Thermodynamique

(Machines thermiques ouvertes)

Pour réviser le cours

EXERCICE 1 Pompage d'un bassin (⋆)

On considère une pompe servant à transporter de l'eau d'un bassin à $T_0 \simeq 283$ K, avec un débit volumique de $q_v \simeq 350$ L/min vers un réservoir placé à $z \simeq 500$ m plus haut. L'eau est refroidie dans un échangeur avant de pénétrer dans le réservoir en cédant 13 MJ/min. Le régime est stationnaire et la puissance mécanique fournie par la pompe est $P_{méc} = 3,5$ kW. La capacité thermique de l'eau est $c \simeq 4,2$ kJ $\cdot$ kg^{-1} $\cdot$ K^{-1} et son énergie cinétique macroscopique est négligeable. Trouver la température T_c de l'eau qui entre dans le réservoir.

EXERCICE 2 Turboréacteur (⋆)

Le turboréacteur simple flux, représenté en *Figure 1*, est un système de propulsion essentiellement utilisé pour les avions de combat.

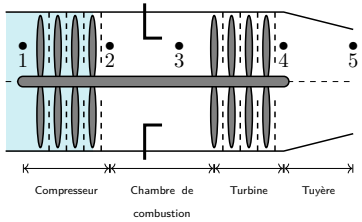


Fig 1. Turboréacteur simple flux

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 $\tau_{1-2} = \frac{p_2}{p_1} \simeq 10,0$; 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 $\cdot$ 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 $\cdot$ kg^{-1} $\cdot$ 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 $\cdot$ kg^{-1}.

1. Établir les expressions littérales :
   - **a.** de la température T_2 à la sortie du compresseur.
   - **b.** du travail indiqué massique $w_{i,1-2}$ mis en jeu dans le compresseur $(1-2)$.
2. Le travail indiqué massique, au niveau du compresseur, vaut $w_{i,1-2} \simeq 279$ kJ $\cdot$ kg^{-1}.
   - **a.** Déterminer la valeur numérique de la température T_2.
   - **b.** Déterminer la valeur numérique de la température T_4.
3. Établir les expressions littérales :
   - **a.** de la pression p_4 à la sortie de la turbine qui entraîne le compresseur (la valeur numérique de cette pression est $p_4 \simeq 3,96$ bar) ;
   - **b.** 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 $\mathcal{P}_c$ de l'écoulement à la sortie de la tuyère, la puissance thermique $\mathcal{P}_{th}$ 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 $\eta_{th} = \frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_{th}}$.

L'essentiel

EXERCICE 3 Centrale à cogénération (⋆⋆)

Le principe de la cogénération au gaz naturel est de produire à la fois de l'électricité et de l'eau chaude. On utilise pour cela une centrale à vapeur et on récupère de l'énergie mécanique dans sa turbine et de l'énergie thermique au niveau du condenseur.

Le cycle de base d'une centrale à vapeur parcouru par de l'eau est schématisé *Figure 2*. Il consiste essentiellement en une chaudière où le combustible est brûlé générant ainsi de la vapeur d'eau surchauffée $(2 \to 3)$ qui est ensuite détendue dans une turbine à vapeur dont l'arbre fournit le travail moteur $(3 \to 4)$. La vapeur d'eau sortant de la turbine est totalement liquéfiée dans un condenseur $(4 \to 1)$ avant qu'une pompe ne lui redonne la pression de chaudière $(1 \to 2)$. Le refroidissement du condenseur est assuré par une source froide externe.

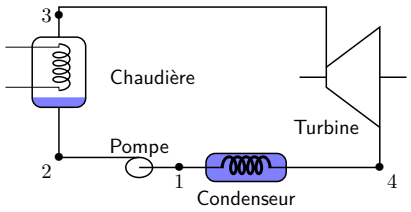


Fig 2. Schéma d'une centrale à vapeur

On supposera les transformations subies par le système dans la turbine et dans la pompe comme étant adiabatique et réversible. On négligera le travail de la pompe devant le travail de la turbine : $|W_p| \ll |W_t|$.
Le fluide est en écoulement stationnaire avec un débit massique $D_{m_1} \simeq 1,0$ kg $\cdot$ s^{-1}. On négligera les variations de vitesse et d'altitude du fluide. On donne la capacité thermique massique de l'eau liquide $c_{eau} \simeq 4,18$ kJ $\cdot$ kg^{-1} $\cdot$ K^{-1}.

PARTIE A : Description du cycle :

On considère que le fluide circulant au cours d'un cycle reçoit les transferts thermiques Q_c et Q_f respectivement des sources chaude de température T_c et froide de température T_f ainsi que le travail mécanique de la turbine W_t.

1. Préciser, en justifiant, les signes de Q_c, Q_f et W_t.
2. Pourquoi ce cycle est qualifié de cycle à combustion externe ? Quel avantage présente-t-il ? Donner un exemple de cycle à combustion interne.
3. Exprimer le rendement r de la machine en fonction Q_c et W_t.
4. En déduire l'expression du rendement r en fonction de T_f, T_c, Q_c et S_c l'entropie créée au cours d'un cycle.
5. En déduire l'expression du rendement de Carnot r_c. Effectuer l'application numérique avec $T_f \simeq 300$ K et $T_c \simeq 603$ K.

PARTIE B : Diagramme des frigoristes :

Au point 1 en sortie de condenseur, l'eau est à l'état liquide saturant, sous une faible pression à la température T_f.

- La pompe $(1 \to 2)$ comprime l'eau à environ 128 bar. La température T reste sensiblement constante pendant cette compression. Le point 2 se situe à l'intersection de l'isotherme $T \simeq 300$ K (environ 30 °C) et de l'isobare $p \simeq 128$ bar.
- Dans la chaudière $(2 \to 3)$, l'eau sous pression est portée à haute température, l'échauffement comportant les deux étapes.
  - — chauffage du liquide à pression constante ;
  - — évaporation de l'eau jusqu'à la dernière goutte de liquide.
- L'évolution dans la turbine $(3 \to 4)$ est modélisée par une détente adiabatique réversible.

6. Compléter le diagramme $\log(p) = f(h)$, en représentant le cycle parcouru par le fluide et en indiquant les étapes 1, 2, 3 et 4.
7. Calculer le transfert thermique massique q_c reçu par le fluide dans la chaudière.
8. Calculer le travail massique w_t reçu de la part de la turbine.
9. Justifier la légitimité de l'hypothèse $|w_p| \ll |w_t|$.
10. Préciser la nature de la transformation $4 \to 1$. Démontrer qu'une transformation réversible dans un échangeur thermique est nécessairement isobare. Quel est l'intérêt de cette étape ?
11. Établir l'expression de la fraction massique de vapeur x_{v_4} au point 4 en fonction de h_1, h_4 et $\Delta h_v(T_f)$, enthalpie massique de vaporisation à la température T_f. Faire l'application numérique.
12. Exprimer les variations d'entropie au cours de chaque transformation du système $\Delta S_{1\to2}$, $\Delta S_{2\to3}$, $\Delta S_{3\to4}$ et $\Delta S_{4\to1}$ en fonction de la masse du système m, la capacité thermique massique de l'eau c_{eau}, T_f, T_c, $\Delta h_v(T_f)$, $\Delta h_v(T_c)$ et x_{v_4}.
13. En déduire l'expression de x_{v_4} en fonction de $\Delta h_v(T_f)$, $\Delta h_v(T_c)$, c_{eau},T_f et T_c.
14. Quelle puissance mécanique $\mathcal{P}_t$ reçoit la turbine ? Faire l'application numérique. Commenter le résultat.

PARTIE C : Valorisation énergétique :

On s'intéresse ici à l'énergie thermique que l'on peut récupérer au niveau du condenseur afin de produire de l'eau chaude pour alimenter une installation de chauffage domestique.

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/

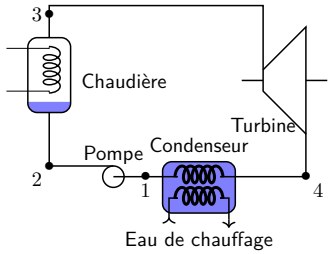


Fig 3. Centrale à vapeur avec récupération de l'énergie thermique dans le condenseur

Le condenseur est un échangeur thermique que l'on suppose parfaitement calorifugé, schématisé *Figure 4*.

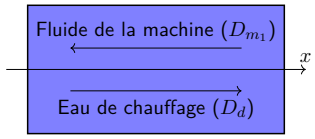


Fig 4. Schéma du condenseur

On suppose les fluides en écoulement stationnaire. On puise l'eau de chauffage domestique à la température $T_d\ (x=0) \simeq 5,0$ °C, avec un débit D_d. Elle ressort de l'échangeur à la température $T_d(x=L) \simeq 60$ °C.

15. Calculer la puissance thermique reçue par l'eau de chauffage domestique $\mathcal{P}_d$.
16. Calculer le débit massique D_d que doit posséder l'eau de chauffage domestique.
17. Exprimer puis calculer e_{cogen}, l'efficacité de la machine utilisant le principe de cogénération. Commenter.

EXERCICE 4 REP (**)

Le parc de production nucléaire français est composé de centrales équipées de réacteurs à eau pressurisée (REP) dont le fonctionnement est simplifié sur la *Figure 5*.

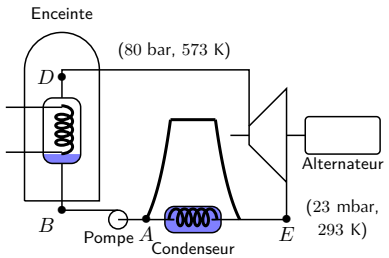


Fig 5. REP simplifié

On étudie l'eau ($M \simeq 18$ g · mol^{-1}) en circuit fermé du circuit secondaire. On propose de modéliser son évolution au prix de quelques approximations par le cycle suivant :

- État A : l'eau sortant du condenseur est liquide sous la pression p_1 à la température T_1.
- Évolution $A \to B$: elle subit dans la pompe une compression durant laquelle sa température ne varie pratiquement pas. On considérera que les échanges thermiques sont négligeables lors de cette compression qui l'amène dans l'état B sous la pression p_2 et à la température T_1.
- Évolution $B \to D$: elle passe ensuite dans un échangeur qui permet les transferts thermiques entre le circuit primaire et le circuit secondaire. On peut décomposer en deux transformations ce qui se passe alors :
  - l'eau liquide s'échauffe de manière isobare (sous la pression p_2), jusqu'à l'état C (p_2, T_2) .
  - l'eau liquide se vaporise entièrement, jusqu'à l'état D sous la pression p_2 et la température T_2.
- Évolution $D \to E$: la vapeur d'eau se détend de manière réversible dans une turbine calorifugée jusqu'à la pression p_1 et la température T_1 (état E). Durant cette détente, une fraction $(1-x)$ de l'eau redevient liquide, et x reste gazeuse : x est donc le titre en vapeur.
- Évolution $E \to A$: la vapeur restant se condense à la température T_1.

Dans le tableau de la *Figure 6*, on donne :

- La pression de vapeur saturante p_S en bar.
- Les volumes massiques v_ℓ du liquide et v_v de la vapeur en m^3 · kg^{-1}, les enthalpies massiques h_ℓ du liquide et h_v de la vapeur en kJ · kg^{-1}.
- Les entropies massiques s_ℓ du liquide et s_v de la vapeur en kJ · kg^{-1} · K^{-1}.

T (K)	p_s	v_ℓ	v_v	h_ℓ	h_v	s_ℓ	s_v
293	0,023			85	2540	0,3	8,7
573	80	0,00131	0,026	1290	2890		6,0

Fig 6. Tables thermodynamiques

L'écoulement de l'eau dans le circuit secondaire est stationnaire (indépendante du temps) et on rappelle que $R \simeq 8,314$ J · K^{-1} · mol^{-1}.

1. **a.** Quelle est la variation d'entropie d'un corps pur et sa variation d'enthalpie lors d'une vaporisation totale ?
   b. Calculer l'entropie massique de l'eau liquide $s_\ell(573\text{ K})$ à $T \simeq 573$ K et sous une pression de 80 bar.
   c. Sachant que la vapeur d'eau sous une pression de $0,023$ bar et à $T \simeq 293$ K peut être considérée comme un gaz parfait, calculer son volume massique $v_v(293\text{ K})$.

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/

2. Tracer le cycle de l'eau sur un diagramme de Clapeyron en plaçant les points correspondants aux états A, B, C, D et E.

   a. Démontrer que la transformation DE est isentropique.

   b. Calculer le titre en vapeur dans l'état E.

On peut modéliser simplement l'alternateur par une cavité calorifugée dans laquelle se situe une hélice que le fluide en écoulement fait tourner. C'est l'étape du cycle au cours de laquelle le fluide est moteur, il fournit un travail mécanique à cette hélice.

3. Faire un schéma de la cavité. On rappelle que l'écoulement est stationnaire. En considérant deux instants successifs entre lesquels une masse élémentaire dm de fluide est entrée et une même masse élémentaire dm est sortie, montrer que la variation d'enthalpie massique du fluide lors de cette étape est :

$$\Delta h_{DE} = w$$

où w est le travail reçu par unité de masse du fluide et fourni par l'hélice. En déduire la valeur numérique du travail massique fourni par le fluide à l'alternateur.

4. **a.** Pour l'eau liquide, la capacité thermique massique est $c_L \simeq 4,18$ kJ · kg^{-1} · K^{-1}. Calculer le transfert thermique par unité de masse écoulé, entre le fluide et l'échangeur du circuit primaire q_{BD}.

   b. On définit le rendement $\eta = \frac{-w}{q_{\text{BD}}}$. Le calculer. Que néglige-t-on dans cette définition ?

   c. Calculer le rendement maximal qu'on aurait pu avoir avec les mêmes sources. Quelle conclusion peut-on en tirer ?

Pour aller plus loin

EXERCICE 5 Moteur avec réchauffeur (**)

On considère l'installation représentée sur le schéma de la *Figure 7*.

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

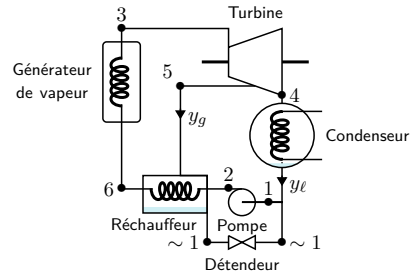


Fig 7. Schéma de l'installation

La condensation de la vapeur, et le refroidissement du liquide obtenu, permet ainsi de réchauffer 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_1, que possède le fluide soutiré à la sortie du réchauffeur. On raisonne sur le cas d'un débit massique sortant de la turbine 4 unitaire (soit $y_\ell = 1$ 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 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

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/

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, $S_{m_A} \simeq 150\ \text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, $V_{m_A} \simeq 5,9\times10^{-3}\ \text{m}^3\cdot\text{mol}^{-1}$, $p_B \simeq 15$ bar, $T_C \simeq 311$ K, $\gamma \simeq 1,32$.
- Chaleur latente de vaporisation : $L(T) = aT+b$ avec $a \simeq -67,43\ \text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}$ et $b \simeq 39\ 830\ \text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$.

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 $\frac{\delta Q_1}{dt} \simeq 10$ 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 $S_{m_\ell} \simeq 69,6\ \text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}$.
5. Calculer la puissance $\frac{\delta W}{dt}$ échangée par le fluide.
6. En déduire le coefficient de performance de la pompe.

EXERCICE 7 Cycle avec surchauffes (⋆⋆⋆)

On considère trois cycles de moteur à vapeur d'eau que l'on se propose de comparer.

- Cycle C_1 : cycle $1-2-3-4-4'-1$
- Cycle C_2 : cycle $1-2-3-4-5-6-6'-1$
- Cycle C_3 : cycle $1-2-3-4-5-6-7-8-1$

Ces trois cycles sont représentés dans le diagramme entropique de la *Figure 8*.

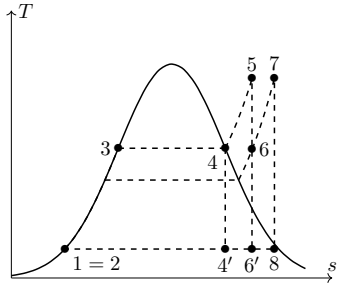


Fig 8. Diagramme entropique

Pour le cycle C_3, l'installation est représentée en *Figure 9*. On a :

- $1 \to 2$ Le liquide arrive dans la pompe P et est comprimé de façon réversible et adiabatique ;
- $2 \to 4$ Le liquide est échauffé et vaporisé de façon isobare dans le générateur de vapeur GV ; au point 4, la vapeur est saturante ;
- $4 \to 5$ La vapeur est échauffée de façon isobare dans le surchauffeur S par échange thermique avec un fluide auxiliaire maintenu à la température 600 °C, de façon à ce que $T_5 \simeq 600$ °C.
- $5 \to 6$ La vapeur subit une détente adiabatique réversible dans la turbine TV_1.
- $6 \to 7$ La vapeur est échauffée de façon isobare dans le resurchauffeur RS par échange thermique avec le fluide auxiliaire : donc $T_7 = T_5$;
- $7 \to 8$ La vapeur subit une détente adiabatique et réversible dans la turbine TV_2 ;
- $8 \to 1$ Le fluide est condensé de façon isobare dans le condenseur CD ;

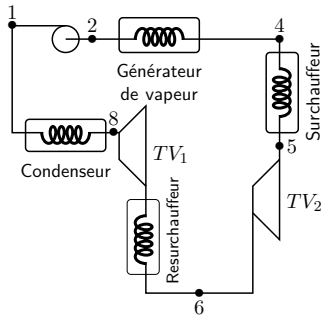


Fig 9. Schéma de l'installation

Le cycle C_2 serait réalisé en détendant une fois le fluide (sans resurchauffe) et le cycle C_1 en détendant directement la vapeur saturée sèche. Tous les transferts de fluide dans les conduites de liaison sont supposés isothermes et isobares.

1. Justifier l'allure du cycle C_1 dans le diagramme entropique, et expliquer notamment pourquoi les points 1 et 2 sont confondus. On prendra par la suite $h_1 = h_2$. Placer le maximum de points sur le diagramme enthalpique joint. Quelles sont les températures des changements de phase ? Le cycle est-il réversible ?
2. Exprimer à l'aide du diagramme les titres en vapeur x en fin de détente dans chacun des trois cycles. En déduire la diminution de l'humidité relative (masse d'eau liquide par kilogramme de fluide) dans les turbines, due à la surchauffe (détente du cycle C_2 comparée à celle du cycle C_1), et celle due à la surchauffe et à la resurchauffe (détente du cycle C_3 comparée à celle du cycle C_1).

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/

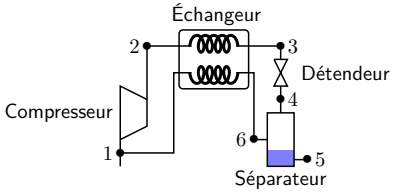
3. Calculer les quantités de chaleur massique échangées par le fluide avec le milieu extérieur pour les trois cycles.
4. Calculer les rendements thermodynamiques théoriques des trois cycles et conclure.
5. Présenter les deux familles technologiques de pompes.

Données :

- Pressions $p_3 = p_4 \simeq 100$ bar ; $p_1 = p_8 = p'_4 = p'_6 \simeq 0,1$ bar ; $p_6 = p_7 \simeq 30$ bar.
- Caractéristiques de l'eau liquide : $v \simeq 10^{-3}\ \text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ et $c_p = c_l \simeq 4,18\ \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

EXERCICE 8 Liquéfaction de l'azote (⋆⋆⋆)

On représente ci-contre le schéma de principe du procédé de Linde-Hampson utilisé pour produire de l'azote liquide.



Le fluide entre dans le compresseur dans l'état 1 ($p_1 = 1$ bar ; $T_1 = 290$ K) où il y subit une compression isotherme réversible qui l'amène à l'état 2. Il est alors refroidi à la pression constante ($p_3 = p_2$) dans l'échangeur, avant d'être détendu jusqu'à la pression atmosphérique ($p_4 = p_5 = p_6 = p_1 = 1,0$ bar) dans le détendeur. L'azote liquide est extrait du séparateur ; la vapeur saturée sèche d'azote (état 6) est utilisée pour refroidir l'azote dans l'échangeur ; on admet que cette vapeur d'azote est ramenée à l'état 1 à la sortie de l'échangeur. L'étude de ce procédé de liquéfaction est effectuée en utilisant, sauf à la question 1, les propriétés thermodynamiques réelles lues sur le diagramme entropique fourni plus loin. Dans tout le problème, on négligera les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle.

PARTIE A : Étude de la compression :

Le compresseur C est refroidi uniquement par l'intermédiaire d'un circuit d'eau dans lequel l'eau subit une augmentation de température de 15 °C. La capacité thermique massique de l'eau liquide est égale à $4,18\ \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. La constante des gaz parfaits est égale à $R = 8,314\ \text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. On admet que la compression de l'azote s'effectue de façon isotherme réversible de l'état 1 à l'état 2 ($p_2 = 200$ bar).

1. Modèle du gaz parfait
   - **a.** L'azote ($M = 28\ \text{g}\cdot\text{mol}^{-1}$) peut-il être assimilé à un gaz parfait durant cette compression ? Justifier la réponse.
   - **b.** Trouver la constante spécifique r de la loi d'état des gaz parfaits pour l'azote.
   - **c.** Calculer la variation d'entropie massique de l'azote durant la compression. En déduire la quantité de chaleur fournie par 1 kilogramme d'azote comprimé à l'eau de refroidissement et le rapport du débit massique d'azote comprimé au débit massique d'eau de refroidissement.
   - **d.** Calculer le travail échangé entre l'unité de masse d'azote et les parties mobiles du compresseur.
2. Utilisation du diagramme
   - **a.** Placer les points 1 et 2 sur le diagramme entropique de l'azote et déterminer leur enthalpie et entropie massique.
   - **b.** Déterminer la quantité de chaleur évacuée par l'eau de refroidissement par kilogramme d'azote comprimé. En déduire le rapport du débit massique d'azote comprimé au débit massique d'eau de refroidissement.
   - **c.** Déterminer le travail échangé entre l'unité de masse d'azote et les parties mobiles du compresseur.
   - **d.** Comparer ces résultats avec ceux obtenus précédemment en utilisant la loi des gaz parfaits puis conclure.

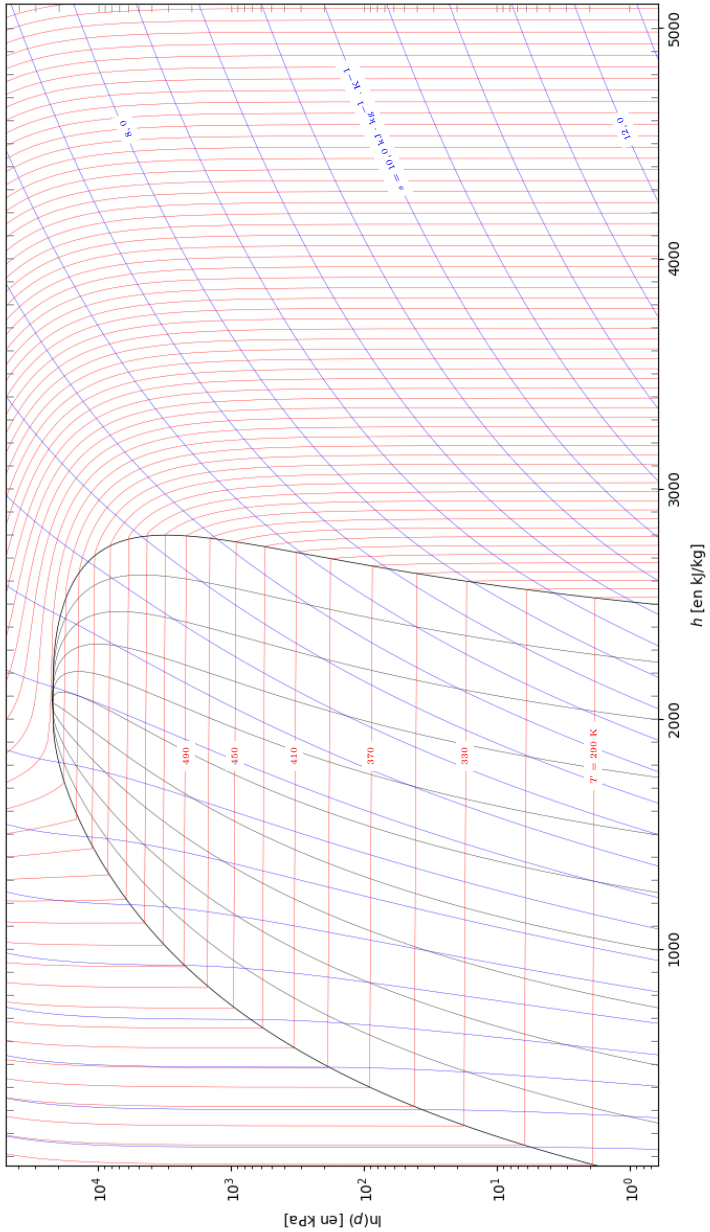
PARTIE B : Performances du cycle :

L'azote passe de 200 bar à 1 bar lors de la détente dans le détendeur qui ne comporte pas de parties mobiles. Le détendeur, le séparateur, l'échangeur et tous les circuits de liaison sont supposés parfaitement calorifugés.

3. Déterminer, en justifiant le résultat, la nature de la transformation dans le détendeur.
4. Placer les points 5 et 6 sur le diagramme et déterminer leur enthalpie et entropie massique. Vérifier la seconde identité thermodynamique.
5. À quelle température minimum faut-il refroidir l'azote dans l'échangeur pour obtenir de l'azote liquide à 1,0 bar ?
6. On note γ la masse d'azote liquide obtenue par kilogramme d'azote comprimé.
   - **a.** En écrivant le premier principe de la thermodynamique pour le séparateur et pour l'échangeur, déterminer γ en fonction de h_1, h_2 et h_5.
   - **b.** En déduire la valeur de γ puis l'enthalpie massique et l'entropie massique des points 3 et 4 et les placer sur le diagramme.
   - **c.** Quel est le titre de vapeur en 4 ?
   - **d.** Calculer le travail de compression dépensé par kilogramme d'azote liquide produit. En déduire la puissance du compresseur lorsqu'on produit 50 kg par heure d'azote liquide.

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/

Diagramme des frigoristes $(\log(p), h)$ de l'eau $(R718)$



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/

EXERCICE 1 Pompage d'un bassin (⋆)

En appliquant le premier principe en puissance sur le réservoir et l'échangeur, on a :

$$q_v \times \frac{10^{-3}}{60} \times \mu_{\text{eau}} \times \Delta(h + e_p) = \mathcal{P}_{\text{méc}} + \mathcal{P}_{\text{th}}$$

Dans une phase liquide, nous disposons de la relation :

$$\Delta h = c\Delta T = c(T_c - T_0)$$

et les puissances en jeu sont :

$$\mathcal{P}_{\text{méc}} = 3,5 \text{ kW} \quad \text{et} \quad \mathcal{P}_{\text{th}} = -9 \text{ MJ} \cdot \text{min}^{-1} = -150 \text{ kW}$$

L'énergie potentielle est ici une énergie potentielle de pesanteur, donc :

$$\Delta e_p = +gz$$

et finalement, on obtient :

$$\boxed{T_c = T_0 + \frac{\mathcal{P}_{\text{th}} + \mathcal{P}_{\text{méc}}}{c \times q_v \times \frac{10^{-3}}{60} \times \mu_{\text{eau}}} - \frac{gz}{c} \simeq 281 \text{ K}}$$

EXERCICE 2 Turboréacteur (⋆)

1 a. En utilisant la loi de Laplace, on trouve la température $\boxed{T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}$.

b. Le premier principe appliqué au compresseur, calorifugé, s'écrit :

$$\boxed{w_{i,1-2} = \Delta h = c_p(T_2 - T_1) = \frac{R\gamma}{M(\gamma - 1)}(T_2 - T_1)}$$

2 a. On peut calculer $\boxed{T_2 \simeq 579,2 \text{ K}}$.

b. Il n'y a pas de perte de transmission du travail de la turbine au compresseur, on a donc :

$$w_{i,3-4} = -w_{i,1-2} \Rightarrow c_p(T_1 - T_2) = c_p(T_4 - T_3) \Rightarrow \boxed{T_4 = T_3 + T_1 - T_2 \simeq 920,8 \text{ K}}$$

3 a. La loi de Laplace est applicable au gaz qui passe dans la turbine puisqu'il s'agit d'un gaz parfait subissant une transformation isentropique :

$$\boxed{p_4 = p_3 \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

b. En fin de détente dans la tuyère, on peut appliquer de nouveau la loi de Laplace :

$$\boxed{T_5 = T_4 \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}$$

4 a. Par définition $\boxed{\mathcal{P}_c = D_m e_c}$.

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/

b. En appliquant le premier principe à la tuyère, on obtient :

$$D_m \frac{r\gamma}{\gamma - 1}(T_5 - T_4) + \mathcal{P}_c = 0$$

soit :

$$\boxed{\mathcal{P}_c = D_m \frac{r\gamma}{\gamma - 1}(T_4 - T_5) \simeq 15,1 \text{ MW}}$$

Le premier principe appliqué à la chambre de combustion s'écrit :

$$D_m \frac{r\gamma}{\gamma - 1}(T_3 - T_2) = p_k D_k \Rightarrow \boxed{D_k = \frac{D_m}{p_k} \frac{r\gamma}{\gamma - 1}(T_3 - T_2) \simeq 0,62 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}$$

5 Le rendement thermique du turboréacteur est ainsi :

$$\boxed{\eta = \frac{\mathcal{P}_c}{D_k p_k} \simeq 48,7\%}$$

➲ **Source : Banque PT, 2014**

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/