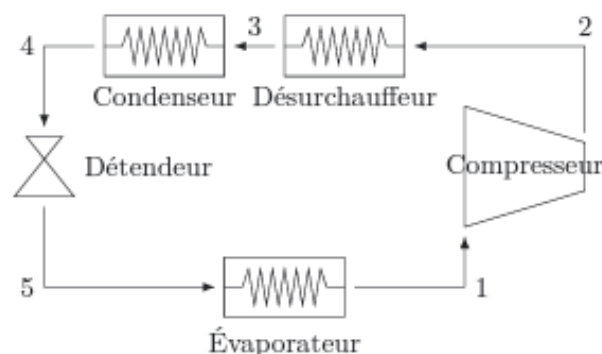


Thermodynamique TD TH1 Systèmes thermodynamiques ouverts en régime stationnaire – *Corrigé*

I Exercices d'application

Exercice n°1 Pompe à chaleur 🎵

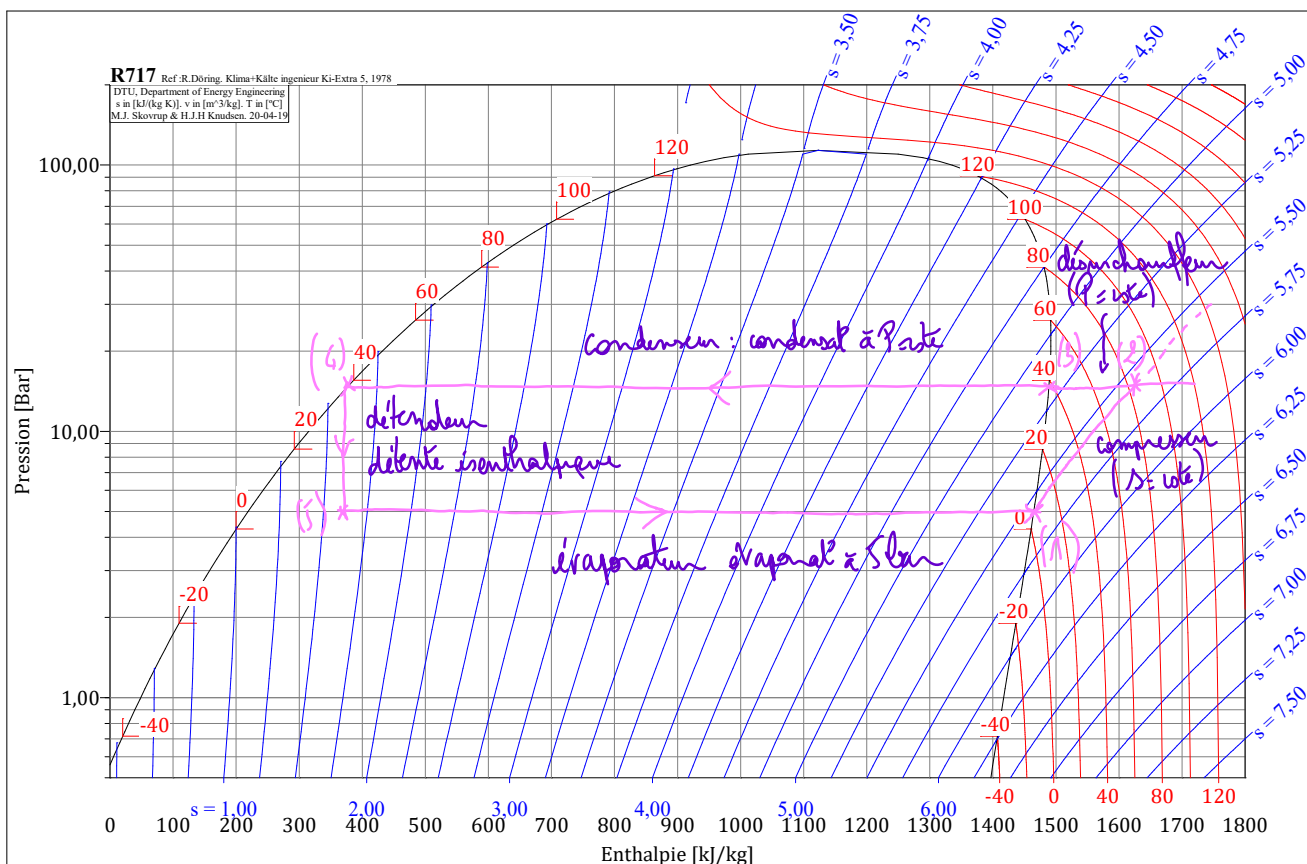
Les pompes à chaleur actuelles reposent toutes sur un principe unique : un fluide frigorigène, comme l'ammoniac par exemple, parcourt des cycles récepteurs au cours desquels il va, en se condensant ou en se vaporisant, soutirer une quantité importante d'énergie thermique à une source froide (la partie à refroidir) et en céder au milieu extérieur (la partie à réchauffer).



Dans l'état (1), le fluide est à la pression $P_1 = 5,0$ bar dans l'état de vapeur saturante. Il traverse le compresseur où il subit une compression adiabatique et réversible (isentropique) l'amenant dans l'état (2) à la pression P_2 . Le passage dans le désurchauffeur l'amène de façon isobare à l'état de vapeur saturante (état (3)) à la température $T_3 = 39^\circ\text{C}$, puis le passage dans le condenseur l'amène de façon isobare à l'état de liquide saturant (état (4)). Il passe ensuite dans un détendeur dans lequel il subit une détente isenthalpique l'amenant dans l'état (5) à la pression $P_5 = P_1 = 5,0$ bar. Il s'évapore ensuite de façon isobare dans l'évaporateur.

R1. Placer les points (1), (2), (3), (4), (5) sur le diagramme (P, h) de l'ammoniac figure ?? (dernière page).

Solution:



R2. Caractériser entièrement ces cinq états, en indiquant pour chacun leurs pression, enthalpie et entropie massique, titre en vapeur si nécessaire et, si possible, leur température. On pourra présenter les résultats sous forme de tableau.

Solution:

	1	2	3	4	5
P (bar)	5,00	15,0	15,0	15,0	5,00
h (kJ/kg)	1470	1620	1490	390	390
s (kJ/K/kg)	5,5	5,5	5,1	1,6	1,6
x	1		1	0	0,14
T (°C)	5,0	82	39	39	5,0

D'après le théorème des moments : $x_5 = \frac{h_5 - h_L(5,0\text{ °C})}{h_V(5,0\text{ °C}) - h_L(5,0\text{ °C})} = \frac{390 - 220}{1470 - 220} = 0,14$

R3. La machine étant une pompe à chaleur, au niveau de quel(s) organe(s) le fluide est-il en contact avec la source froide ? la source chaude ? Ces organes présentent-ils des pièces mobiles ?

Solution:

Le fluide frigorigène de la pompe à chaleur cède réellement du transfert thermique à la source chaude pour la réchauffer. En cédant du transfert thermique, le fluide se refroidit et se condense. C'est donc au niveau du désurchauffeur et du condenseur que le fluide est en contact avec la source chaude.

Le fluide frigorigène de la pompe à chaleur reçoit réellement du transfert thermique de la part de la source froide pour la refroidir. En recevant du transfert thermique, le fluide s'évapore. C'est donc au niveau de l'évaporateur que le fluide est en contact avec la source froide.

L'évaporateur, le désurchauffeur, et le condenseur sont constitués d'un simple tube de section constante. Aucune pièce mobile n'est présente dans ces organes.

- R4. Déterminer le transfert thermique q_c reçu par le fluide de la part de la source chaude, le transfert thermique q_f reçu par le fluide de la part de la source froide, ainsi que le travail utile reçu par le fluide lors de la traversée du compresseur.

Solution: Système : ammoniac en écoulement dans la pompe à chaleur

- 1^{er} principe pour un fluide en écoulement entre l'entrée du désurchauffeur (2) et la sortie du condenseur (4) :

$$\Delta_{24} = q_c + w_{24}, \text{ avec } w_{24} = 0 \text{ puisqu'il n'y a aucune pièce mobile.}$$

$$\text{Ainsi } q_c = h_4 - h_2 = -1230 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- 1^{er} principe pour un fluide en écoulement entre l'entrée de l'évaporateur (5) et la sortie de l'évaporateur (1) :

$$\Delta_{51} = q_f + w_{51}, \text{ avec } w_{51} = 0 \text{ puisqu'il n'y a aucune pièce mobile.}$$

$$\text{Ainsi } q_f = h_1 - h_5 = 1080 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- 1^{er} principe pour un fluide en écoulement entre l'entrée du compresseur (1) et la sortie du compresseur (2) :

$$\Delta_{12} = q_{12} + w_u, \text{ avec } q_{12} = 0 \text{ puisque la compression est supposée adiabatique.}$$

$$\text{Ainsi } w_u = h_2 - h_1 = 150 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- R5. Lors du passage à travers le détendeur, le fluide reçoit-il un travail utile ? un transfert thermique ?

Solution: La transformation dans le détendeur est isenthalpique, et il n'y a aucune pièce mobile dans le détendeur, donc le travail utile massique est nul. Le premier principe pour un fluide en écoulement dans le détendeur donne alors qu'il n'y a aucun échange de transfert thermique non plus.

- R6. Définir le coefficient de performance COP (ou efficacité) de cette pompe à chaleur et le calculer numériquement.

Solution:

Coefficient de performance de la pompe à chaleur :
$$COP = \frac{\text{énergie échangée utile}}{\text{énergie échangée coûteuse}} = \frac{-q_c}{w_u} = 8,2$$

- R7. Sachant que la température de la source froide est $T_f = 7,0^\circ\text{C}$ et que celle de la source chaude est $T_c = 20^\circ\text{C}$, quel serait le coefficient de performance de Carnot COP_c correspondant ? Commenter.

Solution: Le coefficient de performance de Carnot est le coefficient de performance maximal de la pompe à chaleur fonctionnant entre les deux mêmes sources de chaleur :

$$COP_c = \frac{T_c}{T_c - T_f} = 23$$

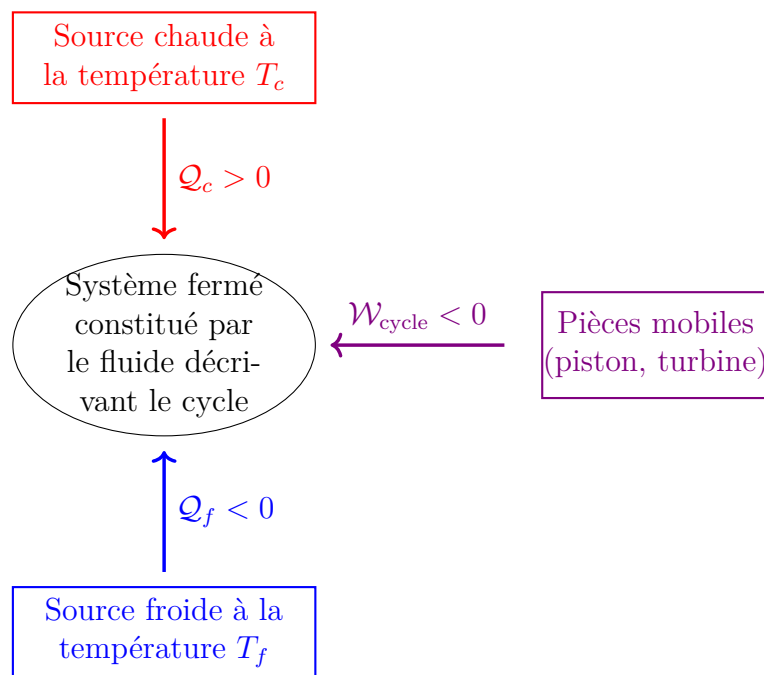
Le COP de la PAC décrite est bien inférieur au COP de Carnot. En effet, le cycle décrit n'est pas réversible. Les échanges thermiques au niveau du désurchauffeur, du condenseur et de l'évaporateur ont lieu entre l'ammoniac et le milieu extérieur qui n'est pas à la même température que l'ammoniac. Ces échanges thermiques ayant nécessairement lieu du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid, ils sont irréversibles.

Exercice n°2 Cycle de Rankine 🎵

La plupart des centrales électriques fonctionnent avec un circuit dans lequel de l'eau subit des transformations entre l'état liquide et l'état gazeux permettant de transformer un transfert thermique, provenant de la combustion du charbon ou du réacteur nucléaire, en travail mécanique. Ce travail mécanique est transformé par un alternateur en énergie électrique.

- R1. Donner le schéma de principe d'un moteur ditherme en précisant les signes des différents échanges d'énergie. Définir le rendement d'un moteur.

Solution:



$$\text{Rendement : } r = \frac{-W_{\text{cycle}}}{Q_c}$$

- R2. Établir le rendement de Carnot d'un moteur. Le calculer si la source chaude est à $T_{\text{ch}} = 270^\circ\text{C}$ et la source froide est à $T_{\text{fr}} = 30^\circ\text{C}$.

Solution: Système étudié : Fluide décrivant le cycle du moteur, recevant algébriquement un transfert thermique $Q_c > 0$ de la part de la source chaude de température T_c , un transfert thermique $Q_f < 0$ de la part de la source froide de température T_f et le travail $W_{\text{cycle}} < 0$ sur un cycle.

Premier principe sur un cycle :

$$\Delta U = Q_c + Q_f + W_{\text{cycle}}$$

Or U est une fonction d'état, donc sa variation ne dépend pas du chemin suivi, donc $\Delta U = 0$

Soit $\boxed{Q_c + Q_f + W_{\text{cycle}} = 0}$

Deuxième principe sur un cycle :

$$\Delta S = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_{\text{créée}}$$

Or S est une fonction d'état, donc sa variation ne dépend pas du chemin suivi, donc $\Delta S = 0$

De plus, $S_{\text{créée}} \geq 0$, donc

Soit $\boxed{\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} \leq 0}$

(1) : $Q_f = -W_{\text{cycle}} - Q_c$ (1')

(1') dans (2) : $\frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_c}{T_f} - \frac{W_{\text{cycle}}}{T_f} \leq 0$

En divisant par $Q_c > 0$: $\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_f} + \underbrace{\left(\frac{-W_{\text{cycle}}}{Q_c} \right)}_{r_{\text{moteur}}} \frac{1}{T_f} \leq 0$

Soit $r_{\text{moteur}} \leq 1 - \frac{T_{fr}}{T_{ch}} = 0,44$

Le cas d'égalité correspond au cas où l'entropie créée est nulle, c'est-à-dire le cas où le cycle est décrit de façon entièrement réversible (il faut que toutes les étapes le soient).

Le fluide circule en régime stationnaire dans la machine et passe par quatre états successifs :

- état 1 : le fluide sort du condenseur à l'état liquide saturant à la température T_1 et la pression $P_1 = P_{\text{sat}}(T_1) = 0,05$ bar, pression de vapeur saturante à la température T_1 ;
- transformation $1 \rightarrow 2$: dans la pompe le liquide subit une compression adiabatique et réversible ;
- état 2 : le fluide est à l'état liquide à la pression $P_2 = 60$ bar et à une température $T_2 \simeq T_1$;
- transformation $2 \rightarrow 3$: dans la chaudière le fluide reçoit du transfert thermique à pression constante, il monte en température jusqu'à l'état (2') de liquide saturant, puis est totalement transformé en vapeur ;
- état 3 : le fluide est à l'état de vapeur saturante ;
- transformation $3 \rightarrow 4$: dans la turbine le fluide subit une détente adiabatique et réversible ;
- état 4 : le fluide est à l'état de mélange liquide-vapeur de titre massique en vapeur x_4 ;
- transformation $4 \rightarrow 1$: dans le condenseur la vapeur se condense totalement de manière isobare et isotherme.

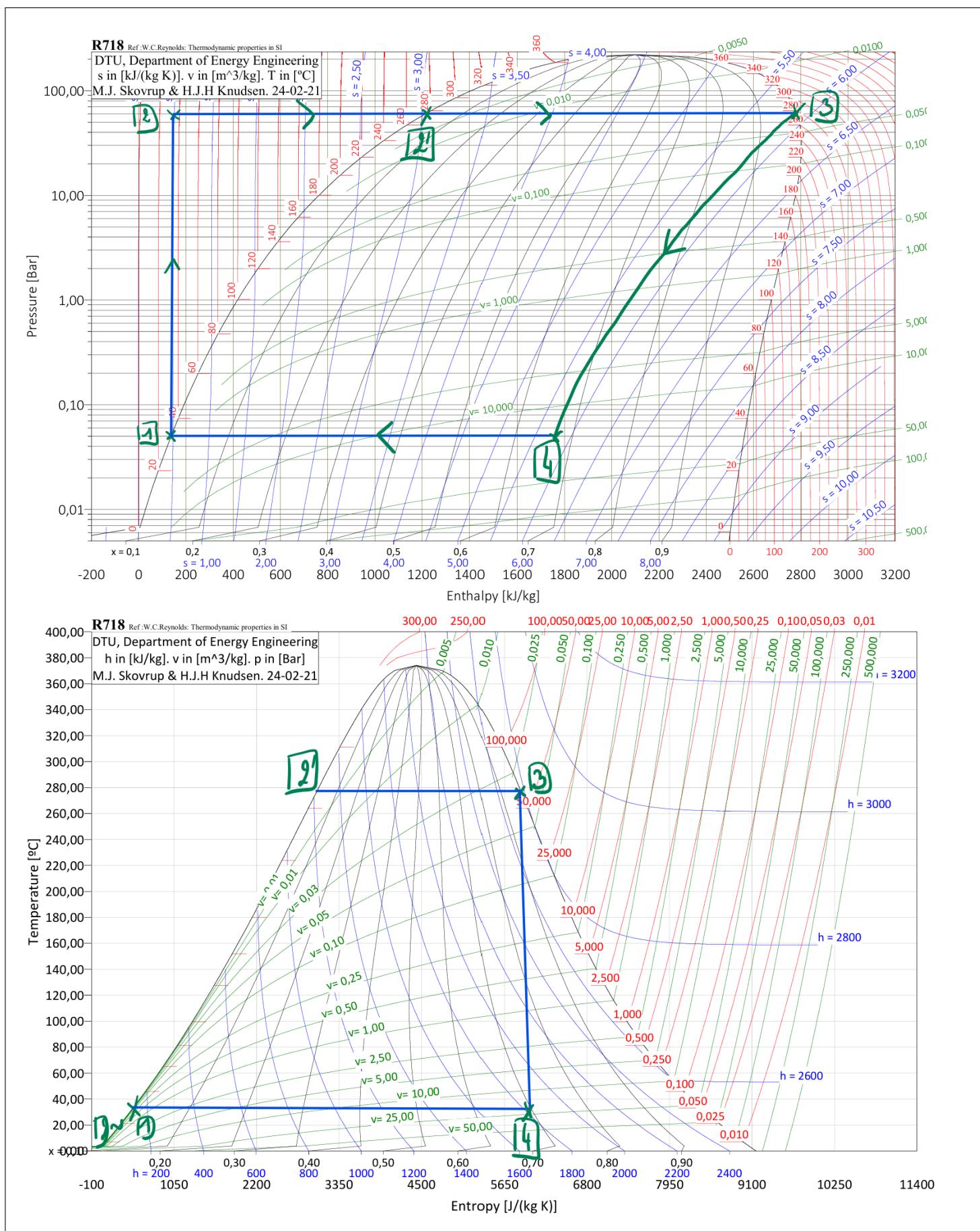
R3. De quelle unique grandeur d'état dépendent l'entropie massique et l'enthalpie massique d'une phase condensée incompressible et indilatable ? Que peut-on dire sur la transformation $1 \rightarrow 2$?

Solution: L'entropie massique et l'enthalpie massique d'une phase condensée incompressible et indilatable ne dépend que de la température.

La transformation $1 \rightarrow 2$ est adiabatique réversible, donc d'après le premier principe pour un fluide en écoulement $\Delta_{1 \rightarrow 2} s = 0$. Elle est donc isentropique. Comme le système est à l'état liquide, la température reste constante d'après l'expression de s , donc h est constante.

R4. Représenter le cycle dans les diagrammes (P, h) (Figure ??) et (T, s) fournis (Figure ??).

Solution:



R5. Déterminer le titre massique en vapeur à l'état 4 (sans utiliser les isotitres!).

Solution: $x_4 = \frac{h_M - h_L(30^\circ\text{C})}{h_V(30^\circ\text{C}) - h_L(30^\circ\text{C})} = \frac{1750 - 150}{2550 - 150} = 0,67$

- R6. Exprimer et calculer les transferts thermiques massiques et les travaux massiques algébriquement reçus par l'eau lors de la traversée de chaque organe.

Solution: On applique le premier principe sur la transformation $2 \rightarrow 3$: $\Delta_{23}h = w_{u,23} + q_{23}$, or il n'y a pas de paroi mobile, donc $q_{23} = \Delta_{23}h = 2450 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} > 0$ (contact avec la source chaude)
On applique le premier principe sur la transformation $3 \rightarrow 4$: $\Delta_{34}h = w_{u,34} + q_{34}$, or la transformation est adiabatique, donc $w_{u,34} = \Delta_{34}h = -1050 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} < 0$ (travail réellement fourni)
On applique le premier principe sur la transformation $4 \rightarrow 1$: $\Delta_{41}h = w_{u,41} + q_{41}$, or il n'y a pas de paroi mobile, donc $q_{41} = \Delta_{41}h = -1600 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} < 0$ (contact avec la source froide)
La transformation 12 est isenthalpique et adiabatique, donc $w_{u,12} = 0$

- R7. Exprimer le rendement en fonction des grandeurs précédentes. Faire l'application numérique. Comparer au rendement de Carnot calculé précédemment.

Solution: $r = \frac{-w_u}{q_c} = \frac{-\Delta_{41}h}{\Delta_{23}h} = 0,43 < r_{\text{carnot}}$
COMMENTEZ!!!!

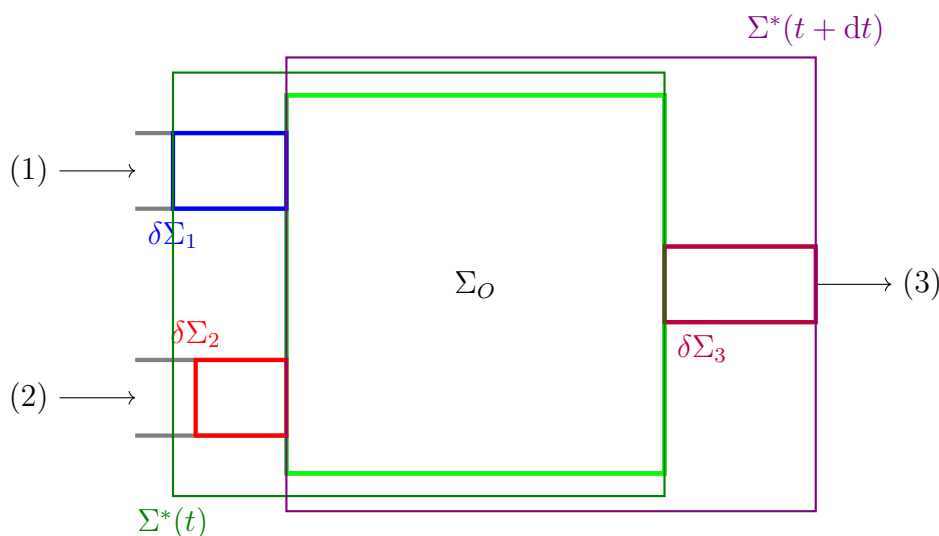
II Exercices d'approfondissement

Exercice n°3 Étude d'un robinet mélangeur 🎵 🎵

Un robinet mélangeur admet de l'eau froide à la température $T_1 = 10^\circ\text{C}$ par l'entrée (1) avec un débit massique $D_{m1} = 0,040 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ et de l'eau chaude à la température $T_2 = 70^\circ\text{C}$ par l'entrée (2) avec un débit massique $D_{m2} = 0,020 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Le mélangeur est calorifugé et le mélange s'y effectue de manière isobare à la pression de 1 bar. On note la température T_3 de l'eau en sortie (3) du mélangeur. On néglige les variations d'énergie cinétique et potentielle.

- R1. En appliquant le premier principe de la thermodynamique à un système fermé bien choisi, montrer que $(D_{m1} + D_{m2})h_3 - (D_{m1}h_1 + D_{m2}h_2) = 0$ où h_i est l'enthalpie massique de la zone i ($i = 1, 2, 3$).

Solution:



Système fermé Σ^* :

- à t : $\Sigma_O(t) + \delta\Sigma_1 + \delta\Sigma_2$ (eau qui entre dans la surface de contrôle entre t et $t + dt$)
- à $t + dt$: $\Sigma_O(t + dt) + \delta\Sigma_3$ (eau qui sort de la surface de contrôle entre t et $t + dt$)

Premier principe à Σ^* entre t et $t + dt$:

$$\begin{aligned} dU &= \delta W + \delta Q \\ dU &= U_{\Sigma^*}(t + dt) - U_{\Sigma^*}(t) \\ &= \underbrace{U_{\Sigma_O}(t + dt) - U_{\Sigma_O}(t)}_{=0} + \delta U_3 - \delta U_1 - \delta U_2 \\ &= D_{m3}dtu_3 - D_{m1}dtu_1 - D_{m2}dtu_2 \\ \delta W &= -P_1(0 - \delta V_1) - P_2(0 - \delta V_2) - P_3(\delta V_3 - 0) \\ &= -\frac{D_{m1}dt}{\rho_1} - \frac{D_{m2}dt}{\rho_2} + \frac{D_{m3}dt}{\rho_3} \end{aligned}$$

$$\delta Q = 0 \quad \text{adiabatique}$$

$$D_{m3}dtu_3 - D_{m1}dtu_1 - D_{m2}dtu_2 = -\frac{D_{m1}dt}{\rho_1} - \frac{D_{m2}dt}{\rho_2} + \frac{D_{m3}dt}{\rho_3}$$

$$\begin{aligned} D_{m3} \left(u_3 + \frac{P_3}{\rho_3} \right) - D_{m2} \left(u_2 + \frac{P_2}{\rho_2} \right) - D_{m1} \left(u_1 + \frac{P_1}{\rho_1} \right) &= 0 \\ D_{m3}h_3 - D_{m1}h_1 - D_{m2}h_2 &= 0 \end{aligned}$$

De plus, par conservation de la masse $\delta m_3 = \delta m_1 + \delta m_2$, soit $D_{m3} = D_{m1} + D_{m2}$.

Ainsi $(D_{m1} + D_{m2})h_3 - (D_{m1}h_1 + D_{m2}h_2) = 0$

R2. Déterminer la température T_3 de l'eau en sortie du mélangeur.

Solution:

$$\begin{aligned} (D_{m1} + D_{m2})h_3 - (D_{m1}h_1 + D_{m2}h_2) &= 0 \\ (D_{m1} + D_{m2})c_\ell T_3 &= D_{m1}c_\ell T_1 + D_{m2}c_\ell T_2 \\ T_3 &= \frac{D_{m1}T_1 + D_{m2}T_2}{D_{m3}} \\ T_3 &= 303 \text{ K} = 30^\circ \text{C} \end{aligned}$$

On donne les entropies massiques dans les trois états (1), (2) et (3) :

État	(1)	(2)	(3)
$s \text{ (kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}\text{)}$	0,150	0,960	0,445

R3. Exprimer et calculer l'entropie massique puis le taux de création d'entropie $\dot{S}_c$ (entropie créée par unité de temps) dans le mélangeur. Commenter.

Solution: En adaptant la démonstration du 2^e principe pour un fluide en écoulement par analogie avec la démonstration précédente :

$$\begin{aligned} D_{m3}s_3 - D_{m1}s_1 - D_{m2}s_2 &= \underbrace{\frac{q}{T_{\text{ext}}}}_{0 \text{ adiabatique}} + s_c \\ s_c &= (D_{m1} + D_{m2})s_3 - D_{m1}s_1 - D_{m2}s_2 \\ &= 1,5 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1} > 0 \end{aligned}$$

mise en contact de deux masses d'eau de températures différentes, le transfert thermique a lieu de l'eau (2) chaude vers l'eau (1) froide, de façon irréversible.

Exercice n°4 Détente d'un gaz dans une tuyère 🎵 🎵 🎵

Une tuyère est une conduite rigide horizontale d'axe de révolution (Ox) et de section variable $S(x)$. On considère un écoulement d'air en régime stationnaire dans une tuyère dont les parois sont calorifugées. On suppose que l'air se comporte comme un gaz parfait diatomique et que la vitesse de l'air en un point d'abscisse x de l'écoulement s'écrit $\vec{c} = c(x)\vec{u}_x$.

Données —

- Air : $M = 29 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$; $\gamma = 1,4$
- En entrée : $c_1 = 100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; $T_1 = 1500 \text{ K}$; $P_1 = 50 \text{ bar}$; $v_1 = 8,71 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- En sortie : $T_2 = 500 \text{ K}$; $P_2 = 1 \text{ bar}$; $v_2 = 1,44 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- Le débit massique est relié à la masse volumique ρ , à la vitesse c d'écoulement et à la section S par $D_m = \rho c S$ (on le verra plus tard en mécanique des fluides).

R1. Montrer que $h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}c_2^2$.

Solution: D'après le premier principe pour un fluide en écoulement entre l'entrée et la sortie de la tuyère :

$$\begin{aligned} \Delta_{1 \rightarrow 2}(h + e_c + e_p) &= \underbrace{w_u}_{=0 \text{ pas de pièce mobile}} + \underbrace{q}_{=0 \text{ calorifugée}} \\ h_2 + e_{c2} - h_1 - e_{c1} &= 0 \\ h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 &= h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 \end{aligned}$$

R2. Rappeler l'expression de la capacité thermique massique à pression constante d'un gaz parfait de coefficient isentropique γ .

Solution: Capacité thermique molaire à pression constante : $C_{pm} = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$, donc la capacité thermique massique à pression constante est $c_p = \frac{\gamma R}{M(\gamma - 1)}$

R3. Déterminer la vitesse c_2 de sortie. Commenter.

Solution:

$$\begin{aligned} c_2^2 &= c_1^2 + 2(h_1 - h_2) \\ c_2^2 &= c_1^2 + 2c_p(T_1 - T_2) \\ c_2 &= \sqrt{c_1^2 + 2c_p(T_1 - T_2)} \\ c_2 &= 1420 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} > c_{\text{son, air}} = 340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

R4. Exprimer la variation d'entropie massique du gaz entre l'entrée et la sortie de la tuyère.

Solution:

$$\begin{aligned}\Delta_{1 \rightarrow 2s} &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \frac{R}{M} \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= \frac{R}{M} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \ln \frac{T_2}{T_1} - \ln \frac{P_2}{P_1} \right) \\ &= 19 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}\end{aligned}$$

R5. Exprimer puis calculer l'entropie massique créée lors du passage du gaz dans la tuyère. La détente est-elle réversible ?

Solution: L'entropie échangée massique est nulle puisque la transformation est adiabatique. D'après le 2^e principe pour un fluide en écoulement entre l'entrée et la sortie :

$$\begin{aligned}s_c &= \Delta_{1 \rightarrow 2s} \\ &= 19 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1} > 0\end{aligned}$$

La détente n'est pas réversible.

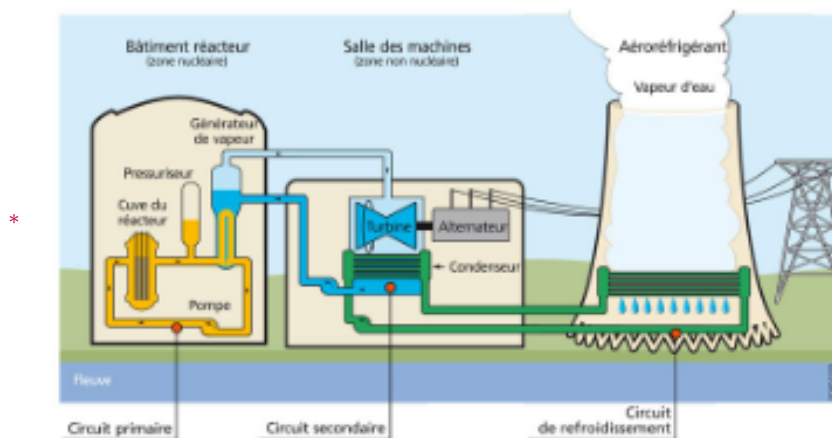
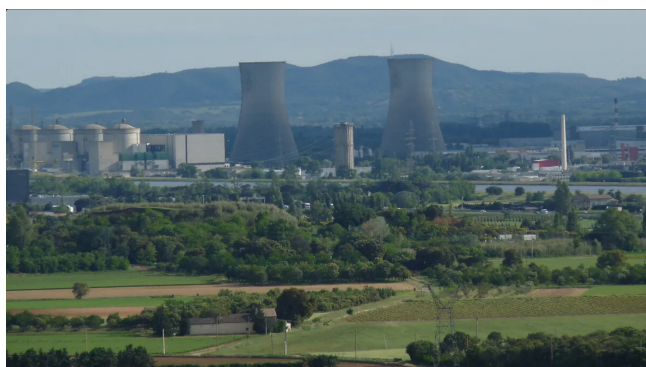
R6. Exprimer puis calculer le rapport des sections de sortie et d'entrée $\frac{S_2}{S_1}$ permettant le bon fonctionnement de la tuyère.

Solution: En régime permanent, il y a conservation du débit massique :

$$\begin{aligned}D_{m1} &= D_{m2} \\ \rho_1 c_1 S_1 &= \rho_2 c_2 S_2 \\ \frac{S_2}{S_1} &= \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \\ &= \frac{c_1 v_2}{c_2 v_1} \\ &= 1,16\end{aligned}$$

III Résolution de problème

Exercice n°5 Échauffement en aval d'une centrale nucléaire ♪ ♪ ♪



Les centrales nucléaires sont placées à proximité de fleuves de débit important. La centrale prélève de l'eau au fleuve qui circule dans le circuit de refroidissement, puis est restituée au fleuve. Ce qui conduit à un échauffement de quelques degrés du fleuve en aval de la centrale.

Les fortes chaleurs et les sécheresses entraînent une augmentation de la température des cours d'eau et une diminution de leur débit. Ces conditions rendent ainsi plus difficile la dilution, dans le cours d'eau, de l'eau échauffée par les circuits de la centrale nucléaire pour les besoins de refroidissement des réacteurs. Les rejets sont encadrés par l'ASN : échauffement maximal de l'eau entre l'amont et l'aval, et température maximale de l'eau en aval. Lorsque ces limites sont susceptibles de ne pas être respectées, la puissance des réacteurs est abaissée, et peut aller jusqu'à l'arrêt complet.

La centrale du Tricastin[†] présente quatre réacteurs, chacun de 900 MW (puissance électrique fournie au réseau).

Quel doit être le débit minimal du canal du Rhône sur lequel elle est placée pour que l'échauffement n'excède pas 4 °C ? À quelle condition la température en aval ne dépasse pas les 28 °C ?[‡]

Données —

- Température du réacteur : 315 °C
- Rendement effectif de la centrale : 60% du rendement de Carnot.

Solution: Étapes du raisonnement (rédaction et calculs à faire) :

On commence par étudier l'eau du circuit secondaire qui reçoit un travail $W < 0$ (fourni à la turbine), un transfert thermique Q_c de la part du circuit primaire ($Q_c > 0$) et reçoit un transfert thermique $Q_f < 0$ de la part du Rhône.

1. Établir le rendement de Carnot d'un moteur : $r_C = 1 - \frac{T_{fr}}{T_{ch}}$
2. En déduire le rendement de la centrale : $r = 0,60 \times r_C = 0,3$
3. En notant Δt la durée considérée, le travail reçu est $W = -\mathcal{P}\Delta t < 0$, avec $\mathcal{P} = 4 \times 900 \text{ MW} > 0$.
Rendement $r = \frac{-W}{Q_c} = \frac{\mathcal{P}\Delta t}{Q_c}$, donc l'eau du circuit secondaire reçoit le transfert thermique $Q_c = \frac{\mathcal{P}\Delta t}{r} > 0$

4. 1^{er} principe sur un cycle au circuit secondaire : $Q_f = -Q_c - W = -\frac{\mathcal{P}\Delta t}{r} + \mathcal{P}\Delta t$
Donc l'eau du circuit secondaire reçoit de la part du fleuve : $Q_f = -\mathcal{P}\Delta t \left(\frac{1}{r} - 1 \right) < 0$

5. Le fleuve reçoit $-Q_f$ de la part du circuit secondaire.

D'après le 1^{er} principe au fleuve entre l'amont et l'aval : $\Delta h = q + w_u$, soit $c_{\text{eau},\ell} \Delta T = -q_f$, or $q_f = \frac{Q_f}{\delta m} = \frac{Q_f}{D_m \Delta t}$

6. Ainsi l'échauffement entre l'amont et l'aval de la centrale est : $\Delta T = \frac{\mathcal{P} \left(\frac{1}{r} - 1 \right)}{c_{\text{eau},\ell} D_m}$

7. Pour que $\Delta T < \Delta T_{\text{max}} = 4 \text{ °C}$, il faut que le débit ; $D_m > \frac{\mathcal{P} \left(\frac{1}{r} - 1 \right)}{c_{\text{eau},\ell} \Delta T_{\text{max}}} = 512.10^3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, soit un débit volumique $D_v = \frac{D_m}{\rho} > 512 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

[†]. entre la Drôme et le Vaucluse

[‡]. Limites issus de <https://reglementation-controle.asnr.fr/information/archives-des-actualites/1-asn-fait-le-point-sur-les-rejets-thermiques-des-centrales-nucleaires-pendant-les-periodes-de-canicule>.