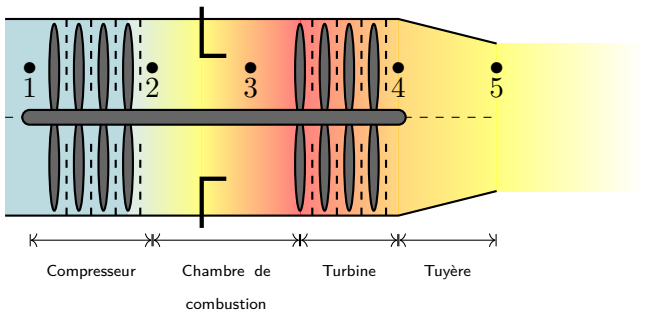


Fig 5. Turboréacteur simple flux.

Les caractéristiques de l'écoulement sont les suivantes :
$1 \to 2$: l'air ambiant ($T_1 \simeq 300$ K, $p_1 \simeq 1,00$ bar) est aspiré et comprimé de façon insentropique par le compresseur, de taux de compression $\tau_{12} = \frac{p_2}{p_1} \simeq 10,0$; puis cet air pénètre à la température T_2 et sous la pression p_2, dans la chambre de combustion où le carburant est injecté.
$2 \to 3$: grâce à la combustion du kérosène, l'air subit un réchauffement isobare ($p_3 = p_2$) jusqu'à la température $T_3 \simeq 1200$ K.
$3 \to 4$: le mélange gazeux subit une détente isentropique partielle dans la turbine.
$4 \to 5$: les gaz sont admis dans la tuyère, conduite de section variable, où leur détente isentropique se poursuit jusqu'à la pression ambiante $p_5 = p_1 \simeq 1,00$ bar.

Le débit massique de l'air aspiré (et aussi de l'air refoulé, en régime permanent) par le turboréacteur vaut $D_m \simeq 50,0$ kg · s^{-1}. On néglige les variations d'énergie potentielle et cinétique (sauf dans la tuyère) et on considère l'air comme un gaz parfait diatomique de coefficient de Laplace $\left(\gamma = \frac{c_p}{c_v} \simeq 1,4\right)$ constant et de constante spécifique $r \simeq 287$ J · kg^{-1} · K^{-1}. Les seules parties mécaniques mobiles sont les compresseurs et les turbines, qui transmettent aux compresseurs le travail qu'elles reçoivent du gaz sans perte dans la transmission. Le pouvoir calorifique du carburant utilisé est $p_k \simeq 50,0$ MJ · kg^{-1}.

1. Établir les expressions littérales de la température T_2 à la sortie du compresseur et du travail indiqué massique w_{12} mis en jeu dans le compresseur.
2. Calculer T_2, puis w_{12}. En déduire la valeur de la température T_4.
3. Exprimer et calculer la pression p_4 à la sortie de la turbine qui entraîne le compresseur et de la température T_5 à la sortie de la tuyère.
4. Les puissances cinétiques et thermiques du turboréacteur sont évaluées :
   - **a.** Rappeler la relation simple qui existe entre la puissance cinétique $\mathcal{P}_c$ de l'air en écoulement, son débit massique D_m et son énergie cinétique massique e_c.
   - **b.** La température en (5) vaut $T_5 \simeq 621$ K. Déterminer littéralement, puis numériquement la puissance cinétique $\mathcal{P}_c$ du fluide à la sortie de la tuyère, la puissance thermique $\mathcal{P}_{\text{th}}$ reçue par l'air dans la chambre de combustion $(2-3)$ et le débit massique D_k de kérosène consommé dans le turboréacteur en fonctionnement.
5. Calculer la valeur numérique du rendement thermique η_{th}, défini par le rapport :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\Delta \mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_{\text{th}}}$$

avec $\Delta \mathcal{P}_c$ la variation de puissance cinétique entre l'entrée et la sortie du turboréacteur.

Document sous licence Creative Commons « Attribution - Pas d'Utilisation Commerciale 3.0 non transposé (CC BY-NC 3.0) ».
Pour plus d'informations : creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/

Pour aller plus loin

EXERCICE 8 PAC à ammoniac (⋆⋆)

On étudie le fonctionnement d'une pompe à chaleur destinée au chauffage d'une habitation. L'appareil est une thermopompe à compression utilisant comme vapeur condensable l'ammoniac (NH_3) de masse molaire $M \simeq 17$ g · mol^{-1}.

Dans cette machine, le fluide pris à l'état gazeux sur la courbe de rosée (vapeur saturante à pression p_A et à température T_A) est comprimé de manière adiabatique réversible jusqu'à l'état B (p_B, T_B). Il est ensuite refroidi puis entièrement liquéfié à pression constante (état C correspondant au liquide saturant sur la courbe d'ébullition, température T_C) dans un radiateur au contact de l'air de l'habitation qui constitue la source chaude de la machine. Il traverse alors un détendeur où il subit une détente adiabatique réversible qui ramène sa pression de p_B à p_A. Il se trouve alors partiellement liquéfié (état D). Il pénètre ensuite dans l'évaporateur (source froide) et se vaporise complètement à la pression p_A jusqu'au point A.

Données :

La vapeur sèche jusqu'à son état saturant pourra être considérée comme un gaz parfait.
$p_A \simeq 3,5$ bar, $T_A \simeq 268$ K, $S_{m_A} \simeq 150$ J · mol^{-1} · K^{-1}, $V_{m_A} \simeq 5,9 \times 10^{-3}$ m^3 · mol^{-1}, $p_B \simeq 15$ bar, $T_C \simeq 311$ K, $\gamma \simeq 1,32$.
Chaleur latente de vaporisation : $L(T) = aT + b$ avec $a \simeq -67,43$ J · K^{-1} · mol^{-1} et $b \simeq 39\,830$ J · mol^{-1}.

1. Représenter les différents éléments de la machine thermique sur un schéma du cycle.
2. Représenter sur un diagramme le cycle de transformations décrit par le fluide ammoniac.
3. Calculer le débit d'ammoniac sachant que le maintien de la température dans l'habitation nécessite une puissance de chauffage $\frac{\delta Q_1}{\mathrm{d}t} \simeq 10$ kW.
4. Calculer l'entropie molaire S_{m_C}. En déduire le titre x de vapeur au point D si, pour le liquide saturant à la pression $p_A \simeq 3,5$ bar, l'entropie molaire est égale à $S_{m_\ell} \simeq 69,6$ J · K^{-1} · mol^{-1}.
5. Calculer la puissance mécanique $\frac{\delta W}{\mathrm{d}t}$ échangée par le fluide.
6. En déduire le coefficient de performance de la pompe.

EXERCICE 9 Géométrie d'une tuyère (⋆⋆)

Soit une tuyère de section $S(x)$ représentée sur la *Figure 6* avec un écoulement permanent adiabatique d'un gaz parfait de masse molaire M :

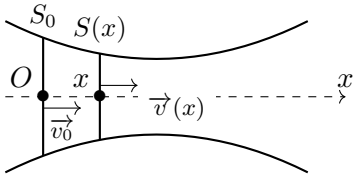


Fig 6. Tuyère.

1. Montrer que la vitesse d'écoulement vérifie l'équation suivante :

$$v^2(x) - v_0^2 = \frac{2\gamma}{\gamma - 1}\frac{R}{M}(T_0 - T(x))$$

2. Établir une relation entre $\frac{\mathrm{d}\ln(T)}{\mathrm{d}x}$ et $\frac{\mathrm{d}\ln(Sv)}{\mathrm{d}x}$.
3. Établir les équations de Rankine-Hugoniot :

$$\left(\frac{v^2}{c^2} - 1\right)\frac{1}{v}\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x} = \frac{1}{S}\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}x}$$

avec c la vitesse du son dont l'expression est à déterminer à partir de γ, R, M et T.
4. Représenter l'allure d'un tuyère pour gaz éjecté de manière subsonique et supersonique.

EXERCICE 10 Centrale thermique (⋆⋆)

Une centrale thermique fournit une puissance $\mathcal{P} \simeq 1,0$ GW. Le fleuve qui lui sert de source froide est de température moyenne $T_2 \simeq 15$°C et possède le débit volumique $D \simeq 400$ m^3 · s^{-1}.

La température du cœur de la centrale est $T_1 \simeq 750$ K. On donne la capacité thermique massique de l'eau liquide $c \simeq 4,18$ kJ · kg^{-1} · K^{-1} et $\mu \simeq 1,0 \times 10^3$ kg · m^{-3} la masse volumique de l'eau liquide.

L'eau, qui sert de fluide caloporteur, subit le cycle suivant :

- Compression de liquide saturant jusqu'à 50 bar ;
- Évaporation isobare jusqu'à T_1 ;
- Détente jusqu'à T_2 sous état de vapeur saturante ;

1. Sachant que le rendement η de la centrale est égal à 40% du rendement maximal de la machine qui fonctionnerait entre les deux mêmes sources, calculer le rendement de la centrale thermique.
2. Placer les différents états de l'eau sur le diagramme de Mollier et en déduire le débit massique d'eau nécessaire pour assurer la puissance mécanique requise.
3. Exprimer le transfert thermique reçu par le fleuve en une seconde.
4. Exprimer puis calculer alors l'élévation de température $\Delta\theta$ de l'eau du fleuve au cours de sa traversée de la centrale.

Document sous licence Creative Commons « Attribution - Pas d'Utilisation Commerciale 3.0 non transposé (CC BY-NC 3.0) ».
Pour plus d'informations : creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/

Viser l'X

EXERCICE 11 Deux réservoirs (⋆⋆⋆)

Deux réservoirs calorifugés, identiques, de masse m et de capacité thermique c sont remplis d'eau aux températures $T_1(0) \mathrel{\hat{=}} T_{10}$ et $T_2(0) \mathrel{\hat{=}} T_{20}$.

1. Quel est le travail maximal récupérable avec une machine thermique motrice utilisant ces deux réservoirs ?

Document sous licence Creative Commons « Attribution - Pas d'Utilisation Commerciale 3.0 non transposé (CC BY-NC 3.0) ».
Pour plus d'informations : creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/