

Correction - DS n°2

1 CHIMIE - Décomposition du monoxyde d'azote

1. D'après la loi des gaz parfaits, on sait que la pression partielle en NO(g) vérifie :

$$p = [\text{NO}]RT \Rightarrow \text{à } t=0 \quad [\text{NO}]_0 = \frac{p_0}{RT}$$

en Pa en K

mais attention aux unités !!

On peut donc dresser le tableau ci-dessous dans lequel la concentration initiale a été convertie en mol.l^{-1} , unité plus adaptée en chimie.

$[\text{NO}]_0 (\text{mol.l}^{-1})$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$1,67 \cdot 10^{-3}$	$2,22 \cdot 10^{-3}$	$3,33 \cdot 10^{-3}$	$4,44 \cdot 10^{-3}$
$v_0 (\text{mol.l}^{-1}.\text{min}^{-1})$	$1,4 \cdot 10^{-4}$	$3,0 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$

La loi de vitesse s'écrit : $v = k[\text{NO}]^a$ donc, à $t=0$, $v_0 = k[\text{NO}]_0^a \Rightarrow \ln v_0 = a \ln [\text{NO}]_0 + \ln k$. On doit donc vérifier que $\ln v_0$ est une fonction affine de $\ln [\text{NO}]_0$. Le coefficient directeur de la droite sera d'ordre a de la réaction.

Régression linéaire : on obtient un coefficient de corrélation $|r| = 0,9996 > 0,99$ ce qui valide la loi et on en déduit :

$$a = 2 \quad \text{Valeur entière la plus proche}$$

2. La régression linéaire donne l'ordonnée à l'origine de la droite : $\ln k = -4,786$ d'où

$$k = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ L.mol}^{-1}.\text{min}^{-1}$$

Cette valeur numérique est concordante avec les valeurs du tableau donnant les constantes k en fonction de θ .

3. $-\frac{1}{2} \frac{d[\text{NO}]}{dt} = k [\text{NO}]^2$. On en déduit que

$$\int_{[\text{NO}]_0}^{[\text{NO}](t)} \frac{d[\text{NO}]}{[\text{NO}]^2} = -2k \int_0^t dt$$

donc

$$-\frac{1}{[\text{NO}](t)} + \frac{1}{[\text{NO}]_0} = -2kt$$

d'où

$$[\text{NO}](t) = \frac{[\text{NO}]_0}{1 + [\text{NO}]_0 2kt}$$

4. Au temps de demi-réaction, nous avons :

$$[\text{NO}](t_{1/2}) = [\text{NO}]_0/2 \text{ et donc :}$$

$$\frac{2}{[\text{NO}]_0} - \frac{1}{[\text{NO}]_0} = 2kt_{1/2} \quad (\Rightarrow) \quad t_{1/2} = \frac{1}{2k[\text{NO}]_0}$$

AN A 1057°C , $k = 28 \text{ L mol}^{-1} \text{ min}^{-1}$ et pour $p_0 = 200 \text{ mmHg}$
nous avons $[\text{NO}]_0 = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ mol L}^{-1}$, d'où :

$$t_{1/2} = 8,0 \text{ minutes}$$

5. $k(T) = A e^{-E_a/RT}$ où A est le facteur préexponentiel et E_a l'énergie d'activation. On en déduit :

$$\ln k = \ln A - \frac{E_a}{R} \frac{1}{T} \rightarrow \ln k \text{ fonction affine de } \frac{1}{T}$$

Une régression linéaire sur les 3 valeurs du tableau donne un coefficient de corrélation $|r| = 0,9999 \dots > 0,99$ ce qui valide la loi, et :

$$E_a = 245 \text{ kJ mol}^{-1}$$

2 Sécurité d'une plongée à très grande profondeur : exemple de l'expédition Deepsea Challenger (d'après Centrale - PSI - 2025)

Q1)
$$\rho \vec{g} - \overrightarrow{\text{grad}}(P) = \vec{0}$$

Il s'agit de l'écriture de la condition d'équilibre (sous forme de forces volumiques) d'une particule fluide sous l'effet de la force de pesanteur (terme $\rho \vec{g}$) et de la résultante des forces de pression (terme $-\overrightarrow{\text{grad}} P$)

Q2) En projection sur l'axe z la relation précédente s'écrit $\rho g = \frac{dP}{dz}$ et s'intègre entre la surface ($z = 0, P_0$) et la profondeur z , dans l'hypothèse incompressible, en $P(z) - P_0 = \rho g z$, d'où le profil de pression affine :

$$P(z) = P_0 + \rho_0 g z$$

Q3) La définition du coefficient de compressibilité considère un volume fermé d'eau de caractéristiques uniformes, pour lequel on peut écrire $V = m/\rho$ avec m fixé. On peut alors écrire

$$\chi_T = \frac{-1}{V} \frac{\partial V}{\partial P} \Big|_T = \frac{-\rho}{m} \frac{\partial(m/\rho)}{\partial P} \Big|_{T,m} = -\rho \frac{\partial}{\partial P} \left(\frac{1}{\rho} \right) \Big|_T = -\frac{\rho}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial P} \Big|_T = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial P} \Big|_T$$

Q4) Pour une variation infinitésimale et isotherme de profondeur, la loi de la statique des fluides s'écrit $dP = \rho g dz$, tandis que la définition de la compressibilité donne $dP = d\rho/(\rho \chi_T)$, d'où la relation différentielle $\rho g dz = d\rho/(\rho \chi_T)$, que l'on peut intégrer entre $z = 0$ et la profondeur z , dans l'hypothèse où χ_T est constant :

$$\frac{d\rho}{\rho^2} = \chi_T g dz \rightarrow \frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho(z)} = \chi_T g z : \frac{1}{\rho(z)} = \frac{1}{\rho_0} - \chi_T g z = \frac{1 - \rho_0 \chi_T g z}{\rho_0}$$

soit finalement

$$\rho(z) = \frac{\rho_0}{1 - \rho_0 \chi_T g z}$$

Q5) On reporte l'expression précédente dans la loi de l'hydrostatique :

$$\frac{dP}{dz} = \frac{\rho_0 g dz}{1 - \rho_0 \chi_T g z} = \frac{1}{\chi_T} \frac{\rho_0 \chi_T g dz}{1 - \rho_0 \chi_T g z} = \frac{1}{\chi_T} \frac{-d(1 - \rho_0 \chi_T g z)}{1 - \rho_0 \chi_T g z} = -\frac{1}{\chi_T} d(\ln(1 - \rho_0 \chi_T g z))$$

Nouvelle équation différentielle à variables séparées que l'on intègre entre la surface et la profondeur z :

$$P(z) - P(0) = \frac{-1}{\chi_T} \ln(1 - \rho_0 \chi_T g z) \rightarrow P(z) = P(0) - \frac{1}{\chi_T} \ln(1 - \rho_0 \chi_T g z)$$

Q6) Le modèle incompressible donne

$$P(h) = 1 \times 10^5 + 1020 \times 9,81 \times 10900 = 1,09 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Le modèle à compressibilité uniforme donne $P(h) = 1,12 \times 10^8 \text{ Pa}$ qui permet de prévoir la pression au fond de la fosse des Mariannes à 1% près au lieu de 4% près pour le modèle incompressible. Si on souhaite une meilleure pression, il faudrait tenir compte des profils de température et de salinité en fonction de la profondeur, qui influence le profil de masse volumique.

3 Propulsion d'un navire. CCINP

I. Calcul dans le modèle du gaz parfait

- Q1.** a) L'enthalpie de n moles de gaz parfait vérifie : $H = U + PV = U + nRT$. On en déduit que pour une transformation quasistatique élémentaire on a :

$$dH = dU + nR dT \quad \text{avec} \quad dH = C_p dT \quad \text{et} \quad dU = C_v dT$$

Il vient :

$$C_p dT = C_v dT + nR dT \quad \text{d'où} \quad \boxed{C_p = C_v + nR}$$

Comme $\gamma = C_p/C_v$ on obtient :

$$C_v = \frac{nR}{\gamma - 1} \quad \text{et} \quad C_p = \frac{\gamma nR}{\gamma - 1} \quad \text{avec} \quad n = \frac{m}{M_a}$$

d'où :

$$\boxed{c_v = \frac{C_v}{m} = \frac{r}{\gamma - 1} \quad \text{et} \quad c_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1}}$$

- b) A.N. : $c_v = 716 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$ et $c_p = 1000 \text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$

- Q2.** Appliquons le second principe industriel au compresseur en notant $\tau_{\text{éch}}$ et τ_c les taux d'entropie échangée et créée.

$$\mathcal{D}_m(s_2 - s_1) = \tau_{\text{éch}} + \tau_c$$

Or $\tau_{\text{éch}} = 0$ puisque le compresseur est adiabatique et $\tau_c = 0$ puisqu'il fonctionne de manière réversible. On en déduit que $s_2 = s_1$: transformation isentropique d'un gaz parfait. On peut donc utiliser l'invariant de Laplace :

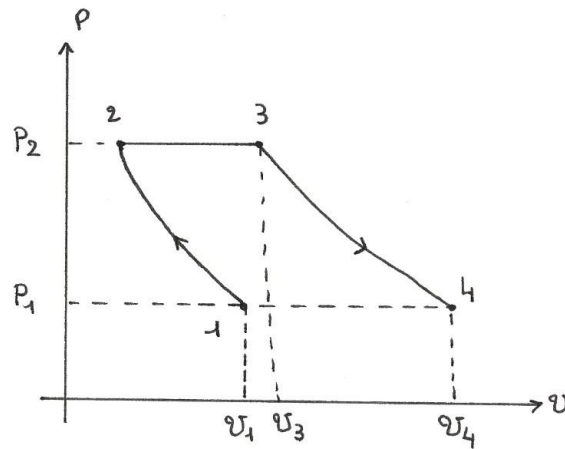
$$T_1^\gamma P_1^{1-\gamma} = T_2^\gamma P_2^{1-\gamma} \quad \text{d'où} \quad \boxed{T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

On fait le même raisonnement avec la turbine qui fonctionne de manière adiabatique et réversible : $s_4 = s_3$ ce qui entraîne :

$$T_4^\gamma P_1^{1-\gamma} = T_3^\gamma P_2^{1-\gamma} \quad \text{d'où} \quad \boxed{T_4 = T_3 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_3 \beta^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}$$

A.N. : $T_2 \approx 580 \text{ K} \approx 305 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_4 = 673 \text{ K} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$

- Q3.** On obtient le diagramme ci-dessous :



- Q4.** $w_{u,t}$ est la somme des travaux utiles massique au niveau du compresseur et de la turbine. En appliquant le premier principe industriel au compresseur et à la turbine on obtient (en négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle) :

$$h_2 - h_1 = w_u(Cp) + q(Cp) \quad \text{et} \quad h_4 - h_3 = w_u(Tu) + q(Tu)$$

avec $q(Tu) = q(Cp) = 0$ car fonctionnement adiabatique. Il vient :

$$w_{u,t} = w_u(Cp) + w_u(Tu) = c_p (T_2 - T_1 + T_4 - T_3) = \boxed{\frac{\gamma r}{\gamma - 1} (T_2 - T_1 + T_4 - T_3)}$$

A.N. : $w_{u,t} = -350 \text{ kJ.kg}^{-1} < 0$

Le compresseur n'absorbe qu'une partie du travail utile fourni par la turbine. Le reste du travail est disponible pour faire tourner l'hélice de propulsion.

- Q5.** On a : $P_u = \mathcal{D}_m w_{u,t}$ donc :

$$\mathcal{D}_m = \left| \frac{P_u}{w_{u,t}} \right| \approx 0,14 \text{ kg.s}^{-1}$$

- Q6.** a) On applique le premier principe industriel à l'échangeur thermique, sans pièces mécaniques mobiles : $w_u(\text{Éch}) = 0$:

$$q_{23} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} (T_3 - T_2)$$

A.N. $q_{23} = 720 \text{ kJ.kg}^{-1}$

- b) Le rendement de l'installation peut être défini par :

$$r = \frac{|w_{u,t}|}{q_{23}} \stackrel{\text{A.N.}}{=} 0,49 \approx 0,50$$

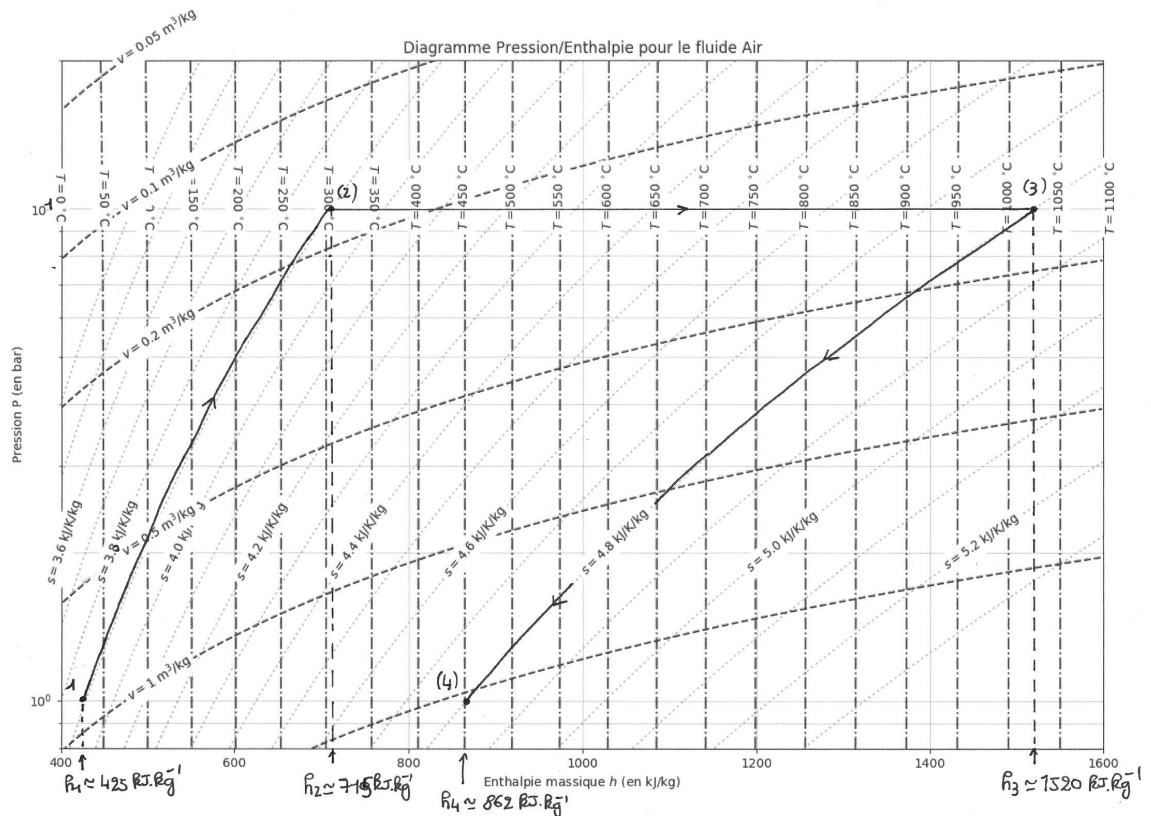
II. Utilisation du diagramme enthalpique de l'air

Q7. D'après la seconde identité thermodynamique, entre deux points très voisins d'une courbe isentropique :

$$dh = T ds + v dP = v dP \quad \text{puisque} \quad ds = 0$$

Comme $v > 0$ on en déduit que si h augmente alors P donc $\ln(P)$ augmente aussi.

Q8. On obtient le diagramme suivant :



Par lecture du diagramme :

$$h_1 \approx 425 \text{ kJ.kg}^{-1} ; h_2 \approx 715 \text{ kJ.kg}^{-1} ; h_3 \approx 1520 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ et } h_4 \approx 860 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Q9. a) Par application du premier principe industriel on obtient :

$$w'_{u,t} = h_2 - h_1 + h_4 - h_3 = -370 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

b) On en déduit que :

$$\mathcal{D}_m = \left| \frac{P_u}{w_{u,t}} \right| \stackrel{A.N.}{=} 0,135 \text{ kg.s}^{-1}$$

Le débit massique est un peu réduit par rapport au modèle du gaz parfait mais il n'y a pas de différence significative.

Q10. On a maintenant :

$$r' = \frac{|w_{u,t}|}{q_{23}} = \frac{|w_{u,t}|}{h_3 - h_2} = \frac{370}{1520 - 715} = 0,46$$

Le rendement est donc un peu moindre dans la réalité (par rapport au modèle du gaz parfait) mais la baisse n'est pas non plus très significative (8% de baisse).

4 Rénovation énergétique des bâtiments (d'après Centrale - MP - 2023)

Q25. En supposant le plancher aussi en contact avec $T_{e,pl}$ (vide sanitaire au sous-sol) on somme les déperditions: $P_{pertes} = \left[\sum_i U_i S_i + \psi L \right] (T_i - T_e) \approx 884 \text{ kW} = P_c$

En régime stationnaire (RS) un 1^{er} principe à la résidence donne $dU = 0 = (P_c - P_{pertes}) dt$

Rm pont thermique = rupture d'isolation - ex linéaires : coins de murs extérieurs - châssis d'avant

Rm 2 P_{pertes} évaluées avec (T_i, T_e) moyen égal à $\frac{(T_i, T_e)_{ref}}{2}$ sur 6 mois (saison froide) donne les 1900 MWh du 26.

Q26. En supposant la combustion parfaite et totale $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ (phase gaz)

$\Delta_r H^\circ = \sum_i \nu_i \Delta_f H_i^\circ = -806,6 \text{ kJ/mol}$: ce n'est pas une chaudière à condensation, on considère donc

$\text{H}_2\text{O}_{\text{gaz}}$ et $\Delta_f H_{\text{H}_2\text{O,g}}^\circ = \Delta_f H_{\text{H}_2\text{O,l}}^\circ + \Delta_v H_{\text{H}_2\text{O}}^\circ$ - $\Delta_r H^\circ < 0$ effectivement exothermique

En considérant la réaction monobare, monotherme, le 1^{er} principe aux réactifs s'écrit $\Delta H = Q = \Delta_r H^\circ \xi$

On suppose que ce transfert thermique est intégralement cédé aux bâtiments en RS.

$$-Q = 1900 \cdot 10^6 \times 3600 = -\Delta_r H^\circ \times \frac{m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} \rightarrow m_{\text{CO}_2} = 373 \text{ t.}$$

Q27. On applique le 1^{er} principe industriel à l'eau $Q_m(h_s - h_e) = P_{th}$ en l'absence de pièces mobiles (pas de travail technique) et en négligeant les variations d' E_c et d' E_p .

$$\text{Entre } x=e \text{ et } (x+dx) = 1 \quad Q_m(h(x+dx) - h(x)) = Q_m c \frac{dT}{dx} dx = P_{th} = \frac{1}{r} dx (T_e - T(x))$$

Q28. On obtient $\frac{dT}{dx} = -\frac{T(x) - T_e}{\xi}$ avec $\xi = Q_m c r$ de solution $T(x) = (T_0 - T_e) e^{-x/\xi} + T_e$

Q29. L'air des logements n'est pas en écoulement - on néglige encore les transferts thermiques selon x

Un 1^{er} principe en RS, à P constante, donne $dH = 0 = \left[-\frac{1}{r_2} dx (T_i(x) - T_e) - \frac{1}{r_1} dx (T_i(x) - T(x)) \right] dt$

$$\rightarrow T_i(x) = \frac{T(x)/r_1 + T_e/r_2}{X_i + Y_{r_2}} \quad \text{Rm on peut considérer les résistances en série } \frac{1}{r_1 + r_2} \text{ et utiliser un pont diviseur pour exprimer } (T_i - T_e)$$

Q30. $T_i(x)$ décroît avec $x \rightarrow T_{i,min} = T_i(L = 2 \text{ km}) = \frac{(T_0 - T_e) e^{-L/\xi}}{1 + r_1/r_2} + T_e$ $\xi = 5,73 \text{ km}$ évaluée avec $r_1 + r_2$

$T_{i,min} = -19^\circ\text{C} \rightarrow T_0 = 80^\circ\text{C}$ tous calculs faits.

Q31. à $T_i = -19^\circ\text{C}$ uniforme les pertes vers l'extérieur à travers les parois sont $P_{pertes}^{eq} = \frac{L}{r_2} (T_i - T_e)$

lorsque T_i dépend de x sous la forme eq: $\frac{(T_0 - T_e) e^{-x/\xi}}{1 + r_1/r_2} + T_e$ les pertes vers l'extérieur sont

$$\text{évaluées par l'intégrale } P_{pertes}^{non eq} = \int_0^L \frac{dx}{r_2} (T_i(x) - T_e) = \frac{T_0 - T_e}{1 + r_1/r_2} \int_0^L \frac{dx}{r_2} e^{-x/\xi} = \frac{(T_0 - T_e)}{r_1 + r_2} \xi (1 - e^{-L/\xi})$$

$$\text{on obtient un surcoût relatif} = \frac{P_{pertes}^{non eq} - P_{pertes}^{eq}}{P_{pertes}^{eq}} = \frac{T_0 - T_e}{T_i - T_e} \times \frac{1}{1 + r_1/r_2} \times \frac{\xi}{L} (1 - e^{-L/\xi}) - 1 \approx 20\%$$

Q32. 1^{er} principe industriel aux 2 écoulements: $Q_{m,1} c (T_1(x_f^+) - T_1(x_f^-)) = P_{th} = P_{th} = -Q_{m,2} c (T_2(x_f^+) - T_2(x_f^-))$

$$T_J = \frac{Q_{m1} T_1(x_J) + Q_{m2} T_0}{Q_{m1} + Q_{m2}} \quad \text{on a supposé que la conduite } L \text{ est à } T_0 \text{ (calorifugée)}$$

Q33 La 1^{ère} solution (Q6) n'est pas acceptable, elle conduit à $T(x_J) = 18^\circ\text{C} < 19^\circ\text{C}$ il y a trop peu d'eau dans la conduite 1, donc 'moins de capacité thermique', elle se refroidit trop.

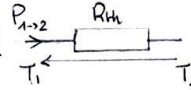
Les 2 autres solutions sont acceptables, la 3^{ème} (Q4) offre un confort thermique meilleur avant $L/2$ mais des températures logiquement plus faibles (mais $> 19^\circ\text{C}$) au delà : on réinjecte moins d'eau chaude.

La 2^{ème} solution est celle qui permet un bon confort en ayant $T(L)$ plus élevée que pour la 3^{ème}, c'est celle qui limite le plus les pertes (cette eau va être réinjectée + chaude dans la chaudière).

Q34 - Les pertes vers l'extérieur sont encore évaluées par l'intégrale $\int_0^L \frac{T_i(x) - T_e}{2} dx$, proportionnelle à l'aire entre la courbe $T_i(x)$ et l'horizontale $T_e = 7^\circ\text{C}$ sur la fig 14. On assimile ces aires à des trapèzes.

$$\rightarrow \text{réseau non équilibré } L \times \frac{(24-7) + (19-7)}{2} = 14,5 \times L$$

$$\rightarrow \text{solution } 2 \quad \frac{L}{2} \times \left(\frac{24+19}{2} - 7 \right) + \frac{L}{2} \times \left(\frac{21,5+19}{2} - 7 \right) = 13,9 \times L \text{ soit une économie relative de } 4\%$$

Q35  $R_{th} = \frac{e}{\lambda S} = \frac{T_1 - T_2}{P_{1 \rightarrow 2}}$ - Les valeurs U du tableau 1 représentent des conductances thermiques surfaciques ($1/R_{th}$).

La laine de roche est une résistance thermique en série avec les murs (notés 1) dont la conductance devient $\frac{U_1 S_1 \times \frac{\lambda S_1}{e}}{U_1 S_1 + \frac{\lambda S_1}{e}} = \frac{U_1 \times \frac{\lambda}{e}}{U_1 + \frac{\lambda}{e}} S_1$ et prend la place de $U_1 S_1$ dans la formule du 25. (un peu lointaine!)

$$\text{On obtient une variation relative } \frac{\Delta P_{\text{pertes}}}{P_{\text{pertes}}} = \frac{-\frac{U_1 S_1 (T_i - T_e)}{U_1 + \frac{\lambda}{e}}}{\frac{U_1 S_1 (T_i - T_e)}{U_1 + \frac{\lambda}{e}}} = -0,45 \text{ selon l'énoncé après calculs } \rightarrow e \approx 5,5 \text{ cm}$$

Une couche ($e = 18 \text{ cm}$) est donc suffisante. Avec cette valeur $U_1 = 3,16 \gg \frac{\lambda}{e} \approx 0,31 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et U_{murs} devient $\frac{\lambda}{e} = U_{\text{laine de roche}}$ ou encore $\frac{\Delta P_{\text{pertes}}}{P_{\text{pertes}}}$ devient $-\frac{U_1 S_1 (T_i - T_e)}{P_{\text{pertes}}}$ indépendante de e .

Installer une couche de laine de roche revient donc en fait à supprimer les pertes murs.

Q36 1^{er} et 2nd principes sur un cycle du fluide frigorigène: $\Delta U = 0 = W + Q_c + Q_f - \Delta S = 0 = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_c$

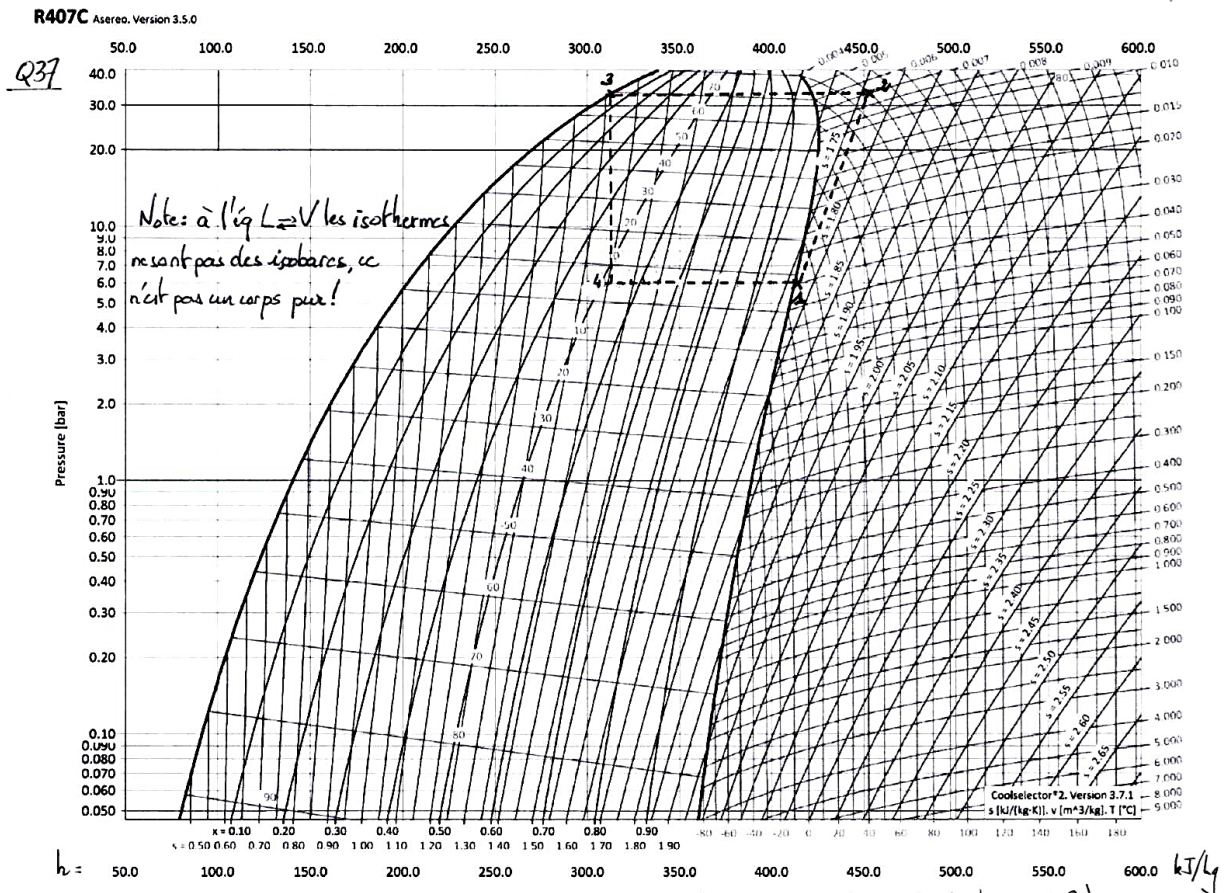
$$S_c \geq 0 \text{ (égal si réversible)} \Rightarrow e = \frac{-Q_c}{W} \leq e_{\text{carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = 5,4 \quad \Delta T \text{ en K.}$$

Dans ces (mauvaises) conditions, $e_{\text{réelle}} \approx 1,8 \dots$ on est loin de la réversibilité!

Q38 - Le fluide frigorigène est un fluide en écoulement stationnaire (1D). On néglige les variations d' E_c et d' E_p . On utilise le 1^{er} principe industriel sur chaque élément: $\Delta_m(h_3 - h_2) = P_{\text{ech}} + P_{\text{ch}}$

$$P_c \text{ est obtenue ds l'échangeur } 2 \rightarrow 3 \quad \Delta_m(h_3 - h_2) = P_c \quad \text{on lit } h_3 = 315 \quad h_2 = 455$$

$$\text{Le compresseur fournit } P_{\text{ech}} \quad 1 \rightarrow 2 \quad \Delta_m(h_2 - h_1) = P_{\text{comp}} \quad h_1 = 415 \quad \text{kJ.kg}^{-1}$$



1 (non saturante) $\rightarrow$ 2 suit une isentrope. 2 $\rightarrow$ 3 isobare jusqu'à liquide (saturant ?)

3 $\rightarrow$ 4 isenthalpe verticale (Joule Kelvin) 4 $\rightarrow$ 1 vaporisation à 6 bars + chauffage jusqu'à 10°C ($> 7^\circ\text{C}$?)

Point 3 effectivement à $t = 70^\circ\text{C}$ = température de l'eau chaude qui se refroidit et liquéfie R407C. T_{froide}

38 (suite) $e_{th} = \frac{P_c}{P_{\text{comp}}} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} = 3,5 < e_{\text{Carnot}}$ c'est un cycle irréversible (détente de Joule Kelvin - transferts thermiques fluide $\leftarrow$ eau de températures $\neq$)

$e_{th} > e_{\text{réelle}} = 1,8$ Il reste des pertes non prises en compte par cette étude du diagramme :

pertes mécaniques ds le compresseur ($P_{\text{méca}}$ + élevée) - pertes thermiques ds l'échangeur (P_c + faible)

Q39 - Sans tenir compte d'éventuelles pertes mécaniques $P_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1)$

$P_{\text{comp}} = P_{\text{nominale}}$ dans les conditions de l'énoncé = 32,60 kW $\rightarrow \dot{m} \approx 0,88 \text{ kg.s}^{-1}$

Q40 - $P_c = \text{COP} \times P_{\text{nom}}^{\text{abs}} = 1,8 \times 32,6 = 58,68 \text{ kW}$ et la résidence nécessite 884 kW par -7°C (25) ou 408 kW si on retient $T_{\text{ext}} = 7^\circ\text{C} = T_{\text{air}} = T_{\text{source}}^{\text{froide}}$. On obtient respectivement 15 et 7 PAC.

Q41 - Produire une énergie de chauffage de 1 MWh avec une chaudière gaz coûte 90€ en supposant un rendement de 100% (les chaudières à condensation atteignent 110%).

Avec cette PAC il faut $200\text{€}/\text{COP} = 1 \text{ M€}$ d'électricité... c'est plus cher... et il y a l'installation!