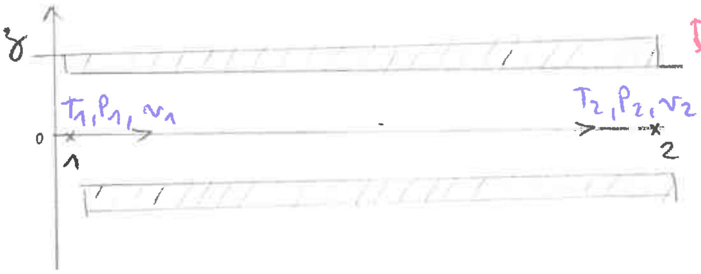
Exercice I TD n°15 — Grp 2

1. 

$D_m\left[(h_2-h_1)+(ec_2-ec_1)+(ep_2-ep_1)\right] = \mathcal{P}_{méca} + \mathcal{P}_{th}$

• la transformation est adiabatique et réversible, on peut donc utiliser les lois de Laplace pour déterminer T_2.

$PV^\gamma = cte \iff P^{1-\gamma}T^\gamma = cte$ ou $T_1^\gamma P_1^{1-\gamma} = T_2^\gamma P_2^{1-\gamma}$

Donc $T_2 = \left(\dfrac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} T_1 = \left(\dfrac{10}{2}\right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} \times 1000 = 631\,K$

• On applique le premier principe "industriel" à la tuyère :) énoncé dans sa globalité

→ machine horizontale ⇒ $\Delta z = z_2 - z_1 = 0$

→ adiabatique ⇒ $\mathcal{P}_{th} = 0$

→ pas de parties mobiles ⇒ $\mathcal{P}_{méca} = 0$

→ v_1 négligeable

$D_m\left[(h_2-h_1) + \dfrac{v_{2max}^2}{2}\right] = 0 \iff v_{2max}^2 = -2c_p(T_2-T_1)$

$\iff v_{2max} = \sqrt{-2\dfrac{\gamma R}{M(\gamma-1)}(T_2-T_1)}$

$= \sqrt{-2 \times \dfrac{1,4 \cdot 8,31}{29 \cdot 10^{-3}(1,4-1)} \times (631-1000)}$

$v_{2max} = 860\ m.s^{-1}$ B

2. le gaz ressort avec les mêmes conditions de T et de P (T_2, P_2) ⇒ $\mathcal{P}_{th} = 0$
⇒ $T_2 - T_1 = 0$

• $v_2 = 0$

• $v_1 = v_{2max}$

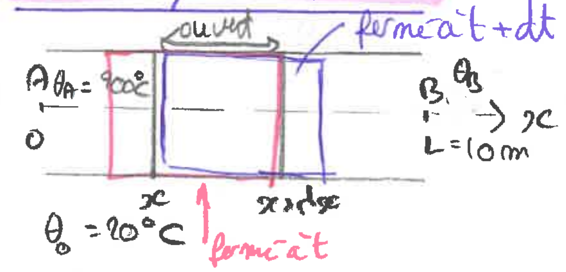
On applique le premier principe à la tuyère avec machine :

$$\mathcal{P}_{méca} = -\frac{v_{2max}^2}{2} D_m$$

ou $\mathcal{P}_{méca} < 0$ car perdue par le fluide, la puissance reçue par la turbine est l'opposé.

TD 15, exercice II

BLONDEL Agathe
BRECHBIEHL Emma
LARGEAU Garance



1. Bilan d'énergie sur le système élémentaire

$$dE_{fermé} = E_{fermé}(t+dt) - E_{fermé}(t)$$ ‖ ⚠ à définir proprement !

$$= \delta E_s - \delta E_e \quad \text{car stationnaire}$$

$$= D_m\, dt\,(e_s - e_e)$$

D'après le premier principe : $dE_{c\,fermé} + dU_{fermé} = \delta W + \delta Q$

donc $D_m\, dt\,((e_s - e_e) + (U_s - U_e)) = \delta W + \delta Q$

A et B sont à la même hauteur, donc : → pas de δW(pesanteur)

$$D_m\, dt\left((ec_s - ec_e) + (U_s - U_e)\right) = D_m\, dt\left(\frac{P_e}{\rho_e} - \frac{P_s}{\rho_s}\right) + \mathcal{P}_{th}\, dt + \mathcal{P}_{méca}\, dt$$

$$\Rightarrow D_m\left(\underbrace{\left(\cancel{\frac{v_s^2}{2}} - \cancel{\frac{v_e^2}{2}}\right)}_{\text{car on suppose } v = cste} + \left(h_s - \cancel{\frac{P_s}{\rho_s}} - h_e + \cancel{\frac{P_e}{\rho}}\right) - \cancel{\frac{P_e}{\rho_e}} + \cancel{\frac{P_s}{\rho_s}}\right) = \mathcal{P}_{th} + \underbrace{\cancel{\mathcal{P}_{méca}}}_{\text{car pas de machine}}$$

Ainsi $$\boxed{D_m\left(h(x+dx) - h(x)\right) = -\mathcal{P}_{th}}$$

1er principe "industriel" que vous pouvez utiliser directement

le système "perd" de la chaleur l'air extérieur est plus froid que l'air dans le tuyau

$$\Rightarrow D_m\, c_p\left(\theta(x+dx) - \theta(x)\right) = -\mathcal{P}_{th}$$

$$\Rightarrow D_m\, c_p \frac{d\theta}{dx}\cancel{dx} = -K\left(\theta(x) - \theta_0\right)d\cancel{x}$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{d\theta}{dx} + \frac{K\left(\theta(x) - \theta_0\right)}{D_m\, c_p} = 0} \quad \text{donc} \quad \boxed{\ell_0 = +\frac{D_m\, c_p}{K}}$$

2. on résout $\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta(x)}{\ell_0} = \frac{\theta_0}{\ell_0}$

$$\theta_1(x) = \alpha \exp\left(-\frac{1}{\ell_0}x\right)$$

θ_2 est une solution particulière constante donc :

$$\theta_2 = \theta_0$$

Ainsi $\theta(x) = \alpha \exp\left(-\frac{1}{\ell_0}x\right) + \theta_0$ avec $\theta(0) = \alpha + \theta_0 = \theta(A)$

$$\Rightarrow \alpha = 180\,K \qquad \alpha = \theta_A - \theta_0$$

$$\boxed{\theta(x) = (\theta_A - \theta_0)\, e^{-x/\ell_0} + \theta_0}$$

donc $\theta(x) = 180\exp\left(-\frac{1}{\ell_0}x\right) + (20+273)$

peut-être laisse en °C

$\theta(B) = 180\exp\left(\frac{-2{,}0}{0{,}010\times 1{,}0\times 10^3}\times 10\right) + 293$

$$\boxed{\begin{aligned}\theta(B) &= 317\,K\\ &= 44\,°C\end{aligned}}$$

On cherche la chaleur échangée par kg d'air chaud traversant le tuyau de A à B.

$\delta Q = \delta m\, C\, d\theta \Rightarrow \frac{\delta Q}{\delta m} = c_p d\theta = c_p(\theta_B - \theta_A) = \cancel{117}\ -156\ kJ.kg^{-1}$

$= 10^3 \times (44 - 200)$

TD 15 : Exercice 3 Groupe 8

Faites un schéma pour modéliser la situation

1) On cherche l'énergie récupérée par l'air de la voiture en 1 minute pas de sens.

ici le système est l'air dans la voiture

Pour cela, on applique le 1er principe à l'air au travers du climatiseur :

$D_m(h_s - h_e) = P_{méca} + P_{thermique}$ (on néglige les variations d'énergie cinétique et potentielle.

Or, ici le climatiseur ne fonctionne pas donc $P_{méca} = 0$

D'où

$\cancel{D_m \times \Delta h = P_{th}}$

$\Leftrightarrow \frac{m}{\Delta t} \times C_p \Delta T = P_{th}$

$\cancel{\Leftrightarrow P_{th} = \frac{\rho_{air} V}{\Delta t} \times C_p \Delta T = \frac{1{,}2 \times 4}{60} \times 1 \times 10^3 (21{,}5 - 20) \approx 100 \text{ W}}$

avec ρ_{air} : masse volumique de l'air

Ainsi, on note :

E_{th} = énergie récupérée par l'air de la voiture

Donc $\cancel{E_{th} = P_{th} \times \Delta t = 100 \times 60 = 6000 \text{ J}}$

attention ! ici l'air n'est pas en écoulement il ne faut pas appliquer le 1er principe industriel.

$\Delta U = \cancel{W} + Q$
0

$m c_v \Delta T = Q$

$m_{air} = n_{air} M_{air}$
$= \frac{p_0 V}{R T_0} M_{air}$

$T_0 = 20°C$
$c_v = c_p/\gamma$
$Q = 5\,100 \text{ kJ}$ (en 1 minute)

2) Cette fois, le climatiseur est en fonctionnement donc $P_{méca} \neq 0$

On applique le 1er principe : $\Delta U = Q_{clim} + Q_{pertes} = 0$

$\cancel{D_m \times \Delta h = P_{méca} + P_{th} \Leftrightarrow \frac{\rho V}{\Delta t} \times C_p \Delta T = P_{méca} + P_{th}}$

HS

ici le système est toujours l'air dans la voiture au repos

Or, on veut maintenir la température à 20°C donc $\Delta T = 0$

D'où ou $P_{méca} + P_{th} = 0 \Leftrightarrow P_{méca} = -P_{th} = \cancel{-100 \text{ W}}$ $-\frac{Q}{\Delta t} = \frac{-5100}{60} = -85{,}2 \text{ W}$

3) On installe un climatiseur plus puissant pour éviter que la variation de température ne soit pas nulle.

Dans la pratique la ventilation fonctionne, l'air entrant dans le véhicule est à la température extérieure plus chaude que l'air intérieur le climatiseur ne doit pas se contenter de maintenir l'air de l'habitacle à 20°C, il doit aussi refroidir l'air chaud extérieur qui est entré dans le véhicule. D'où le choix d'une puissance importante

Groupe 9.   TD 15. Exercice IV

Bon travail.

1. Premier principe appliqué à un fluide en écoulement au travers d'une machine thermique :   identifiez toutes les variables introduites.

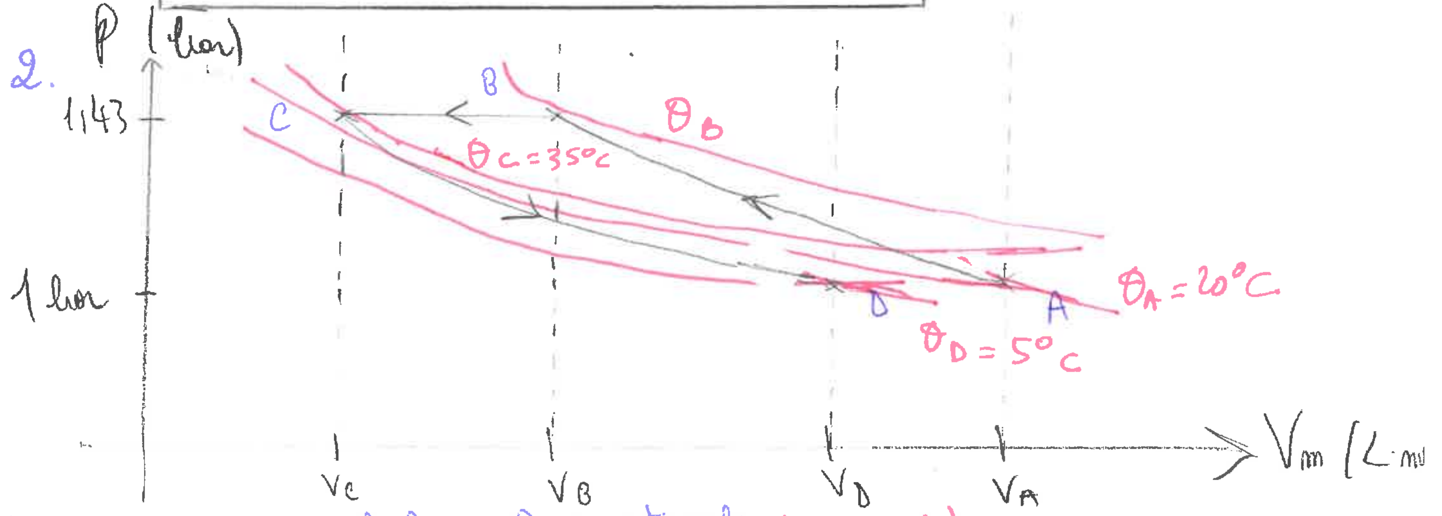
$$D_m\left((h_s-h_e)+\left(\frac{v_s^2}{2}-\frac{v_e^2}{2}\right)+g(z_s-z_e)\right)=\mathcal{P}_{méca}+\mathcal{P}_{th}$$

$$\xrightarrow{e}\otimes\xrightarrow{s}\quad z_s=z_e$$

On suppose $v_s=v_e$. Ainsi, le premier principe se réécrit :

$$\boxed{\begin{aligned}&D_m(h_s-h_e)=\mathcal{P}_{méca}+\mathcal{P}_{th}\\ \Leftrightarrow\ &D_m\,c_{P_{air}}(T_s-T_e)=\mathcal{P}_{méca}+\mathcal{P}_{th}\end{aligned}}$$

2.



Les volumes sont calculés à la question 4. (pas utile)

3. En C, on peut espérer obtenir une température de 35°C car on ne peut pas aller en dessous de la température de l'air exterieur.
Pour s'approcher au mieux de cette température, il faut augmenter la longueur des serpentins de l'échangeur.

4. On suppose que $P_B=P_C$ car l'échange thermique se fait de façon isobare.
En admettant que $\theta_C=35°C$ et que l'air est un gaz supposé parfait.
D'après la loi de Laplace entre C et D :

$$P_D^{1-\gamma}T_D^{\gamma}=P_C^{1-\gamma}T_C^{\gamma}$$

$$\Leftrightarrow P_C=P_D\left(\frac{T_D}{T_C}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}=P_D\left(\frac{\theta_D}{\theta_C}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}=10^5\left(\frac{5+273}{35+273}\right)^{\frac{1,4}{1-1,4}}=\underline{1,4\text{ bar}}.$$

D'où $\boxed{P_B=P_C=1,4\text{ bar}}$

Calcul des volumes molaires :

$$V_A=\frac{R\theta_A}{P_A}=\frac{8,314\times(20+273)}{10^5}=\underline{2,4\times10^{-2}\ \text{L.mol}^{-1}}$$

En utilisant les lois de Laplace entre B et A, car la transformation à travers le compresseur est adiabatique réversible :

$$P_A^{1-\gamma}\,\theta_A^{\gamma} = P_B^{1-\gamma}\,\theta_B^{\gamma}$$

$$\Leftrightarrow \theta_B = \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \cdot \theta_A$$

AN : $\underline{\theta_B} = \left(\frac{1}{1{,}43}\right)^{\frac{1-1{,}4}{1{,}4}} \cdot (273+20)$

$= \underline{325\ K}$

$V_B = \frac{8{,}314 \times 325}{1{,}43 \times 10^5} = \underline{1{,}9 \times 10^{-2}\ L.mol^{-1}}$

$V_C = \frac{8{,}314 \times (35+273)}{1{,}43 \times 10^5} = \underline{1{,}8 \times 10^{-2}\ L.mol^{-1}}$

$V_D = \frac{8{,}314 \times (5+273)}{10^5} = \underline{2{,}3 \times 10^{-2}\ L.mol^{-1}}$.

5) Grâce au premier principe appliqué à un fluide en écoulement au travers d'une machine thermique :

$$D_m\left((h_s - h_e) + \underbrace{\cancel{\left(\frac{v_s^2}{2} - \frac{v_e^2}{2}\right)}}_{=0 \text{ car } v_s = v_e} + \underbrace{\cancel{g(z_s - z_e)}}_{=0 \text{ car } z_s = z_e}\right) = \underbrace{\cancel{P_{meca}}}_{=0} + P_{th}$$

$\Leftrightarrow P_{th} = D_m(h_s - h_e)$

$\Leftrightarrow D_m = \frac{P_{th}}{h_s - h_e} = \frac{P_{th}}{c_p(T_s - T_e)}$

ici $D_m = \frac{P_{th}}{c_p(\theta_D - \theta_A)} = \frac{-120}{1{,}0 \times 10^3 (5 + 273 - (20+273))} = 8 \times 10^{-3}\ kg.s^{-1}$

6) Grâce au premier principe appliqué à un fluide en écoulement au travers d'une machine thermique :
compression adiabatique $\Rightarrow$

$P_{comp} = D_m\,\Delta h = D_m\,c_p(\theta_B - \theta_A)$

$\Leftrightarrow P_{comp} = 8 \times 10^{-3} \times 1{,}0 \times 10^3 \times (325 - 293) = 256\ W$

turbine adiabatique $\Rightarrow$

$P_{turbine} = D_m\,\Delta h = D_m\,c_p(\theta_D - \theta_C)$

groupe 9

ex IV TD 15 suite

donc :

$P_{turbine} = 8 \times 10^{-3} \times 1{,}0 \times 10^{3} \times (278 - 308) = -240\,W$

$P_{turbine}$ est la puissance cédée par la turbine à l'arbre moteur donc

$P_{turbine} = 240\,W$

$$\eta = \left| \frac{P_{utile}}{P_{consommée}} \right| = \left| \frac{P_{clim}}{P_{comp} - P_{turbine}} \right|$$

$$\Rightarrow \eta = \left| \frac{-120}{256 - 240} \right| = \frac{120}{256 - 240} = 7{,}5$$

L'efficacité global de ce dispositif idéal est $\eta = 7{,}5$. TB

7) La différence est du au fait qu'on néglige les pertes durant les transformations. De plus, on a fait l'hypothèse que l'echangeur permet d'obtenir un θ_{cmin}. Mais aussi, on a fait l'hypothèse que les transformations sont idéales.

↳ isentropiques dans le compresseur et la turbine.

Elouan AUNIS
Yanis SEYIFOU
Léa LOICHOT

G4

Exercice 5 du TD 15

(A1) l'équation du premier principe de la thermo appliqué à un fluide en écoulement stationnaire à travers une machine thermique est :

$$D_{m1}((h_s - h_e) + (e_{cs} - e_{ce}) + g(z_s - z_e)) = P_{th} + P_{méca}$$

de plus, on néglige les variations de vitesse et d'altitude du fluide donc

Définissez les variables. e? s?

$$\boxed{D_{m1}(h_s - h_e) = P_{th} + P_{méca}}$$

(A3) dans la chaudière $P_{méca} = 0$ car pas d'intervention de machines mécaniques

donc d'après le 1er principe $D_{m1}(h_3 - h_2) = P_{th}$

OR $q_c = \frac{\delta Q}{\delta m} = \frac{P_{th}\,dt}{D_{m1}\,dt} = \frac{P_{th}}{D_{m1}} = h_3 - h_2$

donc $q_c = 2645 - 110 = \boxed{2535 \text{ kJ.kg}^{-1}}$

(A4) dans la turbine $P_{th} = 0$ car adiabatique

donc $D_{m1}(h_4 - h_3) = P_{méca}$

OR $P_{méca} = \frac{W_t}{dt\,\delta m} \Leftrightarrow W_t = P_{méca}\,dt/\delta m$
$= P_{méca}/D_{m1}$

$W_t = h_4 - h_3 = 1592 - 2645 = -1053$

(A5) comme $W_p = \Delta h$ (car pompe adiabatique)

et que $|\Delta h_p| <<< |\Delta h_c|$ $\Delta h_p = h_2 - h_1 \simeq 0.$

alors $\boxed{|W_p| <<< |W_t|}$

(A6) c'est une trasformation isobare

comme l'eau passe de l'état gazeux à l'état liquide donc elle va libérer de l'énergie. L'intérêt est donc de récupérer cette énergie thermique utilisée pour la cogénération ensuite.

(A7) $\Delta H = H_1 - H_4 = \Delta m \; \Delta H_v(T_f)$

où Δm est la masse de eau qui a changé d'état par rapport à la masse totale

$$\Delta h = \frac{\Delta H}{m} = h_1 - h_4 = \Delta m \; \Delta h_v(T_f)$$

$\Delta h_v(T_f) = h_5 - h_1$

$\Leftrightarrow \; h_1 - h_4 = x_{v_4} \; \Delta h_v(T_f)$

$\Leftrightarrow \; \boxed{x_{v_4} = \frac{h_1 - h_4}{\Delta h_v(T_f)}}$

ou règle des moments

$x_{v_4} = \frac{h_4 - h_1}{h_5 - h_1}$

$= \frac{1592 - 111}{2530 - 111} = 0,61$

(A8) comme la turbine est adiabatique alors $q_{th} = 0$

d'où d'après le 1er principe : $D_{m_1}(h_4 - h_3) = \mathcal{P}_{méca}$

$\mathcal{P}_{méca} = 1.10^3(1592 - 2645)$

$= \underline{-1,1.10^6 \text{ W}}$

normal qu'elle soit négative car l'eau donne de l'énergie au système.

suite Ex 5

B1

on cherche Pd qui est la puissance thermique du condenseur.

donc d'après le 1er principe avec $\mathcal{P}_{mica} = 0$ car pas d'utilisation de machines thermiques

$\mathcal{P}_{th}$ perdue par le fluide de la machine.

d'où $D_m \Delta h = \mathcal{P}_{th} = \underbrace{- Pd = -D_{m_1}(h_1 - h_4)}$

$Pd = 1.10^3 (1592 - 111) = 1{,}5.10^6 \, W$

B2 $\quad P_d = D_d(h(L) - h(0))$ 1er pp appliqué à l'eau de chauffage.

$= D_d \, c_{eau} (T(L) - T(0))$

$D_d = \dfrac{P_d}{c_{eau}(T(L) - T(0))} = \dfrac{1{,}5.10^6}{4180(30-5)}$

$D_d = 14 \, kg.s^{-1}$

B3 efficacité du système $= e = \left|\dfrac{\text{gain}}{\text{dépense}}\right| = \left|\dfrac{q_f + W_t}{q_c}\right| = 1$

V. Diagramme des frigoristes

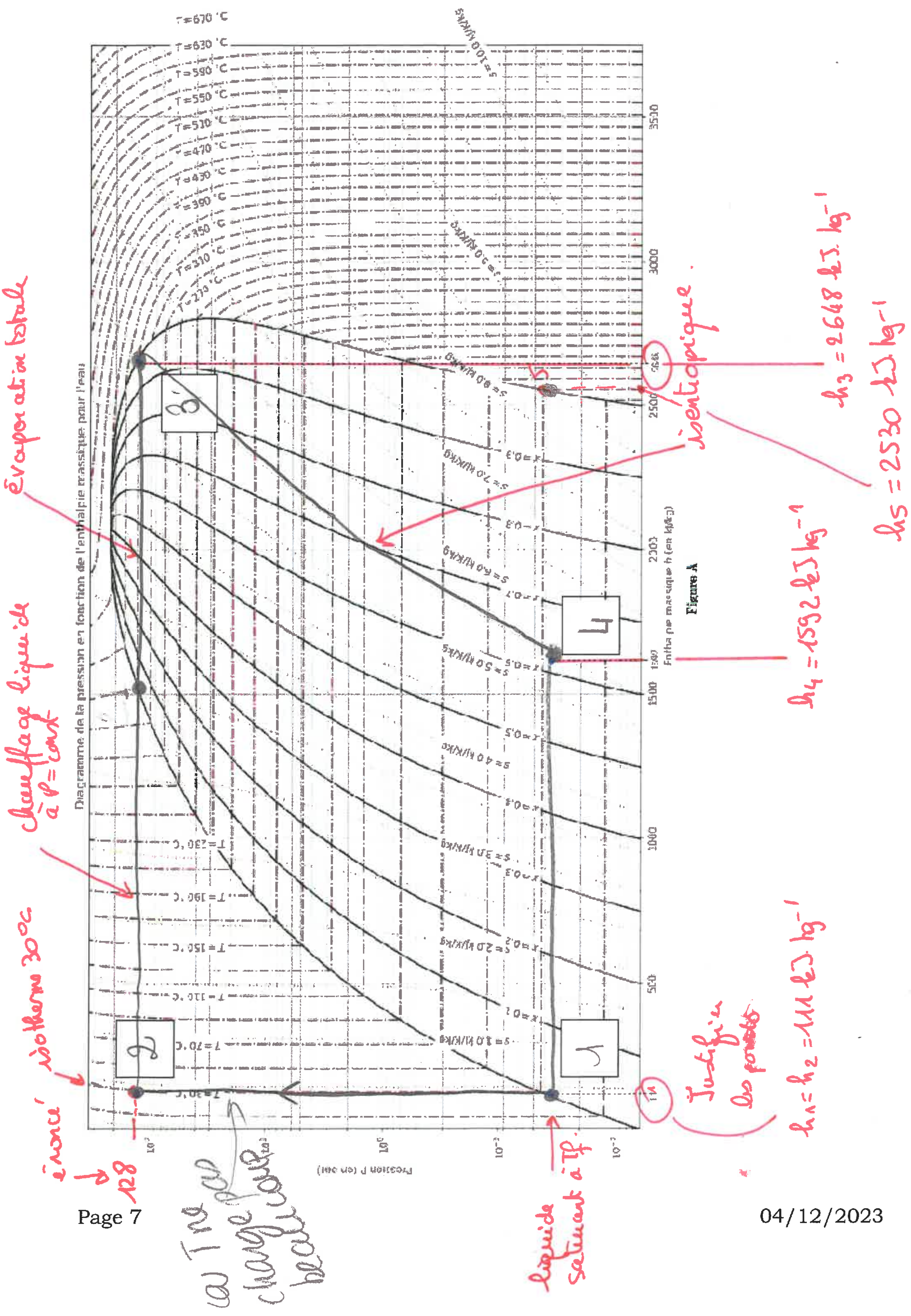


Figure A