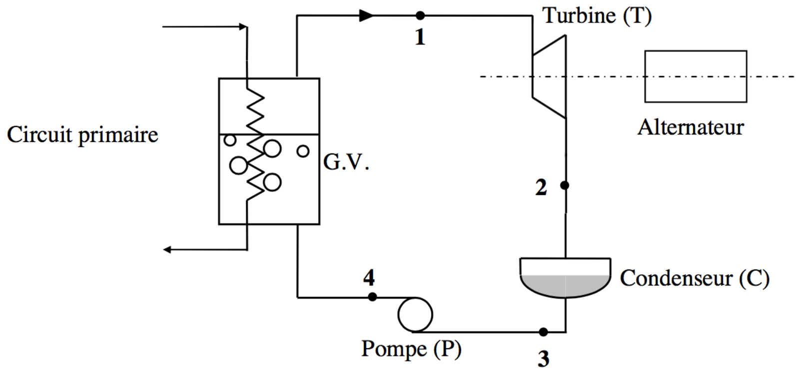
Un exercice de physique appliquée aux enjeux climatiques et énergétiques

Thermodynamique industrielle

Cycle de Rankine d'une centrale nucléaire



Le circuit secondaire d'une centrale nucléaire est constitué en première approche d'un générateur de vapeur (GV), d'une turbine (T) reliée à un alternateur, d'un condenseur (C) et d'une pompe d'alimentation secondaire (P) comme l'illustre la figure ci-contre.

Le fluide secondaire (de l'eau) subit le cycle thermodynamique suivant :
- ▹ $1 \mapsto 2$: détente adiabatique réversible dans la turbine ;
- ▹ $2 \mapsto 3$: liquéfaction isobare totale dans le condenseur ;
- ▹ $3 \mapsto 4$: compression adiabatique réversible dans la pompe d'alimentation secondaire ;
- ▹ $4 \mapsto 1$: échauffement puis vaporisation isobare totale dans le générateur de vapeur.

Le tableau ci-dessous donne l'état thermodynamique de l'eau en certains points du cycle :

Point	Pression (bar)	Température (K)	État du fluide	Enthalpie massique ($\mathrm{kJ \cdot kg^{-1}}$)	Entropie massique ($\mathrm{kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}}$)
1	70	559	Vapeur saturante	2773,5	5,8162
2	0,05	306	Mélange diphasique		
3	0,05		Liquide saturant	137,8	0,4763
4	70		Liquide sous-saturé		

Donnée : extrait de table thermodynamique de l'eau diphasée.

Pression de vapeur saturante (bar) 1 bar = 10^5 Pa	enthalpies massiques ($\mathrm{kJ.kg^{-1}}$)		entropies massiques ($\mathrm{kJ.K^{-1}.kg^{-1}}$)	
	à l'état de liquide saturant : *h'*	à l'état de vapeur saturante : *h''*	à l'état de liquide saturant : *s'*	à l'état de vapeur saturante : *s''*
0,05	137,8	2 561,6	0,4763	8,3960
10	762,6	2 776,2	2,1382	6,5828
70	1 267,4	2 773,5	3,1219	5,8162

1 - Tracer l'allure du cycle en diagramme des frigoristes $P = f(h)$.

2 - Établir le théorème des moments reliant l'entropie massique au point 2 s_2, x_2 le titre en vapeur, s_{V2} l'entropie massique de la vapeur saturante de l'isotherme passant par le point 2 et s_{L2} est l'entropie massique du liquide saturant de la même isotherme.

3 - Calculer le titre massique en vapeur x_2 et l'enthalpie massique h_2. En déduire le travail massique indiqué w_{iT} échangé par le fluide dans la turbine. Calculer sa valeur numérique.

4 - En raisonnant à partir de l'identité thermodynamique, montrer que le travail massique indiqué fourni par la pompe au fluide vaut

$$w_{\mathrm{iP}} = v(P_4 - P_3)\,,$$

avec v le volume massique du liquide supposé incompressible. Calculer sa valeur numérique et commenter.

5 - Déterminer la température T_3. Calculer la chaleur massique q_{eC} échangée par le fluide avec le condenseur.

6 - Calculer la chaleur massique q_{eGV} échangée par le fluide dans le générateur de vapeur.

7 - En déduire le rendement de ce cycle puis celui du cycle de Carnot de même sources froide et chaude. Commenter.

Éléments de correction

1 Voir figure 1.

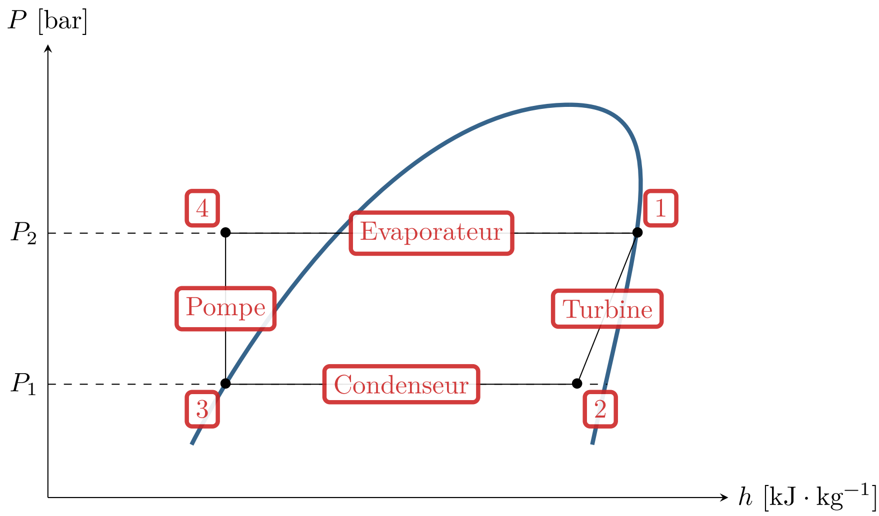


Figure 1 – Allure du cycle dans le diagramme des frigoristes.

> *L'étape 1-2 du cycle est assez peu crédible : normalement, les changements d'état doivent absolument être évités dans une turbine pour éviter une dégradation rapide des ailettes de la turbine sous l'impact des goutelettes d'eau formées (érosion).*

2 Par additivité de l'entropie, dans un système diphasé,

$$S = S_V + S_L \qquad \text{soit} \qquad ms = m_V\, s_V + m_L\, s_L\,.$$

En introduisant le titre massique en vapeur $x = m_V/m$ et la conservation de la masse $m = m_V + m_L$, il vient

$$ms = xm\, s_V + (1-x)m\, s_L \qquad \text{d'où} \qquad \boxed{s = x\, s_V + (1-x)s_L\,.}$$

3 La transformation $1 \to 2$ est adiabatique réversible, donc isentropique. Ainsi, $s_2 = s_1$ et on déduit du théorème des moments

$$\boxed{x_2 = \frac{s_2 - s_{L,2}}{s_{V,2} - s_{L,2}} = \frac{5,8162 - 0,4763}{8,3960 - 0,4763} \simeq 0,674\,.}$$

Le théorème des moments appliqué à l'enthalpie massique donne de façon analogue

$$\boxed{h_2 = x_2 h_{V,2} + (1-x_2)h_{L,2} = x_2 \times 2561,6 + (1-x_2) \times 137,8 \simeq 1772{,}2\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}}$$

La turbine étant calorifugée, le premier principe appliqué à a la transformation $1 \to 2$ donne

$$\boxed{w_{iT} = h_2 - h_1 = -1001{,}3\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}}\,.$$

4 D'après l'identité thermodynamique en enthalpie,

$$\mathrm{d}h = T\mathrm{d}s + v\,\mathrm{d}P\,.$$

Or la transformation $3 \mapsto 4$ est adiabatique réversible, donc $\mathrm{d}s = 0$ tout au long de cette transformation. De plus, elle concerne un liquide incompressible, donc $v = \text{cte}$. Par intégration entre les états 3 et 4, on obtient

$$h_4 - h_3 = v(P_4 - P_3)\,.$$

D'après le premier principe en supposant la pompe calorifugée, on en déduit

$$\boxed{w_{iP} = v(P_4 - P_3) = 7\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}}$$

Cette valeur est négligeable devant le travail prélevé par la turbine.

5 Partant du mélange diphasique 2, l'état 3 est le liquide juste saturant correspondant. Ainsi,

$$\boxed{T_3 = T_2 = 306\,\mathrm{K} \qquad \text{et} \qquad x_3 = 0}$$

Un condenseur ne comporte pas de pièces mobiles, donc

$$\boxed{q_{\mathrm{eC}} = h_3 - h_2 = 137,8 - 1772,2 = -1634{,}4\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}}\,.$$

6 Un GV est un échangeur, sans pièce mobile, d'où

$$\boxed{q_{\mathrm{eGV}} = h_1 - h_4 = 2773,5 - 137,8 = 2635{,}7\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}}$$

7 En négligeant le travail fourni par la pompe, il vient

$$\boxed{\eta = \frac{w_{\mathrm{iT}}}{w_{\mathrm{iP}} + q_{\mathrm{eGV}}} \simeq \frac{w_{\mathrm{iT}}}{q_{\mathrm{eGV}}} = 0,38}$$

Le rendement de Carnot associé à un cycle ayant les mêmes températures « chaude et froide » donnerait

$$\eta_{\mathrm{Carnot}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 0{,}453\,.$$