

Exo 1 : Machines Thermiques 675/201 - Machine motrice ou réceptrice ?

$$a) \begin{cases} \theta_1 = -20^\circ\text{C} = \theta_f \\ \theta_2 = +250^\circ\text{C} = \theta_c \end{cases} \quad \text{car } \theta_c > \theta_1$$

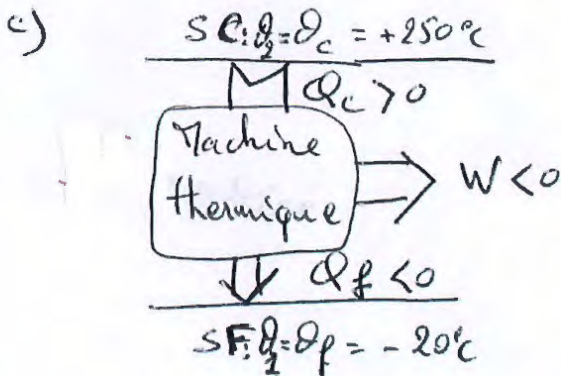
$$\begin{cases} Q_1 = -1500 \text{ J} \\ Q_2 = +5000 \text{ J} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{fournie à la SdC de } t: \theta_1 = \theta_f \Rightarrow Q_1 = Q_f \\ \text{reçue de la SdC de } t: \theta_2 = \theta_c \Rightarrow Q_2 = Q_c \end{array} \Rightarrow \boxed{\begin{array}{l} Q_1 = Q_f \\ Q_2 = Q_c \end{array}}$$

b) Calcul de W échangé par la machine :

$$1^{\text{er}} \text{ principe: } W + Q_f + Q_c = 0 \Rightarrow W = -Q_f - Q_c$$

$$\text{Soit } W = -(-1500) - 5000 = -3500 \text{ J}$$

$$\boxed{W < 0} \Rightarrow \text{machine motrice}$$

d) Bilan entropique

$$S_{\text{cycle}} = \frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = \frac{-1500}{273-20} + \frac{5000}{273+250} = +3,63 \text{ J/K}$$

$$S_{\text{cycle}} > 0 \Rightarrow S_{\text{cycle}} < 0 \Rightarrow \text{donc cycle non réalisable}$$

2 - Machine motrice

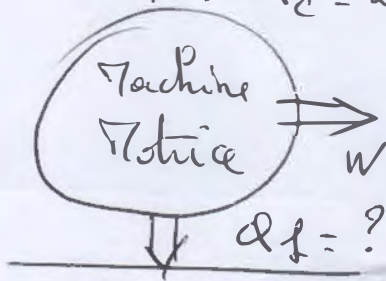
$$a) \eta = \frac{-W}{Q_c} \quad \text{avec } W = -Q_c - Q_f \text{ (1er principe, cycle)}$$

$$\eta = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} \quad \text{avec } \frac{Q_f}{Q_c} = -\frac{T_f}{T_c} \text{ cas réversibilité}$$

$$\text{Soit } \boxed{\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c}} \quad \text{d'où, } \frac{T_f}{T_c} = 1 - \eta \Rightarrow \boxed{T_c = \frac{T_f}{1 - \eta}}$$

$$\text{AN: } T_c = \frac{273+7}{1-0,6} = 700 \text{ K ou } 427^\circ\text{C}$$

SC: $\theta_c = 427^\circ\text{C}$
 $M \quad \theta_c = 2300\text{J}$



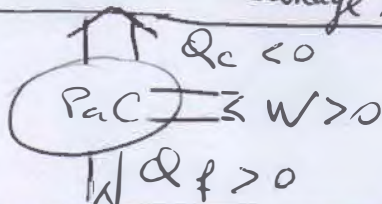
$$\eta = \left(\frac{-W}{Q_{c, \text{rev}}} \right) = \left(1 + \frac{Q_f}{Q_c} \right)_{\text{rev}} = 0,6$$

$$\Rightarrow Q_f = (\eta - 1) \times Q_c$$

SF: $\theta_f = 7^\circ\text{C}$ AN: $Q_f = (0,6 - 1) \times 2300 = -920\text{J}$

3. Pompe à chaleur

SC = Tour de séchage, $\theta_c = \theta_1 = ?$



SF = Ext tour, $\theta_f = 3^\circ\text{C}$

$\theta_1 = \theta_c$

La température θ_1 sera max si Pac fonctionne de manière réversible.

$\beta_{\text{Pac}} = \frac{-Q_c}{W}$ avec $W = -Q_c - Q_f$ (1er principe, cycle)

$$\beta_{\text{Pac}} = \frac{-Q_c}{-Q_c - Q_f} = \frac{Q_c}{Q_c \left(1 + \frac{Q_f}{Q_c} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{Q_f}{Q_c}}$$

Dans le cas de la réversibilité: $\frac{Q_f}{Q_c} = -\frac{T_f}{T_c}$

$$\Rightarrow \beta_{\text{Pac, rev}} = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c}} \Rightarrow \boxed{\beta_{\text{Pac, rev}} = \frac{T_c}{T_c - T_f}}$$

d'où, $\beta_{\text{Pac, rev}} (T_c - T_f) = T_c \Rightarrow T_c (\beta_{\text{Pac, rev}} - 1) = T_f \cdot \beta_{\text{Pac, rev}}$

d'où, $\boxed{T_c = T_f \left(\frac{\beta_{\text{Pac, rev}}}{\beta_{\text{Pac, rev}} - 1} \right)}$

AN: $T_c = (273 + 3) \times \left(\frac{5}{5 - 1} \right)$

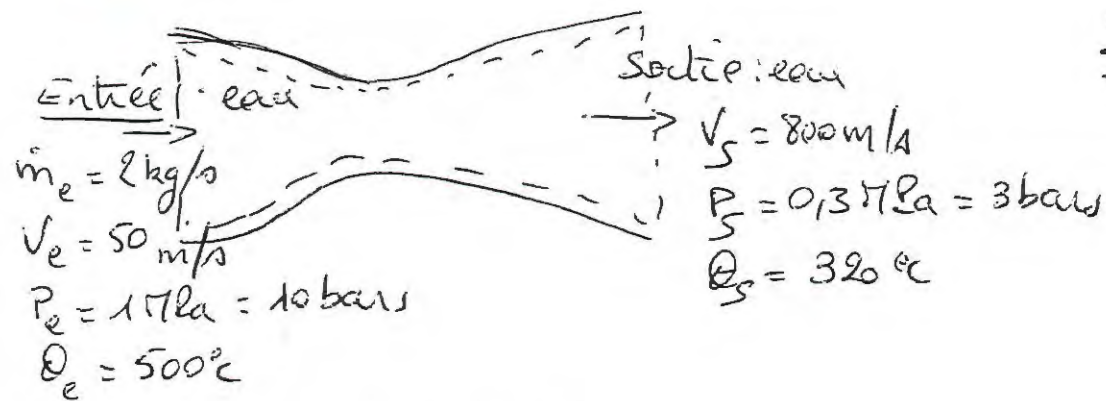
$\boxed{T_c = 315\text{K ou } 42^\circ\text{C}}$

b) $\beta_{\text{Pac}} = \frac{-Q_c}{\dot{W}} \Rightarrow \dot{W} = \frac{-Q_c}{\beta_{\text{Pac}}}$ avec $Q_c = -55\text{ kW}$

AN: $\boxed{\dot{W} = \frac{-(-55)}{5} = 11\text{ kW}}$

Exo 2 : Tuyère de Laval

(3)



Syst = Tuyère

a) Etat physique de l'eau

Entrée : $\begin{array}{|l} 10 \text{ bars} \\ 500^\circ\text{C} \end{array}$ or $T_{\text{sat}}(10 \text{ bars}) = 179,91^\circ\text{C}$
 $T_e > T_{\text{sat}} \Rightarrow$ vap surch

Sortie : $\begin{array}{|l} 3 \text{ bars} \\ 320^\circ\text{C} \end{array}$ or $P_{\text{sat}}(320^\circ\text{C}) = 112,74 \text{ bars}$
 $T_{\text{sat}}(3 \text{ bars}) = 133,55^\circ\text{C}$
 $P_s < P_{\text{sat}} \Rightarrow$ vap surch.

b) ERP $\Rightarrow$ bilan massique : $\frac{dm_{\text{vc}}}{dt} = 0 \Rightarrow \sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$

1 entrée et 1 sortie $\Rightarrow$ $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$

• bilan d'énergie : $\frac{dE_{\text{vc}}}{dt} = 0$

• bilan d'entropie : $\frac{dS_{\text{vc}}}{dt} = 0$

D'où, expression du 1^{er} principe

(4)

$$\dot{m} \left(h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) = \dot{W} + \dot{Q}$$

or $z_s \approx z_e$ négligeable

* $\dot{W} = 0$ car pas de partie mobile

$$\text{Donc, } \boxed{\dot{Q} = \dot{m} \left[(h_s - h_e) + \frac{1}{2} (v_s^2 - v_e^2) \right]}$$

(2) c) * Détermination de h_e et h_s

entrée : 10 bars, 500°C $\rightarrow$ vap. surch $\Rightarrow h_e = 3478,5 \text{ kJ/kg}$

sortie : 3 bars, 320°C $\rightarrow$ vap. surch $\Rightarrow h_s$ par interpolation

3 bars	A	C	B	$\frac{h_B - h_A}{\theta_B - \theta_A} = \frac{h_s - h_A}{\theta_s - \theta_A}$
$\theta (^{\circ}\text{C})$	300	θ_s	400	
$h (\text{kJ/kg})$	3069,3	h_s	3275,0	$h_s = h_A + \frac{\theta_s - \theta_A}{\theta_B - \theta_A} (h_B - h_A)$

$$\text{soit, } h_s = 3069,3 + \frac{320 - 300}{400 - 300} (3275 - 3069,3)$$

$$\boxed{h_s = 3110,4 \text{ kJ/kg}}$$

* Calcul de $\dot{Q}$: $\dot{Q} = \dot{m} \left[(h_s - h_e) + \frac{1}{2} (v_s^2 - v_e^2) \right]$

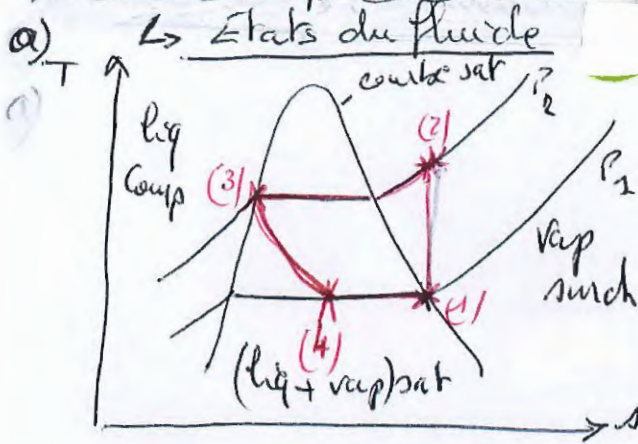
$$\boxed{\dot{Q} = 2 \times \left[(3110,4 - 3478,5) \cdot 10^3 + \frac{1}{2} (800^2 - 50^2) \right]}$$

$$\boxed{\dot{Q} = -98,7 \text{ kW}} < 0 \text{ donc perte thermique}$$

Exo 3 : Cycle de réfrigération

(5)

1) Etude du fonctionnement et du cycle de transformations



* pt(1) sur courbe sat côté vap surch
 $\Rightarrow$ vap. saturée à P_1

* pt(2) : dans le domaine vap surch.
à P_2

* pt(3) : sur courbe sat côté liq
comp $\Rightarrow$ liq sat à P_2

* pt(4) : dans le domaine (liq + vap) sat à l'éq.
 $\Rightarrow$ mélange (liq + vap) sat. à l'équilibre à P_1

$\hookrightarrow$ Nature des transformations

* Transf (1-2) : transformation à entropie constante

$\left. \begin{array}{l} \Delta_1 = \Delta_2 \\ P_1 = 1,4 \text{ bar} \rightarrow P_2 = 8 \text{ bar} \end{array} \right\} \text{ compression isentropique}$

* Transf (2-3) : refroidissement isobare (P_2) de T_2 à T_3 puis
liquéfaction à $\left| \frac{T_3}{P_2} \right|$ pour obtenir un liq sat

* Transf (4-1) : vaporisation de la phase vap sat à P_1

b) Lieu des transformations

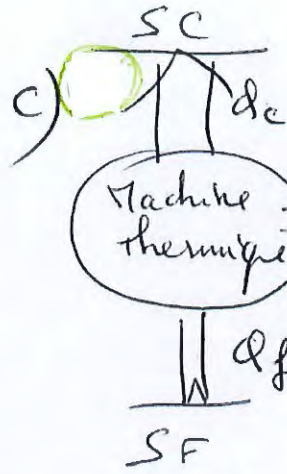
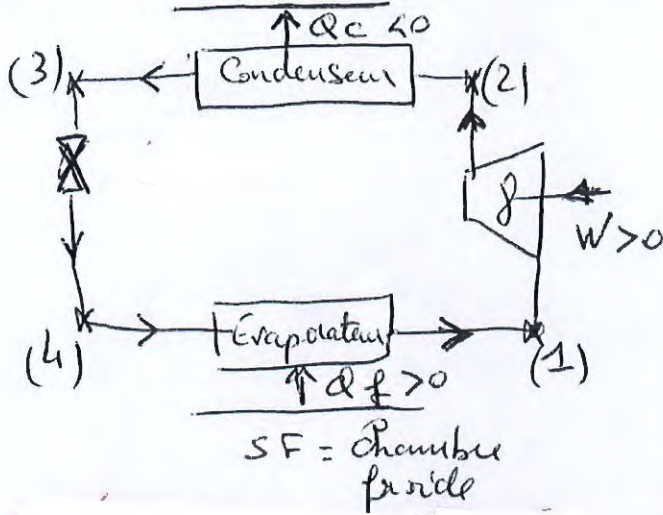
* Transf (1-2) : compression isentropique dans le
Compresseur

* Transf (2-3) : refroidissement + liquéfaction dans le
Condenseur

* Transf (3-4) : détente isenthalpique $(P_2 \rightarrow P_1)$ dans le
détendeur

* Transf (4-1) : vaporisation dans l'évaporateur

↳ Schema de principe



Cette machine transfère de l'énergie thermique de la source froide vers la source chaude au moyen d'un travail fourni au compresseur. Il s'agit d'un récepteur thermique.

2) Étude de l'évaporateur

q) V.C = évaporateur (4-1).

• ERP $\Rightarrow$ bilan de masse : $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \Rightarrow \sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$
 soit $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m} = 180 \text{ kg/h}$

$\Rightarrow$ bilan E et S :
 $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$ et $\frac{dS_{vc}}{dt} = 0$

et $\dot{m} = \frac{180}{3600} \text{ kg/s}$
 soit $\dot{m} = 0,05 \text{ kg/s}$

• Expression 1^{er} principe :

$$\dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1 \right) - \dot{m}_4 \left(h_4 + \frac{1}{2} v_4^2 + g z_4 \right) = \dot{W}_{41} + \dot{Q}_f$$

$\rightarrow e_c$ et e_p négligeables
 $\rightarrow \dot{W}_{41} = 0$ car pas de partie mobile

$\Rightarrow \boxed{\dot{m} (h_1 - h_4) = \dot{Q}_f}$

5) Détermination des h_i et calcul de $\dot{Q}_f$

* PT 1 : vap. saturée à $P_1 = 1,4 \text{ bars} \Rightarrow h_1 = h_{1v}(1,4 \text{ bars}) = 177,87 \text{ kJ/kg}$

* PT 4 : mélange (liq + vap) sat à l'équilibre à P_1
 et $h_4 = h_3$ car (3-4) est isenthalpique.

ou PT 3 : liq sat à $P_2 = 8 \text{ bars} \Rightarrow h_3 = h_{3l}(8 \text{ bars}) = 67,30 \text{ kJ/kg}$

calcul de $\dot{Q}_f$: $\dot{Q}_f = 0,05 \times (177,87 - 67,30) = 5,53 \text{ kW} > 0 \Rightarrow \text{resue}$

3) Etude du compresseur

(7)

a) V.C. = compresseur (1-2)

• ERP $\Rightarrow$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{bilan massique : } \frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \Rightarrow \sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \\ \text{bilan E et S : } \frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \text{ et } \frac{dS_{vc}}{dt} = 0 \end{array} \right.$

soit $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = 0,05 \text{ kg/s}$

• Expression 1^{er} principe

$$\dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + g z_2 \right) - \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1 \right) = \dot{W} + \dot{Q}_{12}$$

$\rightarrow e_c$ et e_p négligeables

$\rightarrow \dot{Q}_{12} = 0$ car (1-2) isentropique c'ad adiab (rev) !

d'où, $\boxed{\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{W}}$

b) Détermination de h_2 et calcul de $\dot{W}$

* Pt 2 : vap. surch à P_2 avec $s_2 = s_1$

or $s_1 = s_{1v}(P_1) = 0,7102 \text{ kJ/(kg.K)}$ $\Rightarrow$ interpolation de h_2

* Interpolation de h_2 :

$$\frac{h_B - h_A}{s_B - s_A} = \frac{h_2 - h_A}{s_2 - s_A}$$

	A	C	B
θ	40	θ_2	50
s	0,7021	s_2	0,7253
h_2	206,07	h_2	213,45

d'où, $\boxed{h_2 = h_A + \frac{s_2 - s_A}{s_B - s_A} (h_B - h_A)}$

AN: $h_2 = 206,07 + \frac{0,7102 - 0,7021}{0,7253 - 0,7021} (213,45 - 206,07)$

$\boxed{h_2 = 208,65 \text{ kJ/kg}}$

* Calcul de $\dot{W}$: $\dot{W} = 0,05 (208,65 - 177,87) = 1,54 \text{ kW}$

$\dot{W} > 0 \Rightarrow$ reçu

4) Bilan et performance de la machine frigorifique. (8)

a) Bilan énergétique sur le cycle : $\dot{W} + \dot{Q}_c + \dot{Q}_f = 0$

Note : pas d'échange énergétique au niveau du détendeur

$$\begin{cases} \dot{W}_{41} = 0 \text{ car pas de partie mobile} \\ \dot{Q}_{41} = 0 \text{ car adiabatique} \end{cases}$$

$$\text{d'où, } \dot{Q}_c = -\dot{W} - \dot{Q}_f = -1,54 - 5,53 = \underline{\underline{-7,07 \text{ kW}}}$$

b) Coefficient de performance β de cette machine frigorifique

$$\boxed{\beta = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}}} = \frac{5,53}{1,54} = \underline{\underline{3,59}}$$