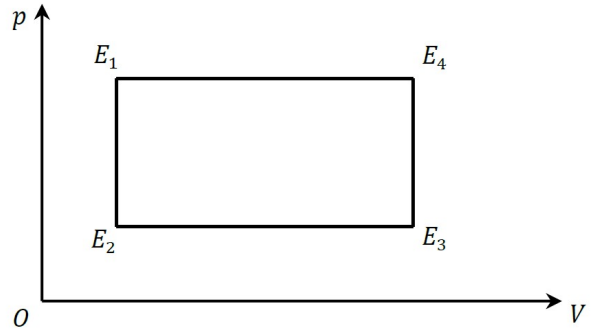


Devoir surveillé n°9 sciences physiques - Préparation

PROBLÈME 1: Cycle thermodynamique rectangulaire

Ce problème propose des réponses à sélectionner. Toute réponse non justifiée ne sera pas prise en compte.

Un gaz, supposé parfait (n moles), suit le cycle de transformations réversibles (E_1, E_2, E_3, E_4) suivantes (Fig. ci-contre) :



On désigne par p_k, V_k et T_k les pressions, volumes et températures des états E_k , où $k=1, 2, 3$ ou 4 . On note R la constante des gaz parfaits et $\gamma = C_{pm}/C_{vm}$, le rapport de la capacité thermique molaire à pression constante sur la capacité thermique molaire à volume constant.

On note respectivement W_{ij} et Q_{ij} le travail et le transfert thermique algébriquement reçus par le gaz lors de la transformation menant de l'état E_i à l'état E_j . On désigne par W le travail algébriquement reçu par le gaz sur le cycle. Les températures T_1 et T_3 sont égales. On pose $\kappa = p_1/p_3$.

1) Exprimer T_2 et T_4 en fonctions de κ et T_1 :

A) $T_2 = \frac{T_1}{\kappa}$

B) $T_2 = \kappa T_1$

C) $T_4 = \frac{T_1}{\kappa}$

D) $T_4 = \kappa T_1$

2) Exprimer W_{12} et Q_{12} :

A) $W_{12} = -p_1 V_1$

B) $W_{12} = 0$

C) $Q_{12} = \frac{n\gamma R T_1 (\kappa - 1)}{(\gamma - 1)\kappa}$

D) $Q_{12} = \frac{nR T_1 (1 - \kappa)}{(\gamma - 1)\kappa}$

3) Exprimer W_{23} :

A) $W_{23} = 0$

B) $W_{23} = \frac{nR T_1 (\kappa - 1)}{\kappa}$

C) $W_{23} = \frac{nR T_1 (1 - \kappa)}{\kappa}$

D) $W_{23} = \frac{-nR T_1}{\kappa}$

4) Exprimer Q_{23} :

A) $Q_{23} = 0$

C) $Q_{23} = \frac{nR T_1 \gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right)$

B) $Q_{23} = \frac{nR}{\gamma - 1} \ln \kappa$

D) $Q_{23} = \frac{nR T_1}{\gamma - 1} \left(\frac{1 - \kappa}{\kappa} \right)$

5) Que vaut W ?

A) $W = 0$

C) $W = nR T_1 \frac{(\kappa - 1)^2}{\kappa}$

B) $W = nR T_1 \frac{(\kappa - 1)}{\kappa}$

D) $W = nR T_1 \kappa^2$

6) Quels sont les signes de Q_{34} et de Q_{41} ?

A) $Q_{34} > 0$

B) $Q_{34} < 0$

C) $Q_{41} > 0$

D) $Q_{41} < 0$

Problème 2 : Chauffage d'un gaz

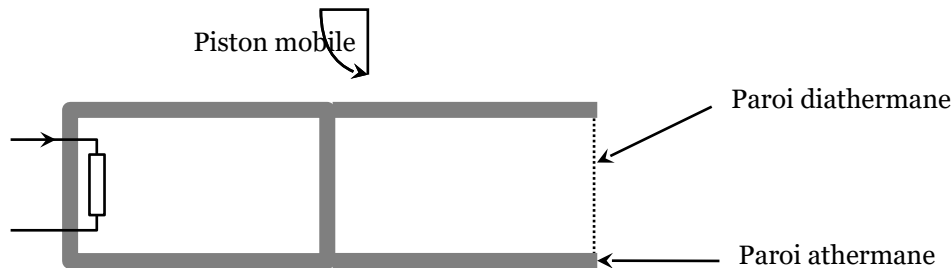
Dans ce problème, le candidat doit choisir une ou deux réponses parmi le choix proposé. Tout choix doit être justifié par un raisonnement construit à partir des hypothèses.

Deux gaz, supposés parfaits, sont enfermés dans deux compartiments (1) et (2) séparés par un piston mobile athermane (on dit aussi calorifugé) qui coulisse sans frottement.

Le compartiment (1) est entièrement calorifugé tandis que le compartiment (2) peut échanger de l'énergie par chaleur (transfert thermique) avec le milieu extérieur, assimilé à un thermostat de température T_0 , à travers une paroi diathermane (non calorifugée).

Les deux compartiments contiennent chacun n moles de gaz et sont, dans l'état initial, à la température T_0 .

Le volume total des deux compartiments est $V_t = 2V_0$, V_0 désignant les volumes, initialement égaux, de chacun des deux compartiments.



À un instant pris comme origine temporelle, le compartiment (1) reçoit de la chaleur par l'intermédiaire d'un résistor (résistance r) alimenté pendant une durée τ , par un générateur qui délivre un courant d'intensité i constante. L'état final est l'état d'équilibre thermodynamique du système qui succède à ce chauffage. On le caractérise par les variables d'état p_k, V_k et T_k qui représentent les pressions, volumes et températures des compartiments (k) où $k=1$ ou 2.

On note R la constante des gaz parfaits et $\gamma = \frac{C_{pm}}{C_{vm}}$ le rapport de la capacité thermique molaire à pression constante sur la capacité thermique molaire à volume constant, identique pour les gaz des deux compartiments. On donne la relation de Mayer : $C_{pm} - C_{vm} = R$.

1. Que peut-on affirmer ?

- A) $p_2 = p_1$ B) $T_1 = T_0$ C) $T_2 = T_0$ D) $p_2 \neq p_1$

2. Ecrire l'équation d'état pour chacun des compartiments dans l'état d'équilibre initial puis dans l'état d'équilibre final. En déduire V_1 et V_2 :

- A) $V_1 = \frac{T_1}{T_0 + T_1} V_0$ B) $V_1 = \frac{T_1}{T_0 + T_1} V_t$ C) $V_2 = \frac{T_0}{T_0 + T_1} V_0$ D) $V_2 = \frac{T_0}{T_0 + T_1} V_t$

3. Déterminer la variation d'énergie interne ΔU entre l'état initial et l'état final du système constitué par les deux gaz (on indique que ΔU est la somme des variations des énergies internes des deux gaz, entre l'état initial et final) :

- A) $\Delta U = 0$ C) $\Delta U = \frac{nR\gamma}{\gamma - 1} (T_1 - T_0)$
 B) $\Delta U = \frac{nR}{\gamma - 1} (T_1 - T_0)$ D) $\Delta U = nR(T_1 - T_0)$

4. On note W_2 et Q_2 le travail et la chaleur (transfert thermique) algébriquement reçus par le gaz du compartiment (2) entre l'état initial et l'état final. On supposera la transformation réversible. Que peut-on affirmer ?

- A) $W_2 = nRT_0 \ln\left(\frac{T_0 + T_1}{2T_0}\right)$ C) $Q_2 = 0$

- B) $W_2 = 0$ D) $Q_2 = -W_2$

5. On note Q_1 le transfert thermique algébriquement reçu par le gaz du compartiment (1) entre l'état initial et l'état final. Que peut-on affirmer ?

- A) $Q_1 = \Delta U$ B) $Q_1 = \Delta U + W_2$ C) $Q_1 = W_2$ D) $Q_1 = r i^2 \tau$

Correction

Problème 1: Cycle thermodynamique rectangulaire (d'après ENAC 2024)

- 1) Puisque $1 \rightarrow 2$ est isochore on a $\frac{nRT_2}{p_2} = V_2 = V_1 = \frac{nRT_1}{p_1}$ d'où $T_2 = T_1 \frac{p_2}{p_1}$; or $2 \rightarrow 3$ est une isobare donc $p_2 = p_3$ et finalement on a $T_2 = T_1 \frac{p_3}{p_1} = \frac{T_1}{\kappa}$: réponse A. Un raisonnement similaire donne $\frac{nRT_3}{p_3} = V_3 = V_4 = \frac{nRT_4}{p_4} = \frac{nRT_4}{p_1}$ d'où $T_3 = \frac{p_3}{p_1} T_4$, mais puisque l'énoncé précise que $T_1 = T_3$ c'est que $T_4 = \frac{p_1}{p_3} T_1 = \kappa T_1$: réponse D.

- 2) Puisque $1 \rightarrow 2$ est isochore $W_{12} = 0$. Le premier principe s'écrit donc $Q_{12} = \Delta U_{12} = nC_{vm}(T_2 - T_1)$. La relation de Mayer s'écrivant $C_{pm} - C_{vm} = R$ on a $C_{vm} = \frac{R}{\gamma - 1}$ puis $Q_{12} = \frac{nRT_1}{\gamma - 1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{nRT_1}{\gamma - 1} \left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) = \frac{nRT_1(1 - \kappa)}{(\gamma - 1)\kappa}$: réponses B et D.

- 3) $W_{23} = -p_3(V_3 - V_2) = -nRT_3 + p_2V_2 = nR(T_2 - T_3) = nRT_1 \left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) = \frac{nRT_1(1 - \kappa)}{\kappa}$: réponse C.

- 4) Puisque $2 \rightarrow 3$ est isobare, $Q_{23} = \Delta H_{23} = nC_{pm}(T_3 - T_2) = nC_{pm}T_1 \left(1 - \frac{1}{\kappa} \right)$. Comme la relation de Mayer peut également nous donner $C_{pm} = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$, on a finalement $Q_{23} = \frac{nR\gamma T_1(\kappa - 1)}{(\gamma - 1)\kappa}$: réponse C.

- 5) $W = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41} = 0 + \frac{nRT_1(1 - \kappa)}{\kappa} + 0 - p_1(V_1 - V_4) = \frac{nRT_1(1 - \kappa)}{\kappa} - nRT_1 + nRT_4 = \frac{nRT_1(1 - \kappa)}{\kappa} + nRT_1(\kappa - 1)$ qu'on peut factoriser sous la forme $W = nRT_1(\kappa - 1) \left(\frac{-1}{\kappa} + 1 \right) = \frac{nRT_1(\kappa - 1)^2}{\kappa}$: réponse C.

- 6) À volume constant, une augmentation de pression signifie une augmentation de température, donc d'énergie interne, donc un apport de transfert thermique puisque $W_{isoch} = 0$, on en déduit que $Q_{34} > 0$. À pression constante, une diminution de volume signifie une diminution de température et donc d'enthalpie, soit une libération de transfert thermique, on en déduit $Q_{41} < 0$: réponses A et D.

Problème 2 : chauffage d'un gaz (d'après ENAC 2022)

- 1) Dans l'état initial et dans l'état final, l'équilibre mécanique impose la même pression dans les deux compartiments.

$p_1 = p_2$ Rep A. Le compartiment 2 est en équilibre thermique avec l'extérieur $T_2 = T_0$ Rep C.

- 2) On pose $p_1 = p_2 = p_{12}$.

Equation d'état dans le compartiment 1 :

Etat initial : $p_0 V_0 = nRT_0$ (1).

Etat final : $p_{12} V_1 = nRT_1$ (2).

Equation d'état dans le compartiment 2 :

Etat initial : $p_0 V_0 = nRT_0$ (3).

Etat final : $p_{12}V_2 = nRT_0$ (4). (équilibre thermique avec l'extérieur).

Conservation du volume :

$$V_1 + V_2 = V_t \quad (5)$$

de (2) et (4), on tire : $\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_0}$ (6) or d'après (5) : $V_2 = V_t - V_1$ d'où : $\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_t - V_1}{T_0}$ d'où : $V_1 T_0 = (V_t - V_1) T_1$ d'où :

$$\boxed{V_1 = \frac{T_1}{T_0 + T_1} V_t} \quad \text{Rep B. De plus : } V_2 = V_t - V_1 = V_t - \frac{T_1}{T_0 + T_1} V_t \text{ d'où } \boxed{V_2 = \frac{T_0}{T_0 + T_1} V_t} \quad \text{Rep D.}$$

3) On sait que $\frac{C_{pm}}{C_{vm}} = \gamma$ d'où $C_{pm} = \gamma C_{vm}$ d'où en remplaçant dans la relation de Mayer : $\gamma C_{vm} - C_{vm} = R$ d'où

$$C_{vm} = \frac{R}{\gamma - 1} . \Delta U = \Delta U_1 + \Delta U_2 = n C_{vm} (T_1 - T_0) + n C_{vm} (T_2 - T_0) = n C_{vm} (T_1 - T_0) \text{ Car } T_2 = T_0 .$$

$$\text{D'où : } \Delta U = \frac{nR}{\gamma - 1} (T_1 - T_0) \quad \text{Rep C.}$$

4) D'après le premier principe : $\Delta U_2 = W_2 + Q_2$. $\Delta U_2 = 0$ donc $\boxed{Q_2 = -W_2}$ Rep D.

$\delta W_2 = -p_{ext} dV = -p dV$ car la transformation est supposée réversible. La transformation étant supposée réversible, à tout moment le compartiment 2 est en équilibre thermique avec l'extérieur donc $T_2 = T_0$ d'où $p = \frac{nRT_0}{V}$ au cours de la

transformation d'où : $\delta W_2 = -\frac{nRT_0}{V} dV$ d'où $W_2 = -nRT_0 \int_{V_0}^{V_2} \frac{dV}{V} = -nRT_0 \ln \frac{V_2}{V_0}$ or $V_0 = \frac{V_t}{2}$ et $V_2 = \frac{T_0}{T_0 + T_1} V_t$

$$\text{d'où : } W_2 = -nRT_0 \ln \frac{2T_0}{T_1 + T_0} \text{ d'où : } \boxed{W_2 = nRT_0 \ln \frac{T_1 + T_0}{2T_0}} \quad \text{Rep A.}$$

5) Le gaz du compartiment 1 reçoit le transfert thermique de la part de la résistance donc $\boxed{Q_1 = ri^2 \tau}$ Rep D.

$\Delta U = \Delta U_1 = W_1 + Q_1$ or $\delta W_1 = -p_{ext} dV^{(1)} = -p dV^{(1)}$ car la transformation est supposée réversible. Or à tout moment la pression du compartiment 1 est la même que celle du compartiment 2 car à tout moment il y a équilibre mécanique du piston. De plus $dV^{(1)} = -dV^{(2)}$ d'où $\delta W_1 = -\delta W_2$ d'où $W_1 = -W_2$ d'où $\boxed{Q_1 = \Delta U + W_2}$ Rep B.

Problème 2: Étude thermodynamique d'un moteur PSA EB2: (D'après CCP PSI 2018)

Q1. On note $V_C = 1199 \text{ cm}^3$ la cylindrée du moteur et $\delta = 11$ le rapport de compression ;

D'après la définition de l'énoncé : la cylindrée d'un moteur à combustion interne correspond au volume d'air aspiré par les 3 cylindres du moteur lors un cycle.

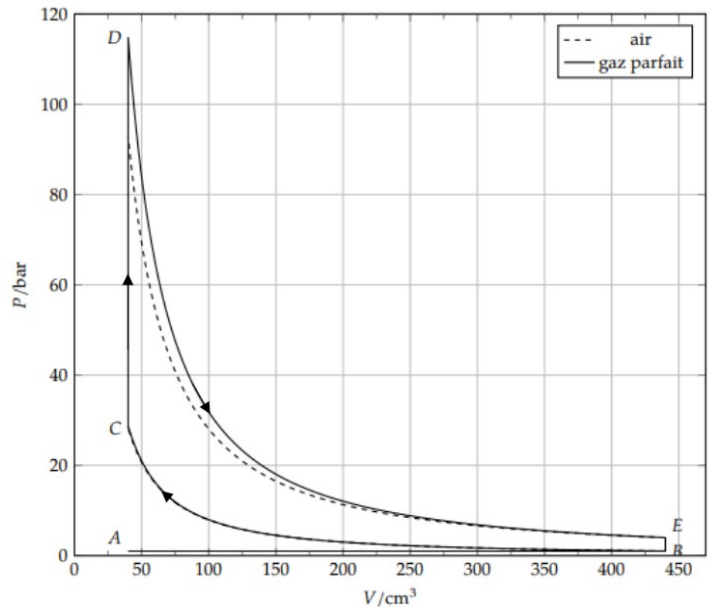
On a $V_C = 3(V_2 - V_1)$ et $\frac{V_2}{V_1} = 11 = \delta$. Ainsi $V_2 = \delta V_1$ et $V_C = 3(V_2 - \frac{V_2}{\delta}) = V_2(\frac{\delta-1}{\delta})$ soit $V_2 = \frac{V_C \delta}{3(\delta-1)}$ et $V_1 = \frac{V_2}{\delta}$ d'où $V_1 = \frac{V_C}{3(\delta-1)}$. AN : $V_2 = \frac{11 \times 1199}{30}$; d'où $V_2 \approx 440 \text{ cm}^3$ et $V_1 \approx 40 \text{ cm}^3$.

Q2. Le diagramme de Clapeyron du cycle de Beau de Rochas a été tracé ci-contre :

- AB : Isobare donc horizontale et $V \uparrow$.
- BC : Compression adiabatique réversible : Morceau d'hyperbole à pente négative : $P \uparrow$ et $V \downarrow$.
- CD : Compression isochore donc verticale et $P \uparrow$.
- DE : Détente adiabatique réversible ;
Même allure que BC mais $V \uparrow$.
- EB : Refroidissement isochore : verticale pour retour de E à B.

Pour le cycle réel :

- La combustion n'est pas instantanée et ne peut pas être modélisée par une transformation isochore ($C \rightarrow D$), elle se fait pendant le début de la descente du piston.
- Il y a des échanges thermiques entre le gaz et les parois du cylindre; les transformations $B \rightarrow C$ et $D \rightarrow E$ ne sont pas adiabatiques.
- L'air et les gaz brûlés ne se comportent pas comme un gaz parfait avec γ constant dans la plage de température et de pression considérée.



Q3. D'après l'énoncé, sur le cycle Beau de Rochas, la transformation BC est une compression adiabatique réversible d'un GP .

On peut donc appliquer les lois de Laplace en paramètre (PV) : $P V^\gamma = cste$; Soit $P_B V_B^\gamma = P_C V_C^\gamma$.

D'où : $P_C = P_B \left(\frac{V_B}{V_C}\right)^\gamma$; AN : $P_C = 1 \left(\frac{440}{40}\right)^{1,4} = (11)^{1,4}$; On trouve : $P_C \approx 29 \text{ b}$.

De même, en paramètre (T; V), il vient : $T V^{\gamma-1} = cste$; Soit $T_B V_B^{\gamma-1} = T_C V_C^{\gamma-1}$.

D'où : $T_C = T_B \left(\frac{V_B}{V_C}\right)^{\gamma-1}$; AN : $T_C = 300 \left(\frac{440}{40}\right)^{0,4} = 300 \times (11)^{0,4}$; On trouve : $T_C \approx 783 \text{ K}$.

De même, la transformation DE est une détente adiabatique réversible d'un GP à γ constant.

Soit $P_D V_D^\gamma = P_E V_E^\gamma$. D'où : $P_D = P_E \left(\frac{V_E}{V_D}\right)^\gamma$; AN : $P_D = 4 \left(\frac{440}{40}\right)^{1,4} = 4 \times (11)^{1,4}$ soit $P_D \approx 115 \text{ b}$.

Q4. BC est une compression adiabatique réversible d'un GP.

La transformation étant adiabatique : $Q_{BC} = 0$.

Le premier principe appliqué à la transformation BC s'écrit : $\Delta U_{BC} = W_{BC} + Q_{BC}$ soit : $\Delta U_{BC} = W_{BC}$. De plus, pour un gaz parfait : $\Delta U_{BC} = n C_{vm} (T_C - T_B) = \frac{nR}{\gamma-1} (T_C - T_B)$. Grâce à la relation de Mayer, on établit $C_{vm} = \frac{nR}{\gamma-1}$ D'où

$W_{BC} = \frac{nR}{\gamma-1}(T_C - T_B)$. D'après l'équation d'état des GP : $nRT_C = P_C V_C$ et $nRT_B = P_B V_B$ d'où

$$W_{BC} = \frac{P_C V_C - P_B V_B}{\gamma-1}. \text{ AN : } W_{BC} = \frac{29.10^5 \times 40.10^{-6} - 1.10^5 \times 440.10^{-6}}{0,4}; \text{ On trouve : } \boxed{W_{BC} = 180 \text{ J}}.$$

Q5. CD est une compression isochore d'un GP, ainsi $W_{CD} = 0$.

Le premier principe appliqué à la transformation CD s'écrit : $\Delta U_{CD} = W_{CD} + Q_{CD}$; Soit $\Delta U_{CD} = Q_{CD}$.

Pour un gaz parfait $\Delta U_{CD} = \frac{nR}{\gamma-1}(T_D - T_C)$ d'où : $Q_{CD} = \frac{nR}{\gamma-1}(T_D - T_C)$.

D'après l'équation d'état des GP : $nRT_C = P_C V_C$ et $T_D = P_D V_D$ d'où : $Q_{CD} = \frac{P_D V_D - P_C V_C}{\gamma-1}$.

$$\text{AN : } Q_{CD} = \frac{115.10^5 \times 40.10^{-6} - 29.10^5 \times 40.10^{-6}}{0,4}; \text{ soit } \boxed{Q_{CD} = 860 \text{ J}}.$$

Q6. Le rendement est défini par $R_{dt} = \left| \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie couteuse}} \right|$. L'énergie utile est le travail apporté par le dispositif soit $|W_{cycle}|$.

L'énergie couteuse est celle apportée au gaz par la combustion lors de l'explosion soit $Q_{CD} > 0$

D'autre part : $W_{cycle} < 0$, car le cycle est parcouru dans le sens horaire donc $|W_{cycle}| = -W_{cycle}$ et $Q_{CD} > 0$ donc : $|Q_{CD}| = Q_{CD}$

.Ainsi : $R_{dt} = \frac{-W_{cycle}}{Q_{CD}}$. De plus $W_{cycle} = W_{BC} + W_{CD} + W_{DE} + W_{EB}$; or $W_{CD} = W_{EB} = 0$ car ce sont des isochores. Donc

$W_{cycle} = W_{BC} + W_{DE}$; alors $R_{dt} = -\frac{W_{BC} + W_{DE}}{Q_{CD}}$. De plus, $|W_{DE}| = 596 \text{ J}$ or $W_{DE} < 0$, car c'est une détente, donc

$$W_{DE} = -596 \text{ J}. \text{ AN : } R_{dt} = -\frac{180 - 596}{860}; \text{ On trouve : } \boxed{R_{dt} \approx +0,48}$$

Q7. On considère un cycle de Carnot entre 2 thermostats aux températures T_F et T_C qui fournissent des transferts thermiques Q_F et Q_C .

Premier principe appliqué à l'agent thermique: $\Delta U_{cycle} = W_{cycle} + Q_C + Q_F = 0$ Donc : $W_{cycle} = -Q_C - Q_F$.

Second principe appliqué à l'agent thermique : $\Delta S_{cycle} = 0 = S_{échange} + S_{créé} = \frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} + S_{créé}$. Or $S_{créé} = 0$ car le cycle de Carnot

est réversible d'où $\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} = 0$. De plus $R_{dtC} = \frac{-W_{cycle}}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_F}{Q_C} = 1 + \frac{Q_F}{Q_C}$ d'où $R_{dtC} = 1 - \frac{T_F}{T_C}$.

$$\text{AN : } R_{dtC} = \frac{2820 - 300}{2820}; \text{ On trouve } \boxed{R_{dtC} \approx 0,89}$$

Cel : Le moteur étudié n'a pas un fonctionnement réversible, son rendement est donc inférieur au rendement de Carnot entre les mêmes températures extrêmes.

Problème 3: La cuisson en altitude (D'après CCP TSI 2019)

I – La combustion des tablettes d'hexamine solide :

Q1. En équilibrant la réaction proposée, on a : $C_6H_{12}N_{4(s)} + 9O_{2(g)} = 2N_{2(g)} + 6CO_{2(g)} + 6H_2O_{(g)}$

$$a=9; b=2; c=6; d=6.$$

Q2. Le fournisseur donne $PC = 31 MJ \cdot kg^{-1}$. D'après la définition fournie, $Q_{libéré} = m \times PC$.

Deux tablettes correspondent à 8 g de combustible :

$$\underline{AN} : Q_{libéré} = 8 \cdot 10^{-3} \times 31 \cdot 10^6 ; \text{ On trouve : } Q_{libéré} = 248 \text{ kJ} \approx 2 \cdot 10^5 \text{ J}.$$

Q3. Le chauffage est monobare, le premier principe de la thermodynamique s'écrit alors : $Q = \Delta H (W_{autre} = 0)$.

Pour une phase condensée, sans changement d'état, $\Delta H = C \Delta T = m \times c \times \Delta T$ soit :
 $Q_{reçueau} = m \times c \times \Delta T = \mu_{eau} V \times c_{eau} \times \Delta T$. $\underline{AN} : Q_{reçueau} = 1,0 \times 0,25 \times 4,2 \cdot 10^3 \times (100 - 20)$.

$$\text{Soit : } Q_{reçueau} = 8,4 \cdot 10^4 \text{ J}.$$

Q4. D'après les deux questions précédentes, on en déduit le rendement : $r = \frac{Q_{reçueau}}{Q_{libéré}}$;

$$\underline{AN} : r = \frac{8,4 \cdot 10^4}{2,48 \cdot 10^5} = 0,34 \text{ soit } 34 \%$$

Q5. Lors d'un changement d'état, il faut prendre en compte l'énergie associée à ce changement d'état, ici la chaleur latente de vaporisation. Le **changement d'état a lieu à pression constante**, soit :

$$Q_{vap} = \Delta H = m' \times l_v = \mu_{eau} V' \times l_v. \underline{AN} : Q_{vap} = 1,0 \times 0,05 \times 2,3 \cdot 10^6 \text{ soit : } Q_{vap} = 1,15 \cdot 10^5 \text{ J}.$$

On remarque que l'**ébullition d'un volume 5 fois plus petit demande plus d'énergie que le chauffage de l'eau jusqu'à 100°C**. Les **changements d'état sont très coûteux en énergie**.

Q6. Le couvercle permet de **conserver toute la masse d'eau** contenue dans la casserole afin **d'éviter l'évaporation** de celle-ci dans l'air ambiant. Le couvercle en contact avec l'air ambiant permet de la recondenser et d'éviter une trop grosse perte d'énergie.

II – Utilisation du réchaud en altitude

Q7. L'air est constitué essentiellement de **diazote N_2 (environ 80%) et de dioxygène O_2 (environ 20%)**. Ce sont deux gaz diatomiques. On peut donc faire l'hypothèse que l'air est un gaz diatomique.

$$\text{L'air est assimilé à un gaz parfait, soit } PV = nRT_0. \text{ Et on peut écrire : } n_{air} = \frac{m}{M_{air}} = \frac{\mu_{air} \times V}{M_{air}} \text{ d'où } \mu_{air} = \frac{P M_{air}}{R T_0}.$$

Q8. A partir de la loi fondamentale de la statique et de l'expression de μ_{air} établie juste avant, on a :

$$\frac{dP}{dz} = \frac{-P M_{air}}{R T_0} \times g \text{ soit } \frac{dP}{dz} + \frac{M_{air} g}{R T_0} P = 0. \text{ Par identification : } D = \frac{R T_0}{g M_{air}}.$$

Q9. Dimension de D à partir de l'équation différentielle : $\left[\frac{dP}{dz} \right] = \left[\frac{P}{D} \right]$ d'où **D s'exprime en mètre.**

$$\text{On peut retrouver la dimension de } D \text{ à partir de son expression : } [D] = \frac{[R][T]}{[g][M]}$$

- R en $J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$ et T en K ; De plus $[Energie] = kg \cdot m^2 s^{-2}$ (en utilisant $E = 1/2 m v^2$)

- M en $kg \cdot mol^{-1}$ et g (une accélération) en $m \cdot s^{-2}$.

Ainsi : $[D] = \frac{J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1} \cdot K}{m \cdot s^{-2} \cdot kg \cdot mol^{-1}} = \frac{kg \cdot m^2 \cdot s^{-2} \cdot mol^{-1}}{m \cdot s^{-2} \cdot kg \cdot mol^{-1}} = m$; Finalement **D s'exprime en mètre.**

on retrouve la même dimension.

Q10. L'équation différentielle est du 1^{er} ordre en z , sans second membre. La solution est de la forme :

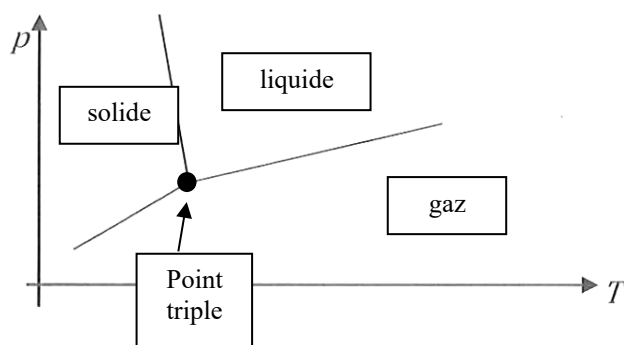
$$P(z) = A \exp\left(\frac{-z}{D}\right).$$

CI : A une altitude nulle ($z=0$), la pression vaut P_0 , soit : $P(0) = A = P_0$. On en déduit : $P(z) = P_0 \exp\left(\frac{-z}{D}\right)$.

La fonction $P(z)$ est une **exponentielle décroissante** : la pression diminue bien avec l'altitude.

AN : $D = \frac{RT_0}{g M_{air}} = \frac{8,3 \times 293}{9,8 \times 29 \cdot 10^{-3}}$; On trouve **$D \approx 8,56 km$** . $P(2 km) = P_0 \exp(-2/8,56)$ soit **$P \approx 0,79 P_0$** .

Q11. On identifie dans le diagramme (P,T) de l'eau les trois domaines correspondants aux trois états solide, liquide, gaz ; ainsi que le point triple où il y a coexistence des trois états.



Q12. La courbe (de droite sur le schéma) séparant les domaines liquide et vapeur est une droite de pente positive (fonction croissante). Par conséquent, **pour une pression plus faible, la température d'ébullition sera également plus faible.** C'est **pourquoi la température d'ébullition diminue quand l'altitude augmente.**

Q13. La pression de vapeur saturante est la **pression lors de l'équilibre liquide-vapeur**. On a estimé $P(2 km) \approx 0,8$ bar. Par lecture graphique, on obtient : $\theta(0,8 \text{ bar}) \approx 94^\circ C$.

On a bien une **température d'ébullition plus faible que celle au sol, sous 1 bar.**

Les aliments vont donc cuire à une température plus faible que celle préconisée, **il faudra donc plus de temps pour atteindre la fin de la cuisson.** C'est le contraire avec une cocotte-minute !