

T4 – CHANGEMENTS D'ETAT et MACHINES THERMIQUES

Travaux Dirigés

Exercice 1 : Enthalpies de transition de phase

- 1) Quelle est la chaleur libérée par la solidification de 200 g d'eau liquide au cours d'une transformation isobare à 0°C ?
- 2) Quelle élévation de température subirait 1 kg d'eau liquide initialement à 10°C si on apportait (à pression constante) un transfert thermique égal à celui qui permettrait la fusion d'1 kg de glace ?
- 3) Quelle est l'énergie nécessaire pour, à pression atmosphérique faire passer un kilogramme d'eau de l'état liquide à l'état vapeur à 100°C ?

Données :

Enthalpie de fusion ou chaleur latente de fusion de l'eau à 0°C (sous 1 atm) :

$$\Delta_{fus}h(0^\circ\text{C}) = l_{fus}(0^\circ\text{C}) = 333 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Enthalpie de vaporisation ou chaleur latente de vaporisation de l'eau à 100°C (sous 1 atm) :

$$\Delta_{vap}h(100^\circ\text{C}) = l_{vap}(100^\circ\text{C}) = 2,26 \text{ MJ.kg}^{-1}$$

Capacité thermique massique de l'eau liquide :

$$c_0 = 4,18 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$$

$$\begin{aligned} 1) Q_{libérée} &= -Q_{reçue} = -\Delta H_{reçue} = -m \cdot \Delta_{sol}h(0^\circ\text{C}) \\ &= -(-m \cdot \Delta_{fus}h(0^\circ\text{C})) \\ &= m \cdot \Delta_{fus}h(0^\circ\text{C}) \\ &= 200 \cdot 10^{-3} \cdot 333 \\ &= 66,6 \cdot 10^3 \text{ J} = \underline{66,6 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \text{ Système : Eau liquide.} \\ \Delta H_{glace} &= Q_p \text{ car manobare} \\ &= m \cdot \Delta_{fus}h(0^\circ\text{C}) \\ \Delta H_{liquide} &= m \cdot \Delta_{fus}h(0^\circ\text{C}) = m \cdot c_0 \cdot (T_f - T_i) \\ \text{Donc :} \\ T_f &= T_i + \frac{\Delta_{fus}h(0^\circ\text{C})}{c_0} \\ T_f &= 10 + \frac{333}{4,18} \rightarrow \text{kJ.kg}^{-1} \\ T_f &= 90^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3) \Delta H &= Q_p = m \cdot \Delta_{vap}h(100^\circ\text{C}) \\ &= \underline{2,26 \text{ MJ}} \end{aligned}$$

Exercice 2 : Variations d'enthalpie

Une masse $m = 100 \text{ g}$ d'eau passe de l'état solide à -10°C à l'état liquide à $+10^\circ\text{C}$ sous une pression de 1 atm .

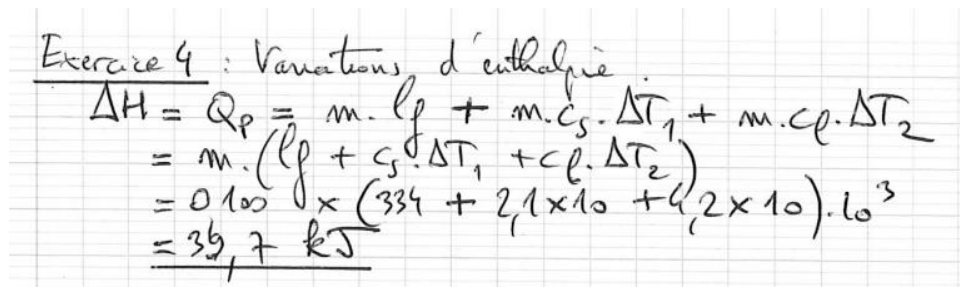
Calculer la quantité de chaleur nécessaire pour réaliser cette transformation.

Données :

Chaleur latente de fusion de l'eau : $l_f = 334 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ à 0°C sous 1 atm

Capacité thermique massique de l'eau liquide : $c_l = 4,2 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

Capacité thermique massique de l'eau solide : $c_s = 2,1 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$



Exercice 4 : Variations d'enthalpie.

$$\begin{aligned}\Delta H = Q_p &= m \cdot l_f + m \cdot c_s \cdot \Delta T_1 + m \cdot c_l \cdot \Delta T_2 \\ &= m \cdot (l_f + c_s \cdot \Delta T_1 + c_l \cdot \Delta T_2) \\ &= 0,1 \text{ kg} \times (334 + 2,1 \times 10 + 4,2 \times 10) \cdot 10^3 \\ &= \underline{35,7 \text{ kJ}}\end{aligned}$$

Exercice 3 : Détente isenthalpique

Etudions la détente dite de **Joule-Kelvin** du fluide réfrigérant R112 (fréon 12) dans une machine frigorifique : cette détente a lieu dans un système calorifugé (on considèrera donc que le système subit une transformation **adiabatique**), dans des conditions telles que la détente est **isenthalpique**.

Nous allons étudier la détente $A \rightarrow B$, avec A liquide saturant à $T_A = 303 \text{ K}$, B mélange diphasique à $T_B = 263 \text{ K}$, (titre en vapeur x_v).

Déterminer les caractéristiques de l'état final, ainsi que l'entropie créée au cours de cette transformation.

Cette étude sera faite à l'aide des 3 méthodes ci-dessous.

- 1) Utilisation du diagramme des frigoristes (cf. **diagramme en annexe 2**).
- 2) Utilisation des tables thermodynamiques (cf. données ci-dessous) ;

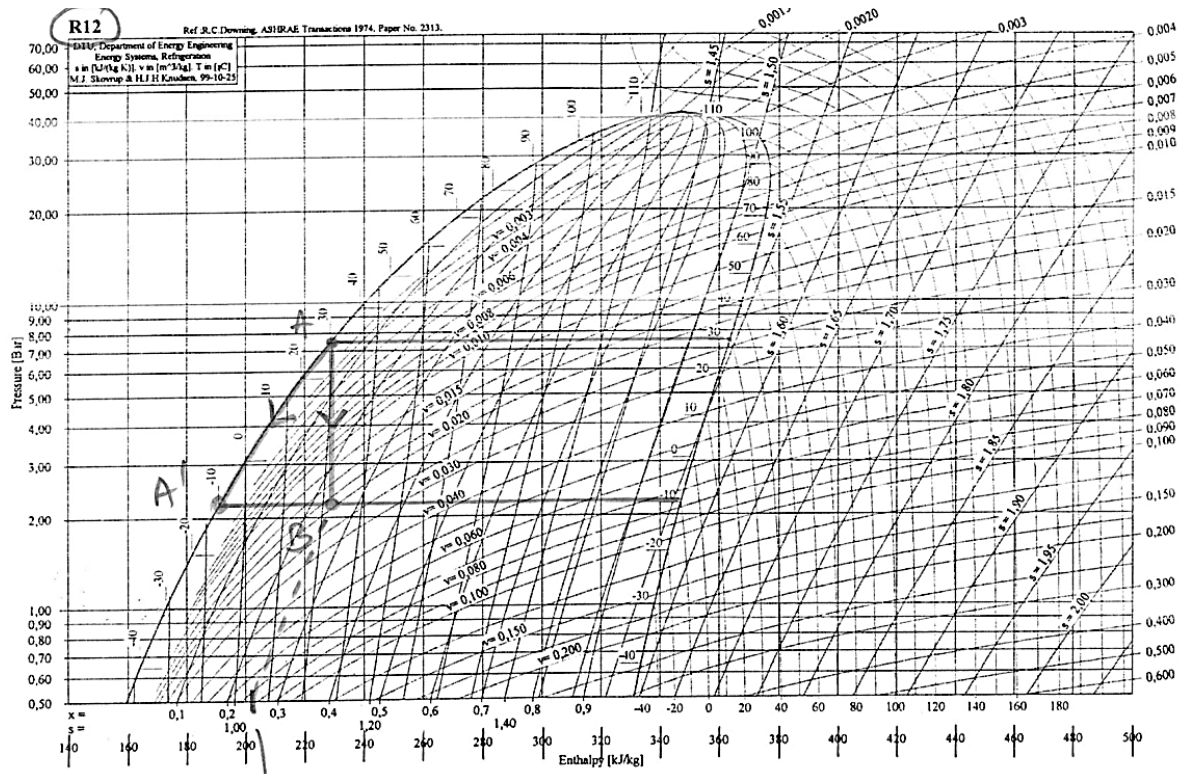
Table 1 (continued)
DuPont™ Freon® 12 Saturation Properties — Temperature Table

Temp °C	Pressure [kPa]	Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
		Liquid v_f	Vapour v_g	Liquid d_f	Vapour d_g	Liquid H_f	Latent H_{fg}	Vapour H_g	Liquid S_f	Vapour S_g	
-20	150.7	0.0007	0.1098	1458.0	9.109	181.6	162.1	343.7	0.9305	1.5710	-20
-19	156.7	0.0007	0.1059	1455.0	9.446	182.5	161.6	344.1	0.9341	1.5700	-19
-18	162.8	0.0007	0.1021	1452.0	9.792	183.4	161.2	344.6	0.9376	1.5690	-18
-17	169.1	0.0007	0.0986	1449.0	10.150	184.3	160.8	345.1	0.9412	1.5690	-17
-16	175.6	0.0007	0.0951	1446.0	10.510	185.2	160.3	345.5	0.9447	1.5680	-16
-15	182.3	0.0007	0.0918	1443.0	10.890	186.1	159.9	346.0	0.9482	1.5670	-15
-14	189.2	0.0007	0.0887	1440.0	11.270	187.1	159.3	346.4	0.9517	1.5670	-14
-13	196.3	0.0007	0.0857	1437.0	11.670	188.0	158.9	346.9	0.9552	1.5660	-13
-12	203.6	0.0007	0.0828	1434.0	12.080	188.9	158.5	347.4	0.9587	1.5660	-12
-11	211.1	0.0007	0.0800	1431.0	12.500	189.8	158.0	347.8	0.9622	1.5650	-11
-10	218.8	0.0007	0.0774	1428.0	12.920	190.7	157.6	348.3	0.9656	1.5640	-10
-9	226.7	0.0007	0.0748	1425.0	13.370	191.6	157.1	348.7	0.9691	1.5640	-9
-8	234.8	0.0007	0.0724	1421.0	13.820	192.6	156.6	349.2	0.9726	1.5630	-8
-7	243.2	0.0007	0.0700	1418.0	14.280	193.5	156.2	349.7	0.9760	1.5630	-7
-6	251.8	0.0007	0.0678	1415.0	14.760	194.4	155.7	350.1	0.9795	1.5620	-6
-5	260.6	0.0007	0.0656	1412.0	15.240	195.3	155.3	350.6	0.9829	1.5620	-5
-4	269.6	0.0007	0.0635	1409.0	15.740	196.3	154.7	351.0	0.9863	1.5610	-4
-3	278.9	0.0007	0.0615	1406.0	16.260	197.2	154.3	351.5	0.9898	1.5610	-3
-2	288.4	0.0007	0.0596	1402.0	16.780	198.1	153.8	351.9	0.9932	1.5600	-2
-1	298.1	0.0007	0.0577	1399.0	17.320	199.1	153.3	352.4	0.9966	1.5600	-1
0	308.1	0.0007	0.0560	1396.0	17.870	200.0	152.8	352.8	1.0000	1.5590	0
1	318.4	0.0007	0.0542	1393.0	18.440	200.9	152.4	353.3	1.0030	1.5590	1
2	328.9	0.0007	0.0526	1390.0	19.020	201.9	151.8	353.7	1.0070	1.5590	2
3	339.7	0.0007	0.0510	1386.0	19.610	202.8	151.3	354.1	1.0100	1.5580	3
4	350.7	0.0007	0.0495	1383.0	20.220	203.8	150.8	354.6	1.0140	1.5580	4
5	362.0	0.0007	0.0480	1380.0	20.840	204.7	150.3	355.0	1.0170	1.5570	5
6	373.6	0.0007	0.0466	1377.0	21.480	205.7	149.7	355.4	1.0200	1.5570	6
7	385.4	0.0007	0.0452	1373.0	22.130	206.6	149.3	355.9	1.0240	1.5570	7

Table 1 (continued)
DuPont™ Freon® 12 Saturation Properties — Temperature Table

Temp °C	Pressure [kPa]	Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
		Liquid v_f	Vapour v_g	Liquid d_f	Vapour d_g	Liquid H_f	Latent H_{fg}	Vapour H_g	Liquid S_f	Vapour S_g	
8	397.6	0.0007	0.0439	1370.0	22.800	207.6	148.7	356.3	1.0270	1.5560	8
9	410.0	0.0007	0.0426	1367.0	23.480	208.5	148.2	356.7	1.0300	1.5560	9
10	422.7	0.0007	0.0414	1363.0	24.180	209.5	147.7	357.2	1.0340	1.5550	10
11	435.7	0.0007	0.0402	1360.0	24.900	210.4	147.2	357.6	1.0370	1.5550	11
12	448.9	0.0007	0.0390	1356.0	25.630	211.4	146.6	358.0	1.0400	1.5550	12
13	462.5	0.0007	0.0379	1353.0	26.380	212.3	146.2	358.5	1.0440	1.5540	13
14	476.4	0.0007	0.0368	1350.0	27.150	213.3	145.6	358.9	1.0470	1.5540	14
15	490.6	0.0007	0.0358	1346.0	27.930	214.3	145.0	359.3	1.0500	1.5540	15
16	505.1	0.0007	0.0348	1343.0	28.740	215.2	144.5	359.7	1.0540	1.5530	16
17	520.0	0.0008	0.0338	1339.0	29.560	216.2	143.9	360.1	1.0570	1.5530	17
18	535.1	0.0008	0.0329	1336.0	30.400	217.2	143.3	360.5	1.0600	1.5530	18
19	550.6	0.0008	0.0320	1332.0	31.260	218.2	142.8	361.0	1.0640	1.5520	19
20	566.4	0.0008	0.0311	1329.0	32.130	219.1	142.3	361.4	1.0670	1.5520	20
21	582.6	0.0008	0.0303	1325.0	33.030	220.1	141.7	361.8	1.0700	1.5520	21
22	599.0	0.0008	0.0295	1322.0	33.950	221.1	141.1	362.2	1.0740	1.5510	22
23	615.9	0.0008	0.0287	1318.0	34.890	222.1	140.5	362.6	1.0770	1.5510	23
24	633.0	0.0008	0.0279	1315.0	35.850	223.1	139.9	363.0	1.0800	1.5510	24
25	650.6	0.0008	0.0272	1311.0	36.830	224.1	139.3	363.4	1.0830	1.5510	25
26	668.5	0.0008	0.0264	1307.0	37.830	225.1	138.7	363.8	1.0870	1.5500	26
27	686.7	0.0008	0.0257	1304.0	38.850	226.0	138.2	364.2	1.0900	1.5500	27
28	705.3	0.0008	0.0251	1300.0	39.900	227.0	137.5	364.5	1.0930	1.5500	28
29	724.3	0.0008	0.0244	1296.0	40.970	228.0	136.9	364.9	1.0960	1.5490	29
30	743.7	0.0008	0.0238	1293.0	42.070	229.0	136.3	365.3	1.1000	1.5490	30
31	763.4	0.0008	0.0232	1289.0	43.180	230.0	135.7	365.7	1.1030	1.5490	31
32	783.5	0.0008	0.0226	1285.0	44.330	231.1	135.0	366.1	1.1060	1.5490	32
33	804.0	0.0008	0.0220	1281.0	45.490	232.1	134.3	366.4	1.1090	1.5480	33
34	824.9	0.0008	0.0214	1278.0	46.690	233.1	133.7	366.8	1.1130	1.5480	34
35	846.2	0.0008	0.0209	1274.0	47.910	234.1	133.1	367.2	1.1160	1.5480	35

- 3) Utilisation des données thermodynamiques restreintes : $T_A = 303 \text{ K}$, $P_A = P^*(T_A) = 7,4 \text{ bars}$,
 $x_{VA} = 0$; $T_B = 263 \text{ K}$, $P_B = P^*(T_B) = 2,2 \text{ bars}$; $C_{liq, \text{fréon}} = \text{cte} = 960 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $\Delta_{vap} h(T_B) = 158 \text{ kJ.kg}^{-1}$



1) Voir diagramme des frigorigères
 $\Rightarrow x_R \approx 0,25$

Temp °C	Pressur [kPa]	Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
		Liquid v _f	Vapour v _g	Liquid d _f	Vapour d _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapour h _g	Liquid s _f	Vapour s _g	
-20	150.7	0.0007	0.1098	1458.0	9.109	181.6	162.1	343.7	0.9305	1.5710	-20
-19	156.7	0.0007	0.1059	1455.0	9.446	182.5	161.6	344.1	0.9341	1.5700	-19
-18	162.6	0.0007	0.1021	1452.0	9.792	183.4	161.2	344.6	0.9376	1.5690	-18
-17	169.1	0.0007	0.0986	1449.0	10.150	184.3	160.8	345.1	0.9412	1.5680	-17
-16	175.6	0.0007	0.0951	1446.0	10.510	185.2	160.3	345.5	0.9447	1.5670	-16
-15	182.3	0.0007	0.0918	1443.0	10.890	186.1	159.9	346.0	0.9482	1.5660	-15
-14	189.2	0.0007	0.0887	1440.0	11.270	187.1	159.3	346.4	0.9517	1.5650	-14
-13	196.3	0.0007	0.0857	1437.0	11.670	188.0	158.9	346.9	0.9552	1.5640	-13
-12	203.6	0.0007	0.0828	1434.0	12.080	188.9	158.5	347.4	0.9587	1.5630	-12
-11	211.1	0.0007	0.0800	1431.0	12.500	189.8	158.0	347.9	0.9622	1.5620	-11
-10	218.8	0.0007	0.0774	1428.0	12.920	190.7	157.6	348.3	0.9656	1.5610	-10
-9	226.7	0.0007	0.0749	1425.0	13.370	191.6	157.1	348.7	0.9691	1.5600	-9
-8	234.8	0.0007	0.0724	1421.0	13.820	192.6	156.6	349.2	0.9726	1.5600	-8
-7	243.2	0.0007	0.0700	1418.0	14.280	193.5	156.2	349.7	0.9760	1.5600	-7
-6	251.8	0.0007	0.0678	1415.0	14.760	194.4	155.7	350.1	0.9795	1.5600	-6
-5	260.6	0.0007	0.0656	1412.0	15.240	195.3	155.3	350.6	0.9829	1.5600	-5
-4	269.6	0.0007	0.0635	1409.0	15.740	196.3	154.7	351.0	0.9863	1.5610	-4
-3	278.9	0.0007	0.0615	1406.0	16.260	197.2	154.3	351.5	0.9898	1.5610	-3
-2	288.4	0.0007	0.0596	1402.0	16.780	198.1	153.8	351.9	0.9932	1.5600	-2
-1	298.1	0.0007	0.0577	1399.0	17.320	199.1	153.3	352.4	0.9966	1.5600	-1
0	308.1	0.0007	0.0560	1396.0	17.870	200.0	152.8	352.8	1.0000	1.5590	0
1	318.4	0.0007	0.0542	1393.0	18.440	200.9	152.4	353.3	1.0030	1.5590	1
2	328.9	0.0007	0.0526	1390.0	19.020	201.9	151.8	353.7	1.0070	1.5590	2
3	339.7	0.0007	0.0510	1386.0	19.610	202.8	151.3	354.1	1.0100	1.5580	3
4	350.7	0.0007	0.0496	1383.0	20.220	203.6	150.8	354.6	1.0140	1.5580	4
5	362.0	0.0007	0.0480	1380.0	20.840	204.7	150.3	355.0	1.0170	1.5570	5
6	373.6	0.0007	0.0466	1377.0	21.480	205.7	149.7	355.4	1.0200	1.5570	6
7	385.4	0.0007	0.0452	1373.0	22.120	206.6	149.3	355.9	1.0240	1.5570	7

2)

Temp °C	Pressur [kPa]	Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
		Liquid v _f	Vapour v _g	Liquid d _f	Vapour d _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapour h _g	Liquid s _f	Vapour s _g	
8	397.6	0.0007	0.0439	1370.0	22.800	207.6	148.7	356.3	1.0270	1.5560	8
9	410.0	0.0007	0.0426	1367.0	23.480	208.5	148.2	356.7	1.0300	1.5560	9
10	422.7	0.0007	0.0414	1363.0	24.180	209.5	147.7	357.2	1.0340	1.5550	10
11	435.7	0.0007	0.0402	1360.0	24.900	210.4	147.2	357.6	1.0370	1.5550	11
12	448.9	0.0007	0.0390	1356.0	25.630	211.4	146.6	358.0	1.0400	1.5550	12
13	462.5	0.0007	0.0379	1353.0	26.380	212.3	146.2	358.5	1.0440	1.5540	13
14	476.4	0.0007	0.0368	1350.0	27.150	213.3	145.6	358.9	1.0470	1.5540	14
15	490.6	0.0007	0.0358	1346.0	27.950	214.3	145.0	359.3	1.0500	1.5540	15
16	505.1	0.0007	0.0348	1343.0	28.740	215.2	144.5	359.7	1.0540	1.5530	16
17	520.0	0.0008	0.0338	1339.0	29.560	216.2	143.9	360.1	1.0570	1.5530	17
18	535.1	0.0008	0.0329	1336.0	30.400	217.2	143.3	360.5	1.0600	1.5530	18
19	550.6	0.0008	0.0320	1332.0	31.260	218.2	142.8	361.0	1.0640	1.5520	19
20	566.4	0.0008	0.0311	1329.0	32.130	219.1	142.3	361.4	1.0670	1.5520	20
21	582.6	0.0008	0.0303	1325.0	33.030	220.1	141.7	361.8	1.0700	1.5520	21
22	599.0	0.0008	0.0295	1322.0	33.950	221.1	141.1	362.2	1.0740	1.5510	22
23	615.9	0.0008	0.0287	1318.0	34.890	222.1	140.5	362.6	1.0770	1.5510	23
24	633.0	0.0008	0.0279	1315.0	35.850	223.1	139.9	363.0	1.0800	1.5510	24
25	650.6	0.0008	0.0272	1311.0	36.830	224.1	139.3	363.4	1.0830	1.5510	25
26	668.5	0.0008	0.0264	1307.0	37.820	225.1	138.7	363.8	1.0870	1.5500	26
27	686.7	0.0008	0.0257	1304.0	38.830	226.0	138.2	364.2	1.0900	1.5500	27
28	705.3	0.0008	0.0251	1300.0	39.860	227.0	137.5	364.5	1.0930	1.5500	28
29	724.3	0.0008	0.0244	1296.0	40.910	228.0	136.9	364.9	1.0960	1.5490	29
30	743.7	0.0008	0.0238	1293.0	42.070	229.0	136.3	365.3	1.1000	1.5490	30
31	763.4	0.0008	0.0232	1289.0	43.160	230.0	135.7	365.7	1.1030	1.5490	31
32	783.5	0.0008	0.0226	1285.0	44.320	231.1	135.0	366.1	1.1060	1.5490	32
33	804.0	0.0008	0.0220	1281.0	45.490	232.1	134.3	366.4	1.1090	1.5480	33
34	824.9	0.0008	0.0214	1278.0	46.690	233.1	133.7	366.8	1.1120	1.5480	34
35	846.2	0.0008	0.0209	1274.0	47.910	234.1	133.1	367.2	1.1160	1.5480	35

2) Table

$T_A = 303 \text{ K} = 30^\circ \text{C}$ ⊕ liquide saturant
 $\Rightarrow h_f = 229,0 \text{ kJ/kg} = h_A$

Détente isenthalpique

$\Rightarrow h_B = h_A = 229,0 \text{ kJ/kg}$

⊕ mélange diphasique

$\Rightarrow h_B = (1-x_v)h_f + x_v h_g = h_A$

D'où

$h_B = h_A = h_f - x_v h_f + x_v h_g$

$h_A - h_f = x_v (h_g - h_f)$

$x_v = \frac{h_A - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{(Règle des moments !)}$

AN: $x_v = \frac{229,0 - 190,7}{358,3 - 190,7} = 0,24$

3) $\Delta h_{A \rightarrow B} = 0 = \Delta h_{A \rightarrow A'} + \Delta h_{A' \rightarrow B}$
 Car enthalpie fonction d'état.
 Avec : $A \rightarrow A'$: Détente, liquide saturant
 $A' \rightarrow B$: Vaporisation partielle à $T = T_B$.

$$\Delta h_{A \rightarrow A'} = C(T_{A'} - T_A) = C(T_B - T_A)$$

$$\Delta h_{A' \rightarrow B} = x_v \cdot \Delta_{\text{vap}} h(T_B)$$

Donc :

$$x_v \cdot \Delta_{\text{vap}} h(T_B) = C(T_A - T_B)$$

$$x_v = \frac{C(T_A - T_B)}{\Delta_{\text{vap}} h(T_B)} = \frac{960(303 - 263)}{158 \cdot 10^3} = 0,24$$

2) $\Delta s_{A \rightarrow B} = s_B - s_A$
 $= (1 - x_v) s_B + x_v s_B - s_A$
 $= ((1 - 0,24) \cdot 8,3656 + 0,24 \cdot 15,42 - 1,100) \cdot 10^3$
 $= 9,25 \cdot \text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

3) $\Delta s_{A \rightarrow B} = C \cdot \ln\left(\frac{T_B}{T_A}\right) + x_v \cdot \frac{\Delta_{\text{vap}} h(T_B)}{T_B}$
 $= 960 \cdot \ln\left(\frac{263}{303}\right) + 0,24 \cdot \frac{158 \cdot 10^3}{263}$
 $= 8,25 \cdot \text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

Exercice 4 : Résolution de problème : canette auto-réfrigérante

A l'occasion de la Coupe du Monde de Football 2002, une canette autoréfrigérante a été mise au point. Elle comprend un réservoir en acier contenant le liquide réfrigérant (une masse $m_r = 60$ g de diazote N_2) qui, lorsqu'on ouvre la canette, est libéré et subit une détente brutale. Il se vaporise alors en traversant une spirale en aluminium qui serpente à travers la boisson à refroidir.

On étudiera une canette de 33 cL, et on supposera pour simplifier qu'elle est remplie d'un liquide de capacité thermique massique très proche de l'eau ($c = 4,2$ kJ/kg).

Quelques données caractéristiques du diazote :

- Masse molaire : $M = 28$ g/mol
- Point de fusion : $-210,00$ °C ; point d'ébullition : $T_{\text{éb}} = -195,798$ °C (à pression atmosphérique).
- Enthalpie massique de vaporisation du diazote à la température $T_{\text{éb}}$: $L_v = 200$ kJ/kg,
- Capacité thermique massique du diazote gazeux : 1025 J/kg/K ; liquide : 730 J/kg/K.

Evaluer la variation de température de la boisson (en fonction du temps dont vous disposez, vous pourrez choisir un modèle plus ou moins simplifié).

Exercice 16 : Canette auto-refrigérante

Hypothèse : la majeure partie de l'énergie est absorbée par la vaporisation de l'azote et permet le refroidissement de la canette.

Système = Azote + Boisson + canette
négligée (aucune donnée)

$$\Delta H = Q_p = 0 = \Delta H_{\text{azote}} + \Delta H_{\text{boisson}} + \cancel{\Delta H_{\text{canette}}}$$

monnaie adiabatique ou brutal

$$\Delta H_{\text{azote}} \approx m_r \cdot L_v$$

$$\Delta H_{\text{boisson}} = m_B \cdot c \cdot \Delta T = \rho_B \cdot V_B \cdot c \cdot \Delta T$$

d'où :

$$m_r \cdot L_v + \rho_B \cdot V_B \cdot c \cdot \Delta T = 0$$

d'où :

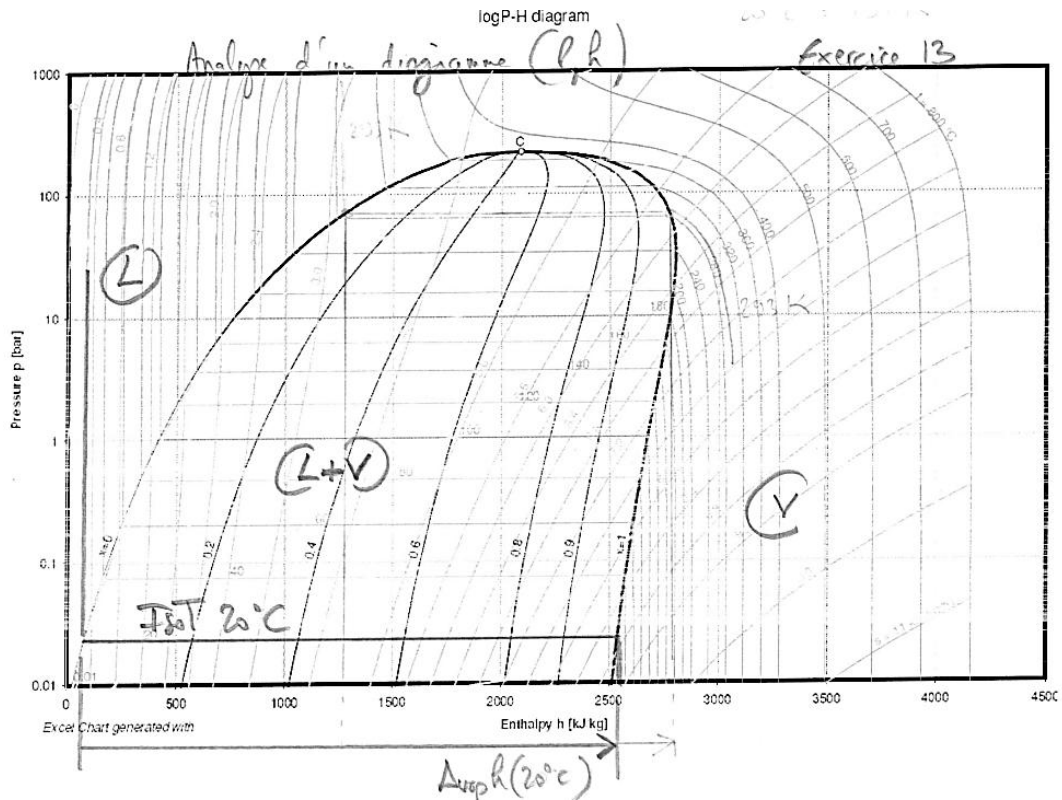
$$\Delta T = - \frac{m_r \cdot L_v}{\rho_B \cdot V_B \cdot c} = - \frac{60 \cdot 10^{-3} \times 200 \cdot 10^3}{1000 \times 0,33 \cdot 10^{-3} \cdot 4,2 \cdot 10^3}$$
$$= - 8,6 \text{ K}$$

Exercice 5 : Analyse d'un diagramme (P, h) (Annexe 1)

Pour l'étude des fluides condensables, l'un des diagrammes les plus utilisés est le diagramme (P, h) ou diagramme des frigoristes, représentant la pression en fonction de l'enthalpie.

La figure en **annexe 1** représente le diagramme (P, h) de l'eau.

- 1) Identifier les domaines du liquide, de la vapeur sèche, des états d'équilibre liquide-vapeur et le point critique.
- 2) Justifier la forme des isothermes.
- 3) Expliquer comment déterminer une enthalpie de vaporisation à une température T donnée ; le faire pour $T = 20^\circ\text{C}$.
- 4) Montrer que l'on peut écrire un théorème des moments avec l'enthalpie comme dans le diagramme de Clapeyron.



5)

1. Voir diagramme (annexe 1)

2. Isotherme :

* Phase V : gaz parfait - (Isothermes = verticale)

$$h = u + p v \quad \text{ou} \quad \Delta h = c_p \cdot \Delta T$$

L'enthalpie dépend de la température, et non

* Phase L + V de la pression
le changement d'état (isobare) se fait
à Température Constante

→ Isobares et isothermes horizontales

* Phase L : Enthalpie indépendante de la pression
(Isothermes verticales) ($\Delta h = c \cdot \Delta T$)

3. Voir annexe 1 - $20^\circ\text{C} = 293\text{ K}$.

$$\text{On lit : } \Delta_{\text{vap}} h(20^\circ\text{C}) \approx 2500 - 100 \approx 2400 \text{ kJ/kg}$$

4. Diagramme de Clapeyron : v en abscisse.

$$v = (1 - x_v) v_f + x_v v_g$$

Diagramme des fugacités : h en abscisse.

$$h = (1 - x_v) h_f + x_v h_g$$

$$\Rightarrow x_v = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad \text{Théorème des moments}$$

Exercice 6 : Compression isotherme d'un réfrigérant**(Annexe 3)**

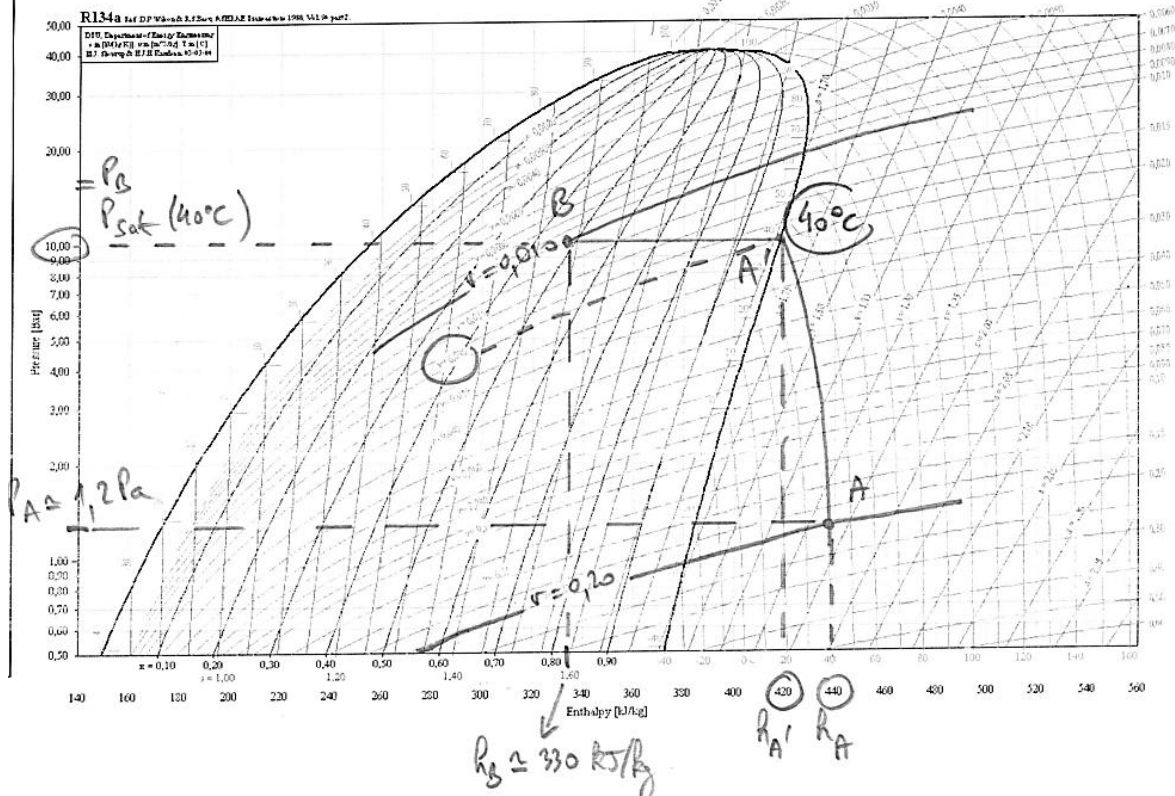
On étudie les transformations thermodynamiques d'un réfrigérant (1,1,1,2-tétrafluoroéthane ou R134a) dont on donne une partie du diagramme (P, h) en **annexe 3**.

Dans l'état initial A, le volume massique est $v_i = 0,2 \text{ m}^3/\text{kg}$, la température est de 40°C . La masse totale de fluide, de masse molaire $M = 102 \text{ g/mol}$, est $m = 15 \text{ g}$. On effectue une compression isotherme mécaniquement réversible AB telle que le volume massique final, en B, soit $v_f = 0,01 \text{ m}^3/\text{kg}$.

- 1) Préciser l'état physique et la composition du réfrigérant dans les états A et B.
- 2) Calculer le travail mécanique au cours de la transformation AB (on pourra faire une hypothèse simplificatrice).
- 3) Calculer le transfert thermique reçu par le réfrigérant.

Rép. : 1) $x_v = 0,48$ 2) $W = 1,03 \text{ kJ}$, 3) $Q = -2,5 \text{ kJ}$

Exercice 15



- 1) A : Vapeur sèche
B : liquide + Vapeur
 $x_v \approx 0.50$

- 2) On décompose en 2 étapes :
A \rightarrow A' Compression isotherme
A' \rightarrow B Compression isotherme

$$\begin{aligned}
 W_{AA'} &= - \int P_{\text{ext}} \cdot dV \\
 &= - \int_{V_A}^{V_{A'}} P \cdot dV \quad \text{car mécaniquement réversible} \\
 &= - \int_{V_A}^{V_{A'}} \frac{nRT_A}{V} \cdot dV \quad \text{car GP } \oplus \text{ isotherme} \\
 &= - nRT_A \ln \left(\frac{V_{A'}}{V_A} \right) \\
 &= - \frac{m}{M} RT_A \ln \left(\frac{V_{A'}}{V_A} \right)
 \end{aligned}$$

Hypothèse simplifiée

$$\begin{aligned}
&= -\frac{m}{M} R T_A \ln\left(\frac{v_{A'}}{v_A}\right) \\
&= -\frac{15}{102} \times 8,31 \times (273 + 40) \times \ln\left(\frac{0,020}{0,20}\right) \\
&= 0,88 \text{ kJ} \\
W_{AB} &= - \int p_{\text{ext}} \cdot dV \\
&= - \int P \cdot dV \text{ car mécaniquement réversible} \\
&= - P \cdot (V_B - V_{A'}) \text{ car isobare} \\
&= - p_{\text{sat}}(40^\circ\text{C}) \cdot m \cdot (v_B - v_{A'}) \\
&= - 10 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot (0,010 - 0,020) \\
&= 0,15 \text{ kJ}
\end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned}
W_{AB} &= W_{AA'} + W_{A'B} \\
&= 0,88 + 0,15 = \underline{1,03 \text{ kJ}}
\end{aligned}$$

3) 1er Principe :

$$\begin{aligned}
\Delta U_{AB} &= W_{AB} + Q_{AB} \\
\text{et } \Delta U_{AB} &= \Delta H_{AB} - \Delta(PV)_{AB}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta H_{AB} &= m \Delta h_{AB} \\
&= m \cdot (h_B - h_A) = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (330 - 440) \cdot 10^3 \\
&= -1,65 \text{ kJ}
\end{aligned}$$

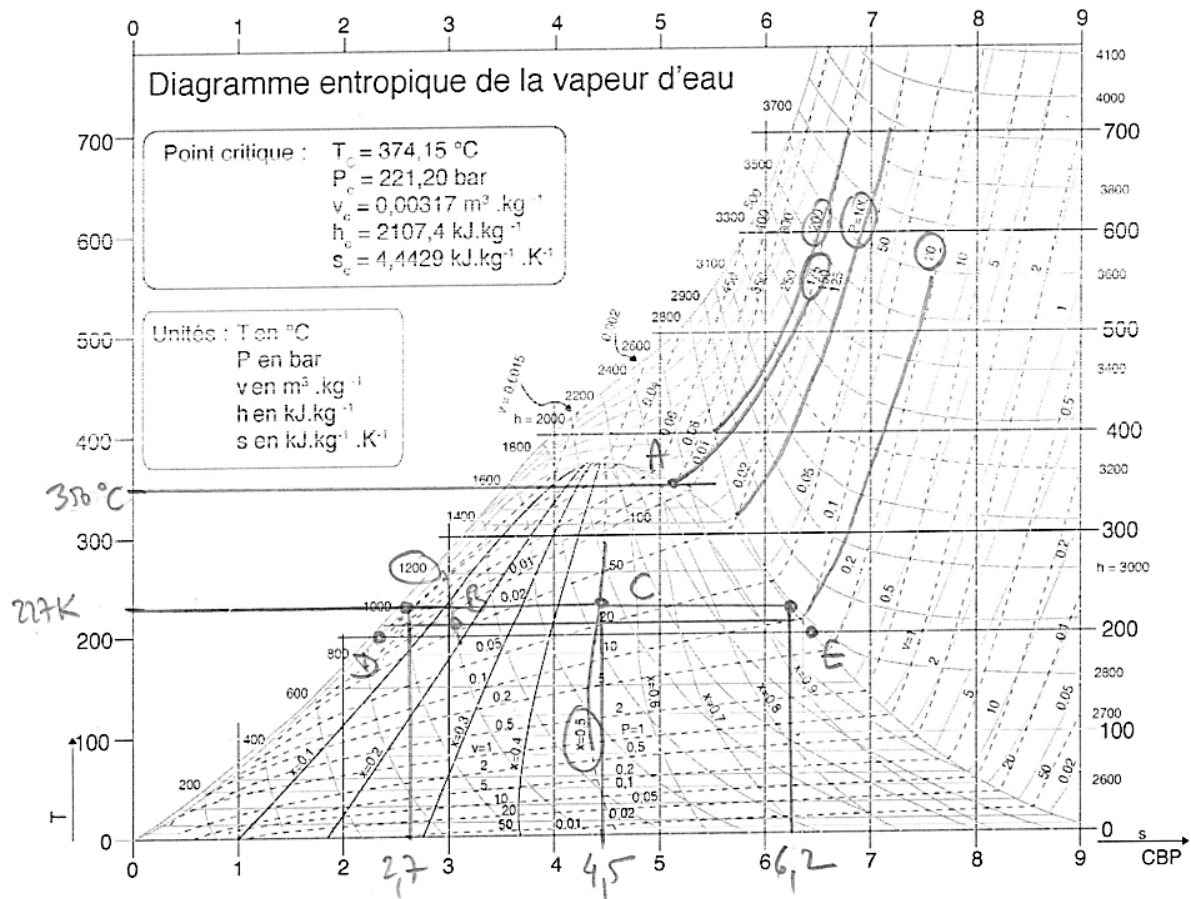
$$\begin{aligned}
\Delta(PV)_{AB} &= p_B V_B - p_A V_A \\
&= m(p_B v_B - p_A v_A) \\
&= 15 \cdot 10^{-3} (10 \cdot 10^5 \times 0,010 - 12,65 \times 0,20) \\
&= -0,21 \text{ kJ}
\end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned}
Q_{AB} &= \Delta H_{AB} - \Delta(PV)_{AB} - W_{AB} \\
&= -1,65 + 0,21 - 1,03 \\
&= \underline{-2,5 \text{ kJ}}
\end{aligned}$$

Exercice 7 : Lecture d'un diagramme entropique pour l'eau (Annexe 4)

- Pour $T = 350^\circ\text{C}$, quelle est la pression de vapeur saturante ?
- Pour $P = 20 \text{ bar}$ et $h = 1200 \text{ kJ.kg}^{-1}$, quel est l'état physique de l'eau ?
- Pour $x = 50 \%$ et $T = 500 \text{ K}$, quelle est l'entropie massique du fluide ? de la phase vapeur ? de la phase liquide ?
- Quelle est la chaleur latente de vaporisation à $T = 200^\circ\text{C}$?



a. $T = 350^\circ\text{C}$
 $\Rightarrow P_{\text{vap}} = 175 \text{ bar}$

Point (A)

b. $P = 20 \text{ bar}$
 $h = 1200 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 $\Rightarrow \text{Etat : } L + V$
 $x_v \approx 0,15$

Point (B)

c. $T = 500 \text{ K} \Rightarrow T = 500 - 273$
 $= 227 \text{ K}$

Point (C)

$x_v = 0,5$
 \Rightarrow Entropie massique $4,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 " " vapeur $6,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 " " liquide $2,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

d. Chaleur latente de vaporisation à $T = 200^\circ\text{C}$
 $= \Delta_{\text{vap}} h (200^\circ\text{C})$

$= h_E - h_D$
 $\approx 2880 - 880 \approx 2000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

a. $T = 350^\circ\text{C}$ Point (A)
 $\Rightarrow p_{\text{vap}} = 175 \text{ bar}$

b. $P = 20 \text{ bar}$ Point (B)
 $h = 1200 \text{ kJ.kg}^{-1}$
 $\Rightarrow \text{Etat : } L + V$
 $x_v \approx 0,15$

c. $T = 500 \text{ K} \Rightarrow T = 500 - 273 = 227 \text{ K}$ Point (C)
 $x_v = 0,5$
 \Rightarrow Entropie massique :
 " " " $4,5 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
 " " " vapeur $6,2 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
 " " " liquide $2,7 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

d. Chaleur latente de vaporisation à $T = 200^\circ\text{C}$
 $= \Delta_{\text{vap}} h (200^\circ\text{C})$
 $= h_E - h_D$
 $\approx 2880 - 860 \approx 2000 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Exercice 8 : Détente isentropique de vapeur d'eau dans une machine à vapeur

Etude d'une détente supposée adiabatique réversible (donc isentropique) de vapeur d'eau dans un cylindre fermé par un piston mobile. L'état initial est de la vapeur d'eau juste saturante à 485 K et l'état final est à 373 K. Déterminer les caractéristiques de l'état final de 2 manières :

- En utilisant le diagramme entropique de l'eau.
- En utilisant les tables thermodynamiques complètes (cf. ci-contre).

T	p	Liquide juste saturé $x_v = 0$			Vapeur saturante-sèche $x_v = 1$		
		v_L	h_L	s_L	v_v	h_v	s_v
K	bar	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$	kJ.kg^{-1}	$\text{kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$	kJ.kg^{-1}	$\text{kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$
485	20	$1,18.10^{-3}$	909	2,45	0,0998	2 801	6,35
373	1	$1,04.10^{-3}$	418	1,30	1,70	2 676	7,36

Etat I : Vapeur saturante

$$T_i = 485 \text{ K} = 212^\circ \text{C}$$

Etat F : $T_f = 373 \text{ K} = 100^\circ \text{C}$

a) Diagramme entropique

Détente isentropique = verticale
 $\Rightarrow x_v = 0,85$

b) $T_i = 485 \text{ K}$ ⊕ vapeur saturante

$$\Rightarrow s_v = 6,35 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Détente isenthalpique

$$\Rightarrow s_f = 6,35 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Avec :

$$s_f = (1 - x_v) s_{Lf} + x_v \cdot s_v$$

$$s_f - s_{Lf} = x_v (s_v - s_{Lf})$$

$$x_v = \frac{s_f - s_{Lf}}{s_v - s_{Lf}} \quad (\text{théorème des moments!})$$

$$x_v = \frac{6,35 - 1,70}{7,36 - 1,70} = 0,83$$

Exercice 9 : Cycle Diesel

<http://ressources.univ-lemans.fr/AccesLibre/UM/Pedago/physique/02/thermo/moteurD.html>

Simulation : <http://ressources.univ-lemans.fr/AccesLibre/UM/Pedago/physique/02/thermo/diesel.html>

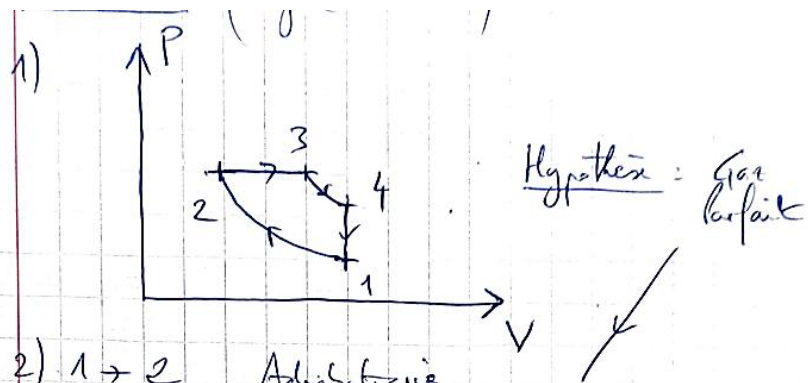
Une mole de gaz parfait subit les transformations réversibles suivantes :

- (1) → (2) : compression adiabatique
- (2) → (3) : échauffement isobare
- (3) → (4) : détente adiabatique
- (4) → (1) : refroidissement isochore.

Chaque état est défini par la pression P_i , la température T_i et le volume V_i (i variant de 1 à 4).

On appelle γ le rapport des chaleurs molaires $\gamma = C_{pm} / C_{vm}$. On définit $a = \frac{V_1}{V_2}$ et $b = \frac{V_4}{V_3}$.

- 1) Représenter sommairement le cycle sur un diagramme de Clapeyron.
- 2) Déterminer l'expression du rendement en fonction de T_1, T_2, T_3, T_4 .
- 3) Donner l'expression du rendement en fonction de γ, a et b .
- 4) Application numérique avec $\gamma = 1,4$; $a = 9$ et $b = 3$.



2) 1 → 2 Adiabatique

$$W_{12} \neq 0$$

$$Q_{12} = 0$$

$$\Delta U_{12} = m c_v (T_2 - T_1)$$

$$\Delta U_{12} = W_{12}$$

2 → 3 Isochore

$$W_{23} \neq 0$$

$$Q_{23} \neq 0$$

$$Q_{23} = \Delta H_{23} = m c_p (T_3 - T_2)$$

$$\Delta U_{23} = m c_v (T_3 - T_2)$$

3 → 4 Adiabatique.

$$W_{34} \neq 0$$

$$Q_{34} = 0$$

$$\Delta U_{34} = m c_v (T_4 - T_3)$$

$$\Delta U_{34} = W_{34}$$

4 → 1 Isochore

$$W_{41} = 0$$

$$Q_{41} \neq 0$$

$$\Delta U_{41} = m c_v (T_1 - T_4)$$

$$\Delta U_{41} = Q_{41}$$

Cycle: $\Delta U = 0$

$$W_{12} + W_{23} + Q_{23} + W_{34} + Q_{41} = 0$$

$$\begin{aligned}
 W_{12} + W_{23} + Q_{23} + W_{34} + Q_{41} &= 0 \\
 \eta &= \frac{-W_{TOT}}{Q_C} = -\frac{W_{TOT}}{Q_{23}} \\
 W_{TOT} &= W_{12} + W_{23} + W_{34} + \cancel{W_{41}} \\
 &= -Q_{23} - Q_{41} \\
 \eta &= \frac{Q_{23} + Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \\
 &= 1 + \frac{\Delta U_{41}}{\Delta H_{23}} \\
 &= 1 + \frac{m c_v (T_1 - T_4)}{m c_p (T_3 - T_2)} \\
 \eta &= 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta &= 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_2 \cdot a^{1-\gamma} - T_3 \cdot b^{1-\gamma}}{(T_3 - T_2)} = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{a^{1-\gamma} - \left(\frac{T_3}{T_2}\right) \cdot b^{1-\gamma}}{\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - 1} \\
 &\quad \text{Pas évident!} \\
 \eta &= 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{a^{1-\gamma} - \left(\frac{a}{b}\right) \cdot b^{1-\gamma}}{\left(\frac{a}{b}\right) - 1}
 \end{aligned}$$

Exercice 10 : Cycle de Beau de Rochas (moteur à explosion)

Afin de simplifier le problème, on suppose que le moteur étudié est constitué d'un seul cylindre. Les transformations seront considérées comme mécaniquement réversibles.

Les gaz sont supposés parfaits de coefficient de Laplace $\gamma = 1,4$; ils subissent le cycle suivant :

- $O \rightarrow A$: Phase d'admission isobare à la pression P_A dans le cylindre. La soupape d'admission est refermée.

Le mélange air-carburant se trouve alors dans les conditions $V_A = 1 \text{ L}$, $P_A = 1 \text{ bar}$, $T_A = 20^\circ\text{C}$

Le gaz subit alors la suite de transformations suivantes :

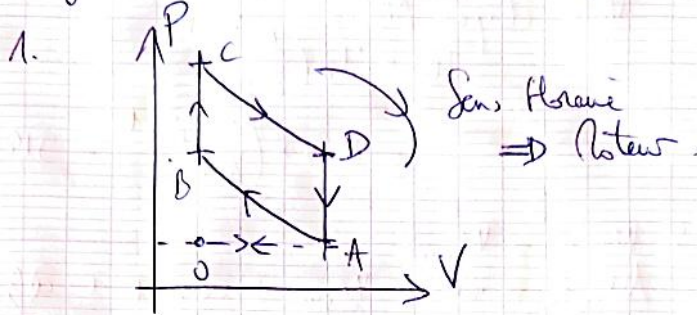
- $A \rightarrow B$: compression adiabatique réversible. $V_B = \frac{V_A}{8}$. On notera $\tau = \frac{V_A}{V_B} = 8$
- $B \rightarrow C$: une étincelle provoque la combustion isochore, instantanée, de toute l'essence.
- $C \rightarrow D$: détente adiabatique réversible ;
- $D \rightarrow A$: refroidissement isochore (la pression chute à cause de l'ouverture du cylindre vers l'extérieur).
- $A \rightarrow O$: refoulement isobare des gaz vers l'extérieur à la pression P_A . C'est l'échappement.

- 1) Représenter l'ensemble des transformations sur un diagramme (P, V) . Indiquer en justifiant brièvement s'il s'agit d'un cycle moteur ou récepteur.

Les étapes d'admission et de refoulement se compensent et on raisonnera donc sur le système fermé effectuant le « cycle » ABCD ; on suppose donc constant le nombre total de moles gazeuses.

- 2) Déterminer la pression et la température du mélange dans l'état B.
- 3) La combustion du carburant amène à une température $T_C = 2100 \text{ K}$; calculer P_C . En réalité la pression maximale est légèrement inférieure. Proposer une justification.
- 4) Calculer la température en D.
- 5) Exprimer le travail W_f **fourni** par le gaz au système mécanique au cours d'un cycle en fonction de la capacité thermique molaire à volume constant du mélange gazeux $C_{v,m}$, du nombre de moles n et des températures puis en fonction de n, R, γ et des températures. Le calculer.
- 6) Exprimer le rendement r du cycle en fonction des différentes températures, puis en fonction de γ et τ .
- 7) Le moteur effectue 2500 cycles par minute. Quelle est sa puissance ? Combien le piston effectue-t-il d'allers-retours par minute ?

Cycle Beau de Rochas (Moteur à explosion)



2. Etape AB : adiabatique, réversible = isentropique

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$$

d'où :

$$T_B = T_A \left(\frac{V_A}{V_B} \right)^{\gamma-1} = T_A \cdot 2^{\gamma-1} = 293 \times 2^{(1,4-1)} = 673 \text{ K}$$

$$P_A V_A^{\gamma} = P_B V_B^{\gamma}$$

d'où :

$$P_B = P_A \cdot 2^{\gamma} = 1 \times 2^{1,4} = 18,4 \text{ bar}$$

3. Etape BC : isochore.

$$P_C V_C = nRT_C \quad (1)$$

$$P_B V_B = nRT_B \quad (2)$$

avec $V_B = V_C$

(1)
(2) :

$$\frac{P_C}{P_B} = \frac{T_C}{T_B}$$

$$\text{d'où : } P_C = P_B \left(\frac{T_C}{T_B} \right) = 57,3 \text{ bar}$$

Pression inférieure car :

- Etape AB non parfaitement adiabatique
- Frottements
- Etape BC non parfaitement isochore.

4. Etape CD adiabatique réversible
 Voir étape AB :

$$T_D = T_C \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{\gamma-1}$$

$$= 2100 \times \left(\frac{1}{8} \right)^{1,4-1} = \underline{914 \text{ K}}$$

5. $W_f = -W_{\text{rot}}$

$$\Delta U_{\text{cycle}} = 0 = W_{\text{rot}} + \frac{Q_{\text{châud}}}{Q_{BC}} + \frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{DA}}$$

$$\Rightarrow -W_{\text{rot}} = Q_{BC} + Q_{DA}$$

$$W_f = Q_{BC} + Q_{DA}$$

Etape BC isochore :

1^{er} principe : $\Delta U_{BC} = \cancel{W_{BC}} + Q_{BC} = n C_{vm} (T_C - T_B)$

Etape DA isochore :

1^{er} principe : $\Delta U_{DA} = \cancel{W_{DA}} + Q_{DA} = n C_{vm} (T_A - T_D)$

Donc :

$$W_f = n C_{vm} (T_C - T_B + T_A - T_D)$$

$$n = \frac{P_A V_A}{R T_A} = \frac{105 \times 10^{-3}}{8,31 \times 293} = 0,041 \text{ mol}$$

A.N : $W_f = 0,041 \times \frac{5}{2} \times 8,31 \times (2100 - 673 + 293 - 914)$

$$W_f = \underline{687 \text{ J}}$$

6. $\eta = -\frac{W_{\text{rot}}}{Q_{\text{châud}}} = -\frac{W_{\text{rot}}}{Q_{BC}} = 1 + \frac{Q_{\text{froid}}}{Q_{\text{châud}}}$

$$= 1 + \frac{Q_{DA}}{Q_{BC}} = 1 + \frac{n C_{vm} (T_A - T_D)}{n C_{vm} (T_C - T_B)}$$

$$\eta = 1 + \frac{T_A - T_D}{T_C - T_B}$$

Donc : (**) :

$\gamma = 1,4$
 Gl diatomique
 $C_{vm} = \frac{5}{2} R$
 $C_{pm} = \frac{7}{2} R$

D'après Q_4 :
 $T_D = T_C \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\gamma-1}$
 d'où :
 $T_C = T_D \cdot \epsilon^{\gamma-1}$
 D'après Q_2 :
 $T_B = T_A \cdot \epsilon^{\gamma-1}$
 d'où :

$$\eta = 1 + \frac{T_A - T_D}{T_D \cdot \epsilon^{\gamma-1} - T_A \cdot \epsilon^{\gamma-1}}$$

$$= 1 + \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \frac{T_A - T_D}{T_D - T_A}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} = 1 - \epsilon^{1-\gamma}$$

$$7. \quad P = \frac{W_f}{t} = f \cdot W_f$$

$$= \frac{2000}{60} \times 687 = \underline{29 \text{ kW}}$$

Exercice 11 : Machine frigorifique

Le diagramme ci-dessous représente le cycle de fonctionnement d'une machine frigorifique réelle. Déterminer l'efficacité réelle de cette machine ainsi que l'efficacité de Carnot d'une machine frigorifique réversible travaillant entre les mêmes températures : $T_c = 298 \text{ K}$ et $T_F = 263 \text{ K}$.

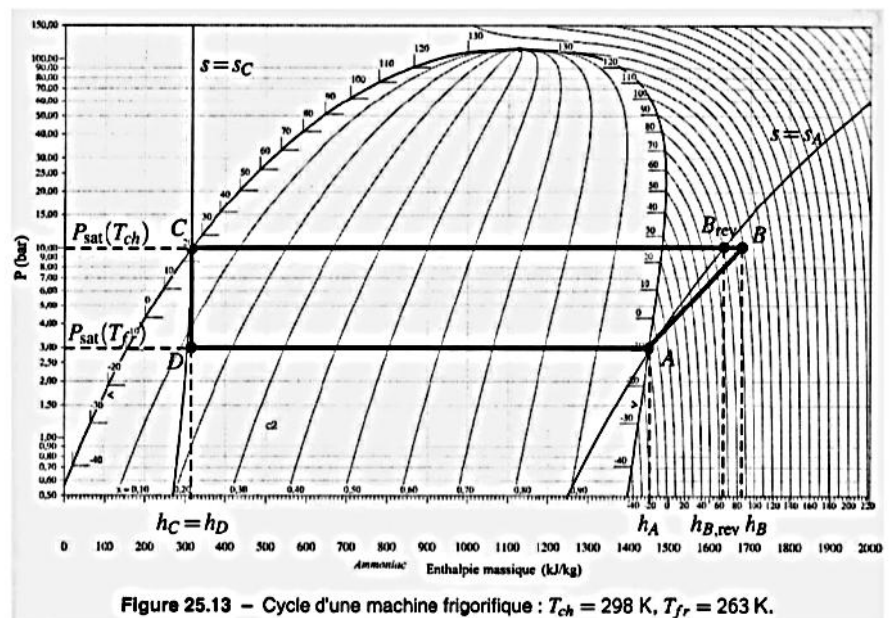


Diagramme de fugistes

On travaille avec des grandeurs massiques.

On considère les travaux massiques (w) différents des travaux des forces de pression (correspondant PT):

1^{er} principe en système ouvert :

$$\Delta h = w_{fp} + q$$

Efficacité réelle du fugo :

$$\eta_f = \frac{Q_1}{W} = \frac{q_1}{w_{comp}}$$

A \rightarrow B Compression adiabatique.

$$\begin{aligned}\Delta h_{AB} &= h_B - h_A = w_{fp} = w_{comp} \\ \Rightarrow w_{comp} &= h_B - h_A = 1680 - 1450 \\ &= 230 \text{ kJ/kg.}\end{aligned}$$

B → C Transformation isobare (condensation)
 $\Delta h_{BC} = q_2 = h_c - h_g = 320 - 1680$
 $= -1360 \text{ kJ/kg}$

C → D Détente adiabatique
 $\Delta h_{CD} = 0$

D → A Transformation isobare (évaporation)
 $\Delta h_{DA} = q_1 = h_A - h_D = 1450 - 320$
 $= 1130 \text{ kJ/kg}$

⇒ $e_f = \frac{1130}{270} = \underline{4,9}$

Remarque: Si compression adiabatique réversible.

$\Delta h_{AB \text{ rev}} = h_{B \text{ rev}} - h_A = w_{fp} = w_{\text{comp air}}$
 $\Rightarrow w_{\text{comp air}} = h_{B \text{ rev}} - h_A$

$= 1630 - 1450$
 $= 180 \text{ kJ/kg}$

⇒ $e_{f \text{ rev}} = \frac{q_1}{w_{\text{comp air}}} = \frac{1130}{180} = \underline{6,3}$

Efficacité de Carnot:

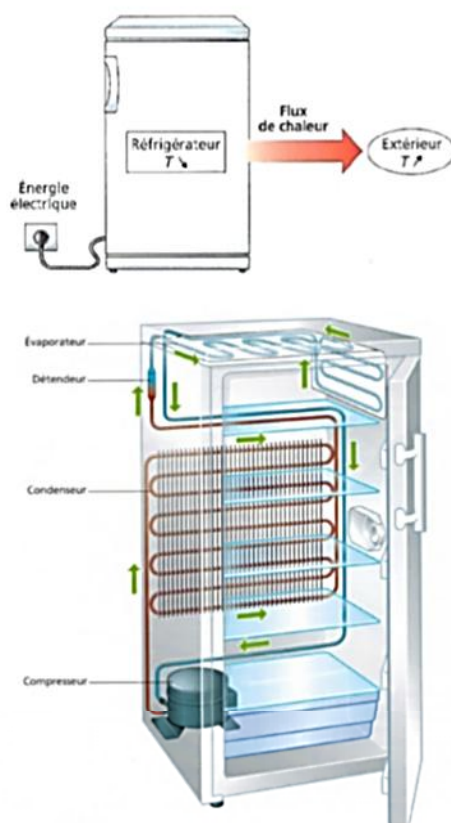
$e_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_f}{T_{ch} - T_f}$

On lit: $T_{ch} = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$
 $T_f = -10^\circ\text{C} = 263 \text{ K}$

d'où: $e_{\text{Carnot}} = \frac{263}{298 - 263} = \underline{7,5}$

Exercice 12 : Etude d'un réfrigérateur (d'après écrit ATS 2018)**(Annexe 5)**

Le principe du réfrigérateur est simple : il assure un transfert de chaleur depuis ses compartiments internes, qui se refroidissent, vers la pièce où il se trouve, qui se réchauffe. Ce transfert consomme de l'énergie électrique. [...]. Le compresseur comprime le fluide réfrigérant, alors froid et sous forme gazeuse, ce qui augmente sa température et sa pression. A la sortie du compresseur, le fluide est donc chaud et à haute pression. [...]. Ce gaz chaud et à haute pression circule ensuite à travers le condenseur, où il cède de la chaleur par diffusion vers l'extérieur et subit un changement d'état : le gaz se transforme en un liquide chaud sous haute pression. La condensation (plus exactement la liquéfaction) peut se produire à température élevée car la pression est importante. [...]. En poursuivant son chemin dans le circuit frigorifique, le liquide passe ensuite à travers un détendeur qui abaisse sa pression et sa température, ([...] la détente adiabatique s'effectue dans un fin capillaire). On obtient un mélange liquide-gaz à l'équilibre. Après cette chute de pression, le mélange liquide-gaz froid traverse l'évaporateur où il absorbe la chaleur de l'intérieur du réfrigérateur pour subir un second changement d'état : le liquide se met à bouillir, c'est-à-dire qu'il se vaporise. On obtient alors un gaz froid et à basse pression, qui repart dans le compresseur pour un nouveau cycle.

**A) Principe de fonctionnement du réfrigérateur à compresseur**

Le réfrigérateur est supposé être une machine cyclique et ditherme. Pour un cycle complet, on note Q_1 le transfert thermique reçu par le fluide réfrigérant de la part du milieu extérieur, Q_2 le transfert thermique reçu par le fluide réfrigérant de la part de l'intérieur du réfrigérateur et W le travail de compression permettant de faire fonctionner le réfrigérateur.

- 1) Identifier le nom des organes (compresseur, détendeur, condenseur ou évaporateur) dans lesquels les transferts d'énergie Q_1 , Q_2 et W s'opèrent.
- 2) Préciser si Q_1 , Q_2 et W sont positifs ou négatifs.
- 3) Le compresseur met en jeu une compression rapide que l'on peut supposer adiabatique. Proposer une explication de l'augmentation de la température du gaz supposé parfait à l'issue de cette compression.
- 4) Dessiner l'allure du diagramme $P(T)$ pour le seul équilibre liquide / gaz et préciser les phases dans chaque partie du diagramme et sur la courbe $P(T)$. A quelle condition une liquéfaction peut-elle s'observer à « température élevée » ?
- 5) Définir le coefficient de performance, noté CoP , du réfrigérateur puis l'exprimer en fonction de Q_1 et Q_2 .

On suppose le régime stationnaire atteint : la température T_{ext} de l'extérieur et la température de consigne T_{int} à l'intérieur du réfrigérateur sont constantes.

- 6) Déterminer l'expression du coefficient de performance maximal du réfrigérateur, noté CoP_c , en fonction de T_{int} et T_{ext} .
- 7) Calculer ce CoP_c si $T_{ext} = 25\text{ °C}$ et $T_{int} = 5\text{ °C}$.

B) Etude du cycle du fluide réfrigérant dans un diagramme entropique $T(s)$

Nous allons étudier plus précisément les différentes transformations que le fluide réfrigérant subit. L'écoulement du fluide réfrigérant est stationnaire, de débit massique D_m . Les variations d'énergies cinétique et potentielle du fluide seront négligées. Nous supposons également que le fluide réfrigérant décrit le cycle suivant (on note $\{T_i, P_i\}$ le couple température-pression relatif à l'état i du fluide) :

- Avant d'entrer dans le compresseur, le fluide est un gaz surchauffé (état $A\{T_A, P_A\}$). Le compresseur impose une compression adiabatique et irréversible. Le fluide reste à l'état gazeux (état $B\{T_B, P_B\}$).
- Le fluide circule ensuite dans le condenseur où il opère un refroidissement isobare puis une liquéfaction complète isobare (et donc isotherme) à la pression P_B . On obtient un liquide saturant (état $C\{T_C, P_C\}$).
- Le liquide subit une détente isenthalpique (détente de type Joule-Thomson sans travail indiqué et sans transfert thermique) faisant apparaître un mélange diphasé après avoir traversé le détendeur (état $D\{T_D, P_D\}$).
- Le fluide pénètre dans l'évaporateur et évolue de manière isobare jusqu'à l'état A .

On prendra les valeurs suivantes : $P_A = 2\text{ bar}$, $P_B = 7\text{ bar}$, $T_A = 5\text{ °C}$, $T_B = 55\text{ °C}$ et $D_m = 10^{-2}\text{ kg.s}^{-1}$. Une tolérance de $\pm 2\text{ kJ.kg}^{-1}$ sur la lecture de l'enthalpie massique sera acceptée. Une tolérance de $\pm 1\text{ °C}$ sur la lecture des températures sera acceptée.

On rappelle, en tenant compte de nos hypothèses de travail, le premier principe de la thermodynamique appliqué à un fluide en écoulement dans une conduite, recevant une puissance thermique P_{th} et une puissance mécanique P_{meca} (mise en jeu par les éventuelles parties mobiles d'une machine présente dans la conduite) avec h_e et h_s les enthalpies massiques du fluide à l'entrée et à la sortie de la conduite :

$$D_m(h_s - h_e) = P_{th} + P_{meca}$$

En effet, le premier principe, pour un système étudié en système ouvert, peut s'écrire :

$$\Delta h = h_s - h_e = q + w_{\neq p} = q + w_{meca} \text{ (unités : J.kg}^{-1}\text{)}$$

En multipliant par le débit massique D_m du fluide (kg.s^{-1}), on obtient :

$$D_m(h_s - h_e) = P_{th} + P_{meca} \text{ (unités : W)}$$

- 8) Repérer sur le diagramme entropique fourni en document-réponse les domaines liquide, diphasique et gazeux.

(Diagramme entropique (T,s) fourni en **annexe 5**)

- 9) Reporter la position des points A, B, C et D sur le document-réponse fourni en annexe et à rendre avec la copie.
- 10) Donner, par lecture sur le diagramme entropique, la température T_l de liquéfaction du fluide réfrigérant observée pour le cycle étudié.
- 11) Donner, par lecture sur le diagramme entropique, la température T_v de vaporisation du fluide réfrigérant observée pour le cycle étudié.
- 12) Exprimer puis calculer la puissance $P_{th,2}$ reçue par le fluide pendant la transformation menant de l'état D à l'état A .
- 13) Exprimer puis calculer la puissance P_{meca} reçue par le fluide pendant la transformation menant de l'état A à l'état B .
- 14) Exprimer puis calculer la puissance $P_{th,1}$ reçue par le fluide pendant la transformation menant de l'état B à l'état C .
- 15) Les résultats précédents, aux incertitudes de lecture près, permettent d'écrire $P_{meca} \approx -(P_{th,1} + P_{th,2})$. Commenter cette relation.
- 16) En déduire l'expression puis une estimation de la valeur du coefficient de performance CoP_{vrai} (un seul chiffre significatif sera accepté pour la valeur de CoP_{vrai}).
- 17) Les résultats précédents impliquent que $CoP_{vrai} < CoP_c$. Interpréter ce résultat.
- 18) Lors d'un processus adiabatique, on peut déterminer, à l'aide du diagramme entropique, le travail massique w_f des forces de viscosité du fluide car $w_f = - \int_{Etat\ ini \xrightarrow{adia} Etat\ final} T ds$. Estimer la puissance P_f associée à ces forces de viscosité lors de la compression (pour ce calcul la représentation de la transformation menant de l'état A à B sera linéarisée et donc assimilée à un simple segment reliant les points A et B). Commenter ce dernier résultat.
- 19) Reporter la position des points A, B, C et D sur le diagramme des frigoristes (P, h) fourni (**annexe 5 bis**).
- 20) Retrouver la valeur du coefficient de performance à partir de déductions graphiques sur ce diagramme.

10) $T_i \approx 27^\circ\text{C}$

11) $T_v \approx -10^\circ\text{C}$

12) Dans l'évaporateur, il n'y a pas de parties mobiles ($P_{meca} = 0$) donc $P_{th2} = D_m \cdot (h_A - h_D)$

AN : $h_A - h_D \approx 405 - 237 \approx 168 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $P_{th2} \approx 1,68 \text{ kW}$

13) Dans le compresseur, il n'y a pas de transferts thermiques ($Q = 0$) donc $P_{meca} = D_m \cdot (h_B - h_A)$

AN : $h_B - h_A \approx 441 - 405 \approx 36 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $P_{meca} \approx 360 \text{ W}$

14) Dans le condenseur, il n'y a pas de parties mobiles ($P_{meca} = 0$) donc $P_{th1} = D_m \cdot (h_C - h_B)$

AN : $h_C - h_B \approx 237 - 441 \approx -204 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $P_{th1} \approx -2,04 \text{ kW}$

15) $P_{meca} = -(P_{th1} + P_{th2})$ n'est rien d'autre que l'expression du **premier principe** de la thermodynamique appliqué au fluide en régime stationnaire ($W + Q_1 + Q_2 = 0$).

16) $CoP_{vrai} = \frac{P_{th2}}{P_{meca}} \approx 5$

17) CoP_{vrai} est strictement inférieur à CoP_C car le cycle a des transformations irréversibles.

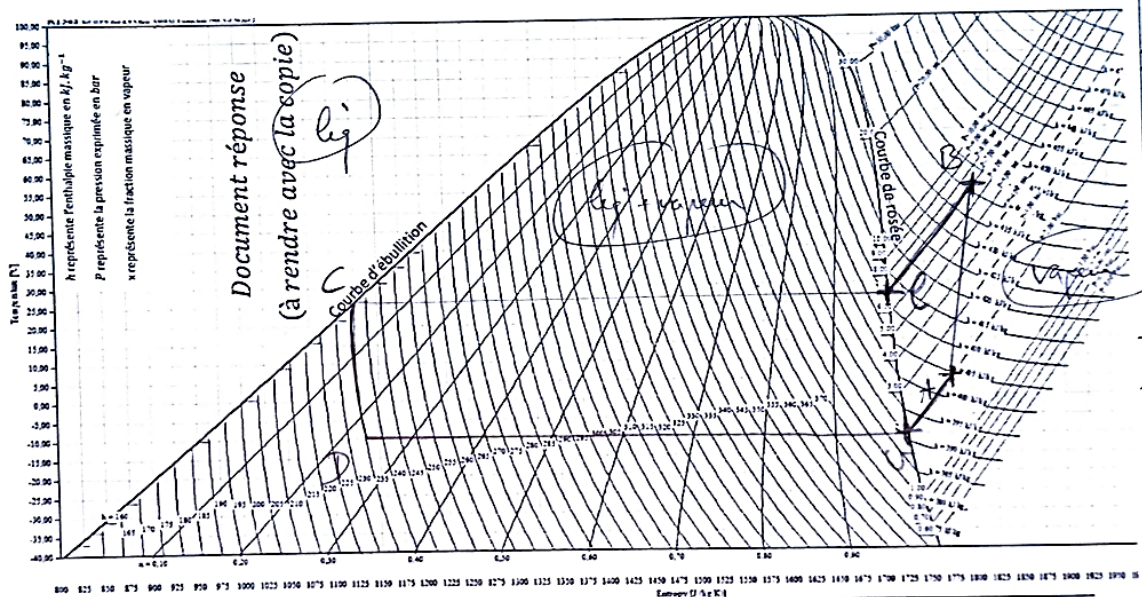
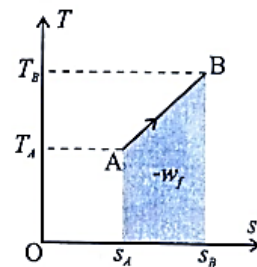
18) On admet $w_f = -\int_A^B T \cdot ds$. Pour le calcul, en assimilant AB à un segment,

$\int_A^B T \cdot ds$ peut se calculer avec l'aire du trapèze sous AB avec T en Kelvins.

$\int_A^B T \cdot ds = (s_B - s_A) \cdot \frac{T_A + T_B}{2}$ et $P_f \approx -D_m (s_B - s_A) \cdot \frac{T_A + T_B}{2}$

A.N. : $w_f \approx -10^{-2} \times (1805 - 1775) \times \left(\frac{5 + 55}{2} + 273 \right) = 10^{-2} \times -30 \times 303$

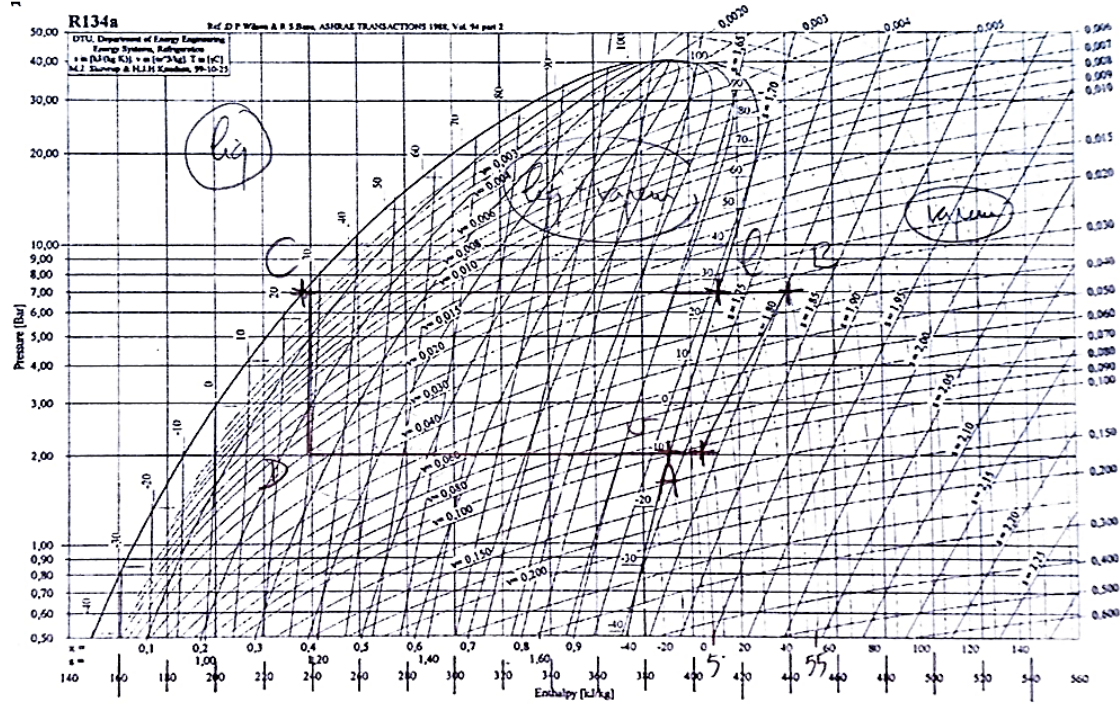
soit $P_f \approx -91 \text{ W}$.



dynamique en système ouvert
Diagramme (Ts) R134a

$T_e = 27^\circ\text{C}$
 $T_v = -10^\circ\text{C}$

1:

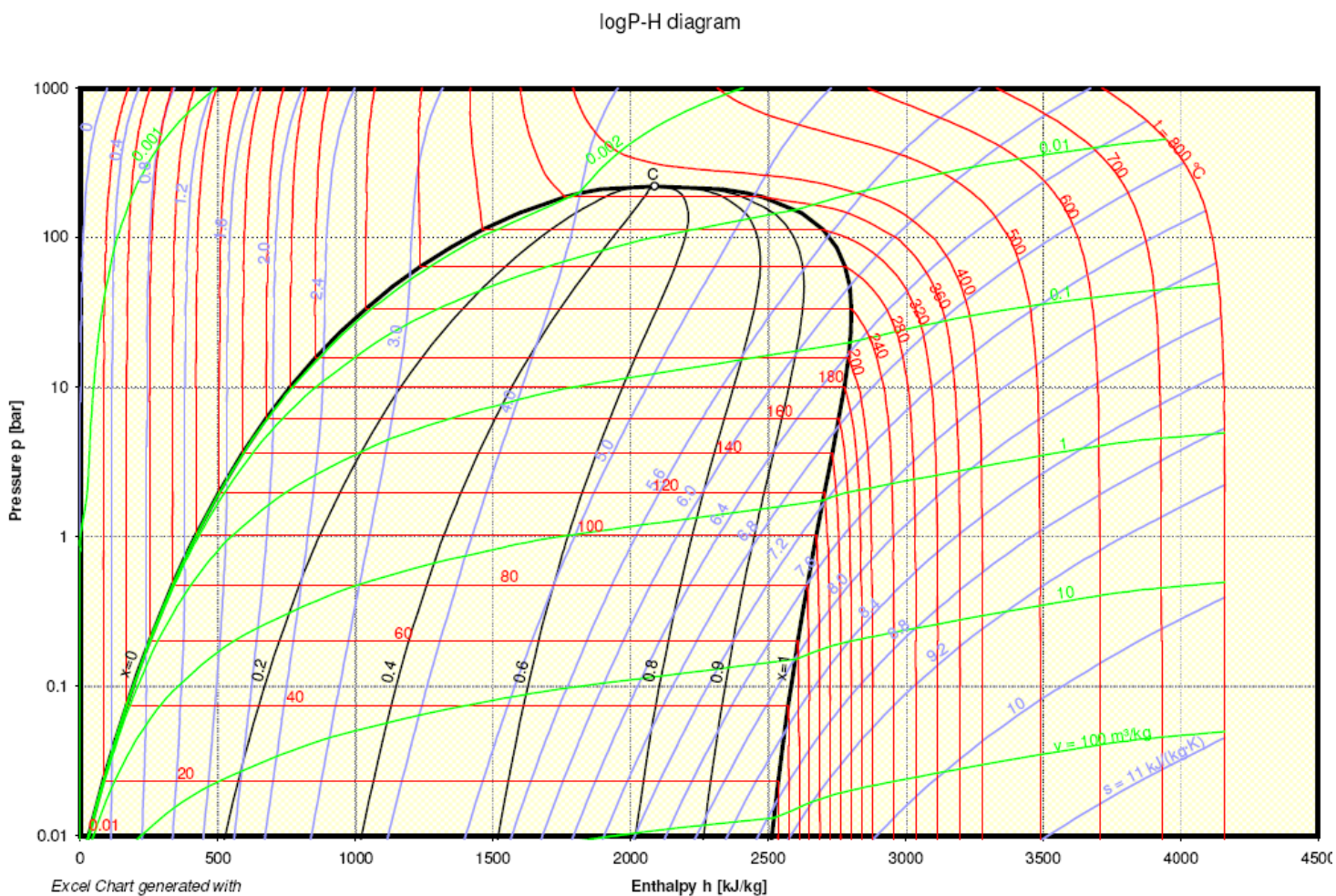


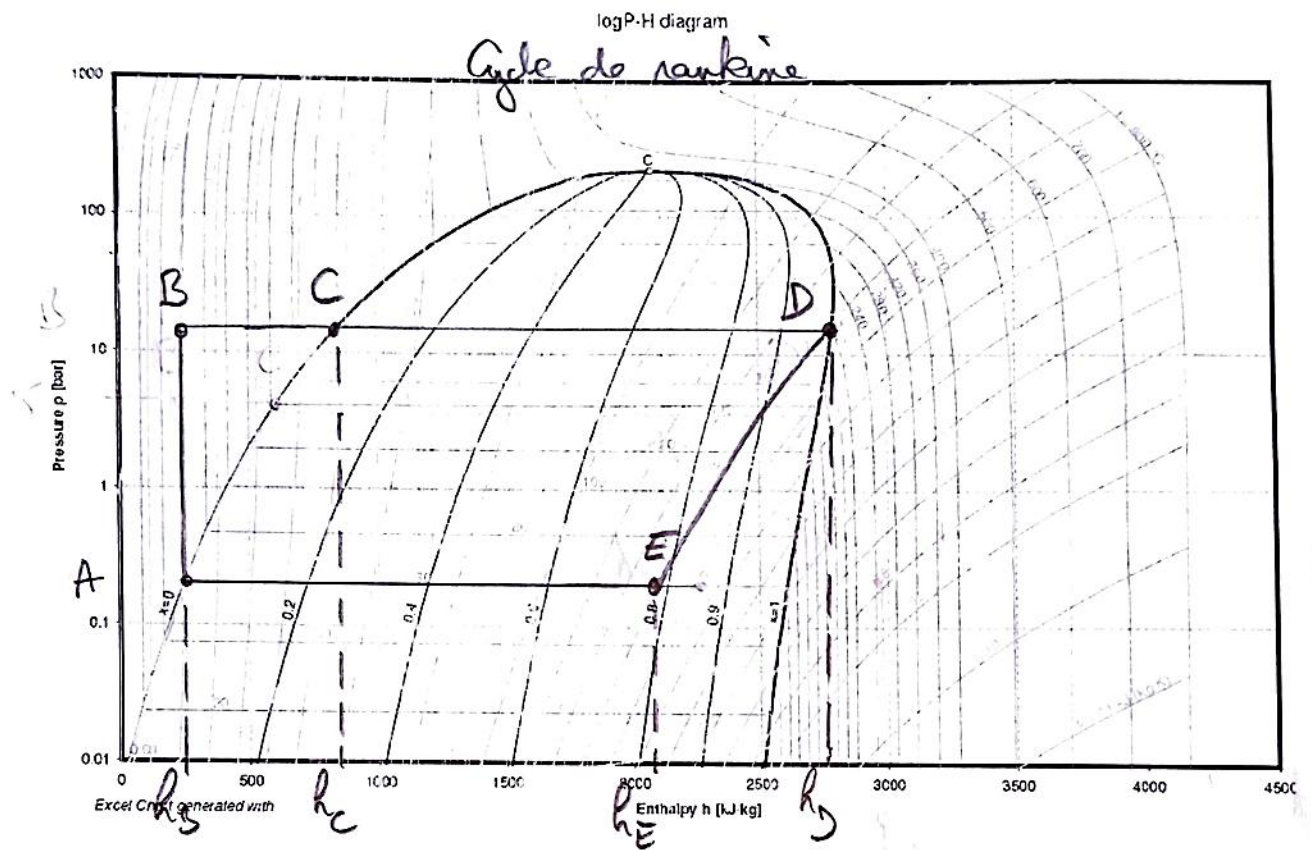
Exercice 13 : Machine à vapeur : Cycle de Rankine

Dans une machine à vapeur, l'eau décrit un cycle de Rankine :

- Dans l'état A l'eau est à l'état de liquide saturant seul, dans les conditions de pression et température $P_1 = 0,2$ bar et $T_1 = 60^\circ\text{C}$;
- Transformation AB : l'eau est comprimée de façon adiabatique et isentropique dans une pompe, jusqu'à la pression $P_2 = 15$ bar ;
- Transformation BC : l'eau est injectée dans la chaudière et s'y réchauffe de manière isobare jusqu'à la température $T_2 = 200^\circ\text{C}$, telle que $P_{\text{sat}}(T_2) = P_2$;
- Transformation CD : l'eau se vaporise entièrement à la température T_2 ;
- Transformation DE : l'eau est admise dans le cylindre à T_2 et P_2 et effectue une détente adiabatique réversible jusqu'à la température T_1 ; on obtient un mélange liquide-vapeur ;
- Transformation EA : le piston chasse le mélange diphasique dans le condenseur où il se liquéfie totalement.

- 1) Représenter ce cycle sur le diagramme des frigoristes de l'eau représenté ci-dessous.
- 2) En exploitant ce diagramme, déterminer le transfert thermique pour chaque transformation du cycle.
- 3) Calculer le rendement de ce moteur et le comparer au rendement de Carnot. Quelles sont les causes d'irréversibilité ?





4)

2) AB : adiabatique - $q_{AB} = 0$
 BC : chauffage isobare d'un liquide -

$$\textcircled{m} q_{BC} = \Delta h_{BC} = h_C - h_B \quad (w_{uBC} = 0)$$

$$= 800 - 200$$

$$= 600 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

CD : Vaporisation isobare

$$q_{CD} = \Delta h_{CD} = h_D - h_C \quad (w_{uCD} = 0)$$

$$= 2700 - 800 = 1900 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

DE : adiabatique - $q_{DE} = 0$

$$EA : q_{EA} = \Delta h_{EA} = h_A - h_E \quad (w_{uEA} = 0)$$

$$= 200 - 2100$$

$$= -1900 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$3) \eta = - \frac{W}{Q_{ch}} = \frac{q_f + q_{ch}}{Q_{ch}}$$

$$W + q_f + q_{ch} = 0$$

$$-W = q_f + q_{ch}$$

$$= 1 + \frac{q_f}{Q_{ch}} = 1 + \frac{q_{EA}}{q_{BC} + q_{CD}}$$

$$= 1 + \frac{-1900}{600 + 1900} = 0.24$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_f}{T_{ch}}$$

En prenant $T_f = 60^\circ\text{C}$
 $T_{ch} = 200^\circ\text{C}$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{60 + 273}{200 + 273} = 0.30$$

Source d'irréversibilité : Transf. BC notamment car transfert thermique entre fluide et chaudière avec $T_{\text{fluide}} \leq T_{\text{chaudière}}$.

Exercice 14 : Détente dans une turbine à vapeur

Au sein d'une turbine à vapeur, la vapeur sous haute pression subit une détente au contact de la turbine, au cours de laquelle elle fournit à la turbine de l'énergie mécanique. Données sur la turbine :

	Amont	Aval
Pression	$p_1 = 6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$	$p_2 = 9,5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$
Enthalpie massique	$h_1 = 3,28 \text{ MJ/kg}$	$h_2 = 2,67 \text{ MJ/kg}$
Vitesse	$v_1 = 160 \text{ m/s}$	$v_2 = 80 \text{ m/s}$
Débit massique	$D_{m1} = 20 \text{ kg/s}$	$D_{m2} = 20 \text{ kg/s}$

- 1) Déterminer la puissance FOURNIE par la vapeur traversant la turbine en négligeant le transfert thermique.
- 2) Comparer la variation d'énergie cinétique massique à la variation d'enthalpie de la vapeur.

Prendre l'énergie en Σ ouvert :

$$D_m (h_1 - h_2) + \frac{1}{2} D_m v_1^2 - \frac{1}{2} D_m v_2^2 + g z_1 - g z_2 = P_i + P_{th}$$

Par la variation d'énergie potentielle.

Achabatique $\Rightarrow g z_1 - g z_2 = 0$

$\Rightarrow P_{th} = 0$

On obtient :

$$P_i = D_m (h_2 - h_1 + \frac{1}{2} v_2^2 - \frac{1}{2} v_1^2)$$
$$= 20 (2,67 \cdot 10^6 - 3,28 \cdot 10^6 + \frac{1}{2} \cdot 80^2 - \frac{1}{2} \cdot 160^2)$$

négligeable

$$P_i \approx 20 (2,67 \cdot 10^6 - 3,28 \cdot 10^6)$$
$$\approx -12 \text{ kW}$$
$$\Rightarrow P_m = -P_i = \underline{12 \text{ kW}}$$

3)

Exercice 15 : Chauffage et refroidissement d'une maison

Un récepteur thermique est utilisé pour assurer le chauffage (l'hiver) et le refroidissement (l'été) d'une maison, en fonctionnant en pompe à chaleur l'hiver et en climatiseur l'été.

Le fluide moteur est du fréon. Il parcourt un circuit dans lequel, étant sous forme de vapeur, il est comprimé par un compresseur C et se condense dans un liquéfacteur (ou condenseur) L ; puis il subit une détente au niveau d'une valve V et finit de se vaporiser dans l'évaporateur E avant de retourner dans le compresseur.

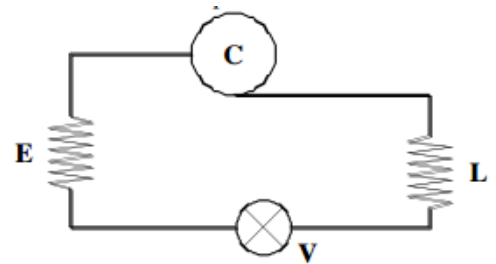


Schéma de principe de l'installation

- 1) Pour un récepteur thermique, lequel des deux organes L ou E faut-il mettre en contact avec la source chaude et la source froide respectivement ?

En hiver, la température extérieure moyenne est de 0°C et la température intérieure est maintenue à 20°C .

- 2) Calculez la quantité de chaleur maximale qui peut être fournie à la maison au bout d'une heure si la puissance du compresseur électrique est de $4,0\text{ kW}$.
- 3) En été, la température extérieure moyenne est de 35°C et la température intérieure est maintenue à 20°C . Quel est le coefficient de performance maximal du récepteur thermique ?

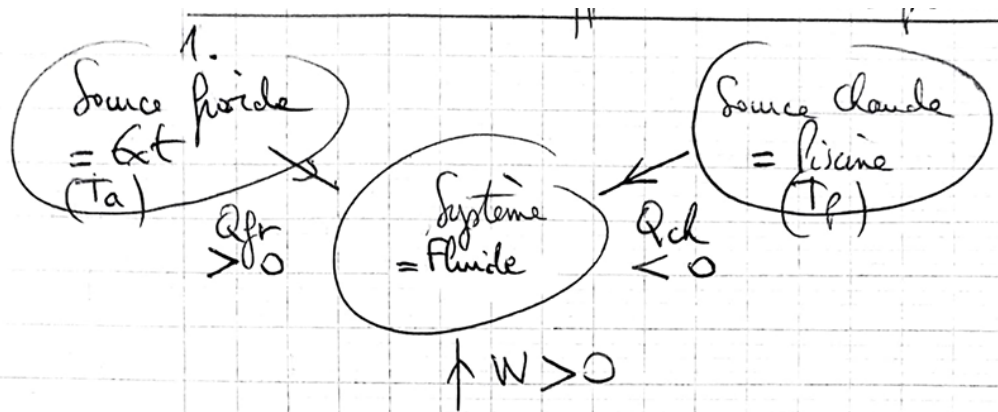
E au contact de la source froide ; L au contact de la source chaude ; $e_{c,PAC} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = 14,6 = \frac{\mathcal{P}_{th,c}}{\mathcal{P}_{elec}}$ d'où $|Q_c| = \mathcal{P}_{th,c} \Delta t = 211\text{ MJ}$; $(CoP_{frigo})_{max} = \frac{T_f}{T_c - T_f} = 19,5$.

Exercice 16 : PAC pour chauffer l'eau d'une piscine

Données :

- Température air extérieur : $T_a = 7^\circ\text{C}$
- Température eau piscine : $T_p = 20^\circ\text{C}$
- Volume de la piscine : $V = 30\text{ m}^3$
- Capacité thermique de l'eau : $c = 4,2\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- Pour une variation de la température de l'eau de $\Delta T = 1\text{ K}$, il faut $\Delta t = 1000\text{ s}$

1. Donner le schéma thermodynamique de la PAC. Signe des échanges d'énergie à justifier.
2. Calculer le coefficient de performance.
3. Calculer la puissance électrique de l'installation.



2. Premier principe sur un cycle :

$$\Delta U_{\text{cycle}} = W + Q_{ch} + Q_{fr} = 0 \quad (1)$$

Deuxième principe sur un cycle :

Hypothèses :
Cycle de Carnot

$$\Delta S_{\text{cycle}} = \cancel{S_{\text{ext}}} + \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} + \frac{Q_{fr}}{T_{fr}} = 0 \quad (2)$$

(réversible)

$$COP = - \frac{Q_{ch}}{W} = \frac{Q_{ch}}{Q_{ch} + Q_{fr}} \quad \text{d'après (1)}$$

D'après (2) :

On obtient :

$$Q_{fr} = - Q_{ch} \frac{T_{fr}}{T_{ch}}$$

$$COP = \frac{Q_{ch}}{Q_{ch} - Q_{ch} \frac{T_{fr}}{T_{ch}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{fr}}{T_{ch}}}$$

$$COP = \frac{T_{ch}}{T_{ch} - T_{fr}}$$

Donc :

$$COP = \frac{T_p}{T_p - T_a} = \frac{20 + 273}{(20 + 273) - (7 + 273)} = \frac{293}{26} \approx 11.27$$

Très idéal !

3- On détermine $|Q_{ch}|$ nécessaire pour chauffer la pièce :

$$|Q_{ch}| = \Delta H_p = C_p \cdot \Delta T$$

$$= m \cdot c \cdot \Delta T$$

$$= \rho \cdot V \cdot c \cdot \Delta T$$

On détermine W :

$$W = \frac{|Q_{ch}|}{COP} = \frac{\rho V c \cdot \Delta T}{COP}$$

soit la puissance mécanique / électrique de l'installation :

$$P = \frac{W}{\Delta t} = \frac{\rho V c \cdot \Delta T}{COP \cdot \Delta t}$$

Avec :

$$P = \frac{1000 \times 30 \times 4,2 \cdot 10^3}{23} \times \frac{1}{1000}$$

$$= 5,5 \text{ kW}$$

Exercice 17 : Cycle réfrigérant au CO₂ [oral banque PT]

Le CO₂ (R744) est un fluide frigorigène de plus en plus utilisé car il est considéré comme un fluide écologique : son impact sur la couche d'ozone est nul et son impact sur l'effet de serre est faible. Ses caractéristiques thermodynamiques sont excellentes et permettent d'envisager un bel avenir pour ce fluide, malgré les pressions de service beaucoup plus élevées que celles des HFC qui peuvent poser des problèmes de sécurité.

On s'intéresse à un cycle réfrigérant, parcouru par du CO₂, selon les étapes suivantes :

- une compression adiabatique réversible d'un état 1 ($P_1 = 35$ bar, vapeur saturante sèche) jusqu'à $P_2 = 90$ bar ;
- un refroidissement isobare jusqu'à $T_3 = 40$ °C ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression $P_4 = P_1$;
- une transformation isobare jusqu'à retrouver l'état de départ.

Le diagramme des frigoristes du CO₂ est représenté ci-dessous.

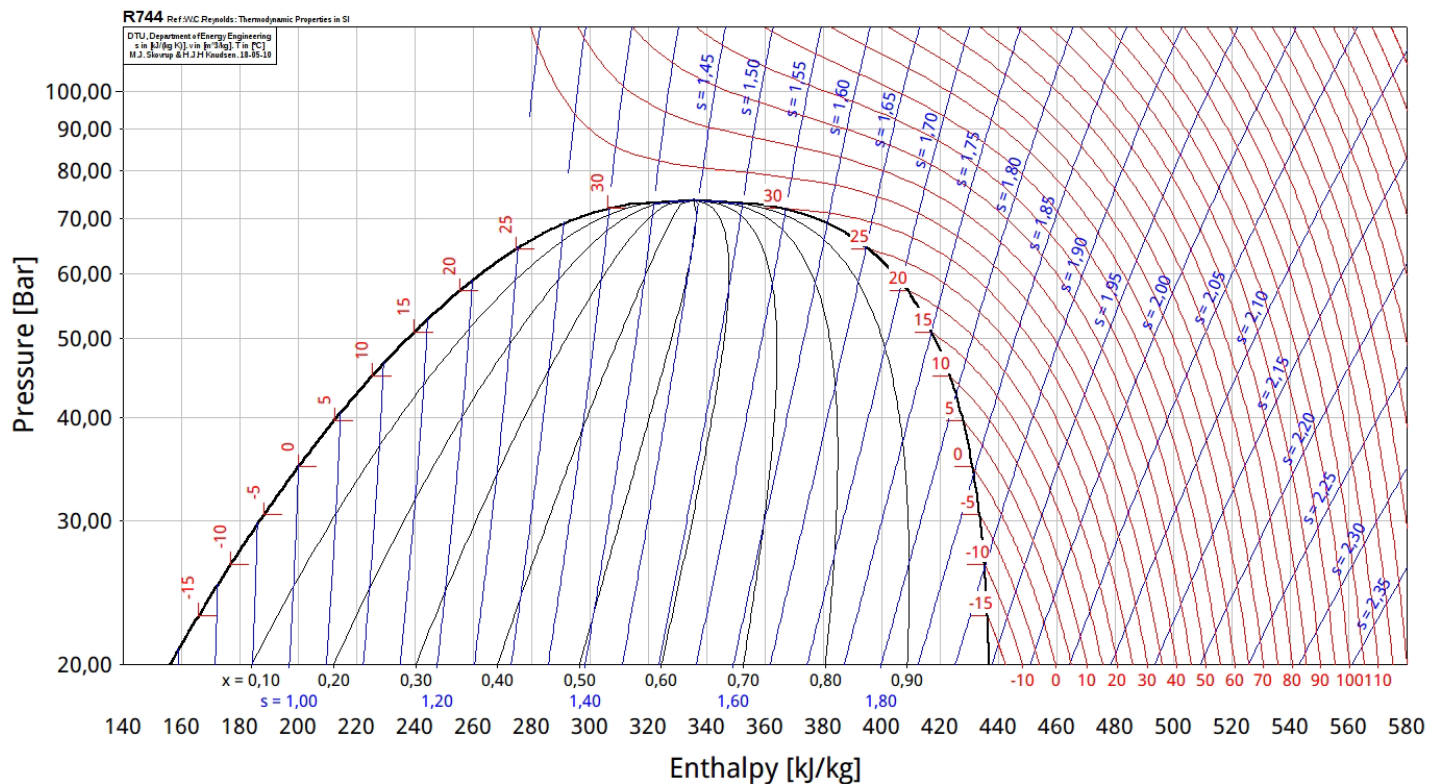
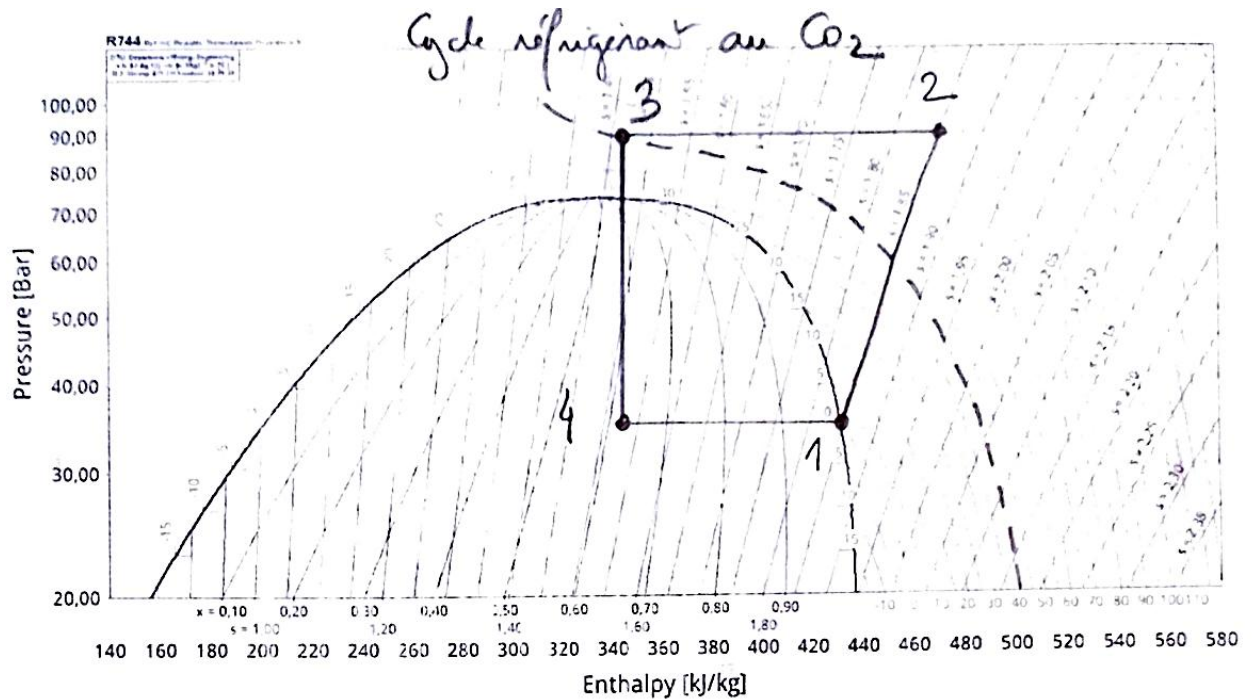


Figure 1 – Diagramme des frigoris du CO₂.

- 1 - Justifier l'allure des courbes isothermes en utilisant les cas limites.
- 2 - Dessiner le cycle sur le diagramme.
- 3 - On utilise cette machine en fonctionnement frigorifique. Dans quel sens le cycle est-il parcouru ?
- 4 - Calculer la chaleur échangée avec la source froide.
- 5 - Calculer l'efficacité du cycle. Comment l'améliorer ?



Exercice 8. Cycle réfrigérant au CO₂ (corrigé Etienne Thibierge)

1 • **Domaine liquide** : l'enthalpie massique d'une phase condensée indilatable incompressible ne dépend que de la température. Les isothermes sont donc confondues avec les isenthalpes, c'est-à-dire que ce sont des **droites verticales** dans le diagramme des frigoristes (qui ne sont usuellement représentées que par les encoches sur la courbe de saturation).

• **Domaine diphasé** : lorsque les deux phases coexistent, température et pression sont liées de façon univoque. Les isothermes sont donc confondues avec les isobares, il s'agit donc de **droites horizontales** (qui ne sont également représentées que par les encoches sur la courbe de saturation).

• **Domaine gazeux** : l'enthalpie massique d'un gaz parfait ne dépend que de la température. Suffisamment loin de la courbe de saturation, les isothermes deviennent donc à nouveau des **droites verticales**. C'est moins simple dans le domaine intermédiaire où le gaz n'est pas parfait.

2 Le cycle est représenté figure 3.

• **État (1)** : on part de vapeur saturante sèche, ce qui signifie que l'état (1) est sur la courbe de saturation, à droite du domaine diphasé.

• **Étape (1)→(2)** : la compression est isentropique, donc suit une isentrope (courbe bleue). L'état (2) est atteint au croisement de l'isobare (horizontale) $P = P_2 = 90$ bar.

• **Étape (2)→(3)** : les isobares sont horizontales. Le point (3) est atteint au croisement avec l'isotherme $T = T_3 = 40$ °C.

- **Étape (3)→(4)** : aucun travail n'est échangé dans un détendeur. Comme la détente est de plus adiabatique, alors d'après le premier principe elle est isenthalpique, et se représente donc par une verticale. L'état (4) est atteint au croisement avec l'isobare $P = P_1 = 35 \text{ bar}$.

- **Étape (4)→(1)** : c'est une isobare, donc une horizontale jusqu'à retrouver l'état (1).

3 Quel que soit le diagramme, un cycle frigorifique est toujours parcouru en sens **trigonométrique**, ce qui correspond bien à l'ordre dans lequel les étapes sont décrites.

4 L'échange avec la source froide a lieu lors de l'étape (4)→(1). Si elle se fait dans un évaporateur sans échange de travail mais seulement un transfert thermique massique q_f , alors d'après le premier principe

$$h_1 - h_4 = 0 + q_f \quad \text{soit} \quad q_f = 90 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

5 Dans un cycle frigorifique, c'est le travail de compression w_{compr} au cours de l'étape (1)→(2) qui est coûteux. On peut supposer ici la source chaude gratuite puisque l'étape de refroidissement (2)→(3) se fait intégralement à des températures supérieures à la température ambiante. La compression étant adiabatique, d'après le premier principe,

$$h_2 - h_1 = w_{\text{compr}} + 0 \quad \text{soit} \quad w_{\text{compr}} = 40 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

6 L'efficacité vaut

$$e = \frac{q_f}{w_{\text{compr}}} = 2,2.$$

Cette valeur d'efficacité est typique des machines frigorifiques. Dans le cas présent, elle pourrait probablement être améliorée en laissant l'étape (2)→(3) se poursuivre jusqu'à une température plus faible, typiquement la température ambiante.

Exercice 18 : Climatisation d'une voiture (ATS 2012)

(Annexe 6)

La quasi-totalité des véhicules neufs sont aujourd'hui équipés d'une climatisation. Pour refroidir l'air intérieur du véhicule, un fluide frigorigène, l'hydrofluorocarbure HFC connu sous le code R134a, effectue en continu des transferts énergétiques entre l'intérieur, l'extérieur du véhicule et le compresseur.

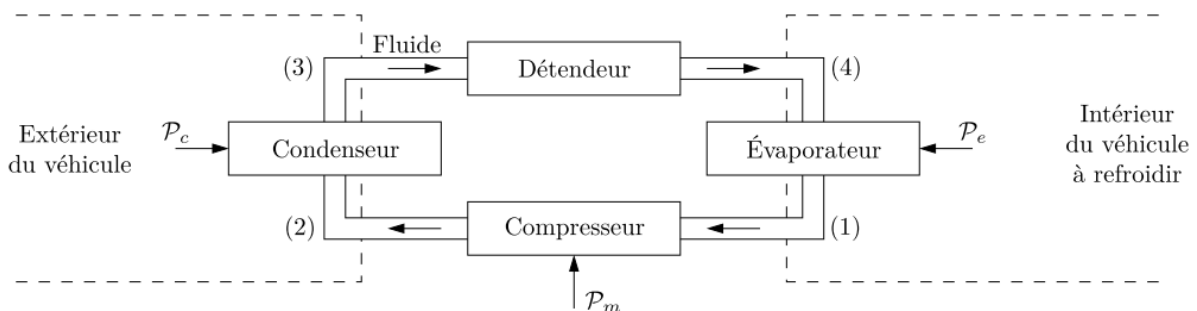


Figure 10 - Structure de la climatisation

1. Les chlorofluorocarbures ou CFC comme le fréon, sont des fluides frigorigènes qui ont été très longtemps utilisés. Pourquoi ces fluides ne sont-ils plus utilisés aujourd'hui ?

Sur le diagramme enthalpique (p, h) (cf. document réponse en annexe) de l'hydrofluorocarbure HFC, de masse molaire $M = 32 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$ sont représentés :

- la courbe de saturation de l'équilibre liquide vapeur de l'hydrofluorocarbure HFC (en trait fort)

- les isothermes pour des températures comprises entre -40 °C et 160 °C par pas de 10 °C
- les isentropiques pour des entropies massiques comprises entre $1,70\text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$ et $2,25\text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$ par pas de $0,05\text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$.
- les isotitres en vapeur sous la courbe de saturation pour des titres massiques en vapeur x_v , variant de 0 à 1 par pas de 0,1.
- P est en bar et h en kJ.kg^{-1}

Lors de l'exploitation du diagramme, les mesures seront faites avec les incertitudes suivantes :

Δh $\pm 5\text{ kJ.kg}^{-1}$	Δs $\pm 50\text{ J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$	Δx $\pm 0,05$	ΔT $\pm 5\text{ °C}$	Δp $\pm 5\%$
---	---	--------------------------	---------------------------------	-------------------------

- Indiquer sur le diagramme (document réponse) les domaines liquide, vapeur, équilibre liquide-vapeur du fluide.
- Dans quel domaine du diagramme le fluide à l'état gazeux peut-il être considéré comme un gaz parfait ?

On étudie dans la suite l'évolution du fluide au cours d'un cycle en régime permanent. Le débit massique est $D_m = 0,1\text{ kg.s}^{-1}$.

- Rappeler l'expression du premier principe appliqué à un système ouvert en régime permanent (expression en terme de puissances) en définissant les différents termes introduits.

La puissance thermique P_e reçue par le fluide dans l'évaporateur permet la vaporisation isobare complète du fluide venant de (4) et conduit à de la vapeur à température $T_1 = 5\text{ °C}$ et pression $p_1 = 3\text{ bar}$: point 1.

- Placer le point (1) sur le diagramme (document réponse). Relever la valeur de l'enthalpie massique h_1 et de l'entropie massique s_1 du fluide au point (1).

Le compresseur aspire la vapeur (1) et la comprime de façon isentropique avec un taux de compression $r = p_2/p_1 = 6$.

- Déterminer p_2 . Placer le point (2) sur le diagramme (document réponse). Relever la valeur de la température T_2 et celle de l'enthalpie massique h_2 en sortie du compresseur.
- Déterminer la valeur de la puissance P_m du travail mécanique reçu par le fluide lors de son passage dans le compresseur. Commenter le signe de P_m .

Le fluide sortant du compresseur entre dans le condenseur dans lequel il est refroidi de manière isobare jusqu'à la température $T_3 = 60\text{ °C}$: point (3).

- Placer le point (3) sur le diagramme (document réponse). Relever la valeur de l'enthalpie massique h_3 en sortie du condenseur.

Le fluide sortant du condenseur est détendu dans le détendeur supposé adiabatique jusqu'à la pression de l'évaporateur p_1 : point (4).

- Montrer que la transformation dans le détendeur est isenthalpique.
- Placer le point (4) sur le diagramme (document réponse) et tracer le cycle complet. Relever la valeur de la température T_4 et le titre massique en vapeur x_4 en sortie du détendeur.
- En déduire la puissance thermique échangée P_e par le fluide lors de son passage à travers l'évaporateur entre (4) et (1). L'air intérieur du véhicule est-il refroidi?
- Définir l'efficacité e , ou coefficient de performance, du climatiseur. Calculer sa valeur.

13. Comparer cette valeur à celle d'un climatiseur de Carnot fonctionnant entre la température de l'évaporateur et la température de liquéfaction du fluide sous la pression p_2 . Commenter le résultat obtenu.

1. Pbs de pollution (destruction couche d'ozone)

2. Diagramme.

3. born de la courbe de saturation.

4. $D_m (h_s - h_e) = P_i + P_{th}$

D_m = débit massique ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

h_s = enthalpie massique en sortie ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)

h_e = " " en entrée

P_i = puissance mécanique indiquée

P_{th} = puissance thermique reçue

Remarque : On néglige les variations d'énergie cinétique (termes $\frac{1}{2}c^2$ ou $\frac{1}{2}v^2$)

ainsi que les variations d'énergie potentielle (termes gz) -

5. On relève : $h_1 = 405 \text{ kJ/kg}$
 $s_1 = 1,72 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

6. $r = \frac{p_2}{p_1} = 6$ d'où : $p_2 = 6 \cdot p_1 = \underline{18 \text{ bars}}$

On relève : $T_2 = 67^\circ \text{C}$
 $h_2 = 435 \text{ kJ/kg}$

7. $D_m (h_s - h_e) = P_i + \cancel{P_{th}}$
 (adiabatique).

d'où :

$$P_i = \dot{m} (h_5 - h_e) \quad (\text{on}) \quad P_{\text{comp}} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$
$$P_{\text{comp}} = 0,1 \times (435 - 405)$$
$$= 0,1 \times 30 = \underline{3 \text{ kW}} > 0$$

$P_{\text{comp}} > 0$:

le compresseur fournit un travail au fluide (compression).

8. On lit : $h_3 = 290 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

9. Dans le détendeur :

$$P_i = 0 \quad (\text{pas de pièce mécanique mobile}).$$

$$P_{\text{th}} = 0 \quad (\text{adiabatique}).$$

D'où : $\Delta h = 0$ - Isenthalpique.

10. $h_4 = h_3 = 290 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ $P_4 = \underline{3,0 \text{ bar}}$

On lit :

$$T_4 = 0^\circ \text{C}$$
$$x_4 = \underline{0,45}$$

11. $\dot{m} (h_1 - h_4) = P_{\text{evap}} + P_{\text{th evap}}$
pour l'évaporateur.

D'où :

$$P_{\text{evap}} = 0 \quad (\text{pas de pièce mécanique mobile})$$

$$P_{\text{th evap}} = P_e$$

On obtient :

$$P_e = \dot{m} (h_1 - h_4)$$
$$= 0,1 \times (405 - 290)$$
$$= \underline{11,5 \text{ kW}}$$

$P_e > 0$: le fluide reçoit de l'énergie
 \Rightarrow l'air contenu de la valve est refroidi.

$$12. e = COP = \frac{Q_{fr}}{W} = \frac{P_e}{P_{comp}} \\ \approx \frac{11,5}{3} \approx \frac{3,8}{1}$$

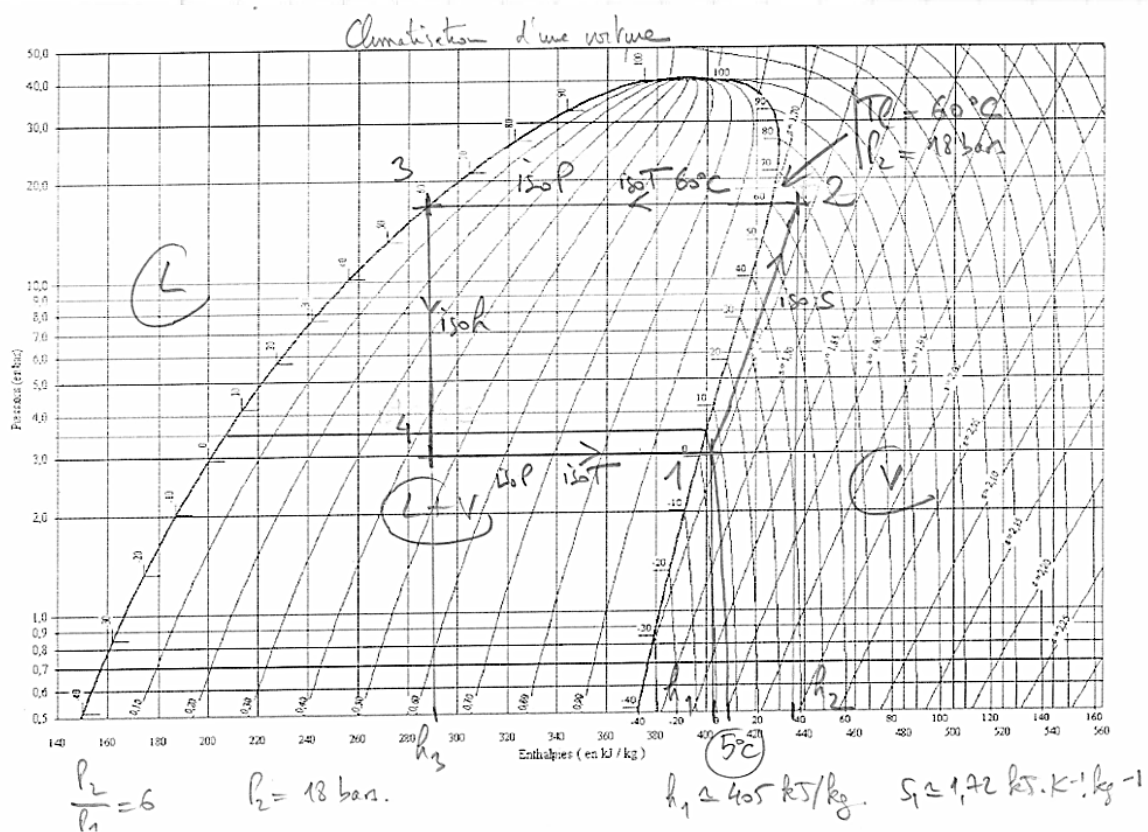
13. Carnot

$$T_f = 60^\circ\text{C} \text{ à } 18 \text{ bars} \quad T_e = 0^\circ\text{C} \text{ à } 3 \text{ bars}$$

$$e_{\text{carnot}} = \frac{T_{fr}}{T_{ch} - T_{fr}} \quad \text{à retenir}$$

$$e_{\text{carnot}} = \frac{273}{(60 + 273) - (0 + 273)} = 4,5$$

$e < e_{\text{carnot}}$ car transformations irréversibles dans la réalité.



Exercice 19 : Turboalternateur d'une centrale thermique – cycle de Hirn (Annexe 7)

On s'intéresse à l'installation représentée ci-dessous, qui modélise une centrale thermique à flamme (gaz ou charbon). Le fluide thermodynamique est de l'eau, qui suit un cycle appelé cycle de Hirn avec resurchauffe.

L'eau liquide est chauffée par une chaudière thermique dans un générateur de vapeur, qui débite de la vapeur d'eau à 550 °C et 100 bar (état 1). Cette vapeur subit une détente adiabatique réversible dans une première turbine dite haute pression, d'où elle sort à la pression de 10 bar (état 2). Un surchauffeur isobare, lui aussi relié à la chaudière, ramène la vapeur à la température initiale (état 3). La vapeur passe ensuite dans la seconde turbine, dite basse pression, d'où sort de l'eau à la température de 40 °C (état 4). Cette eau est envoyée dans un condenseur d'où elle sort à l'état de liquide juste saturant (état 5), puis elle est pompée de manière adiabatique réversible (état 6) et renvoyée en entrée du générateur de vapeur où elle subit un échauffement isobare. Les arbres des deux turbines sont liés entre eux.

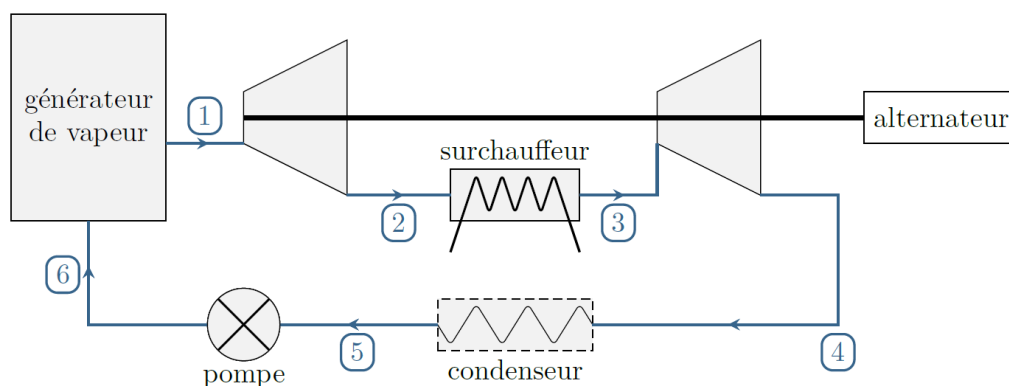
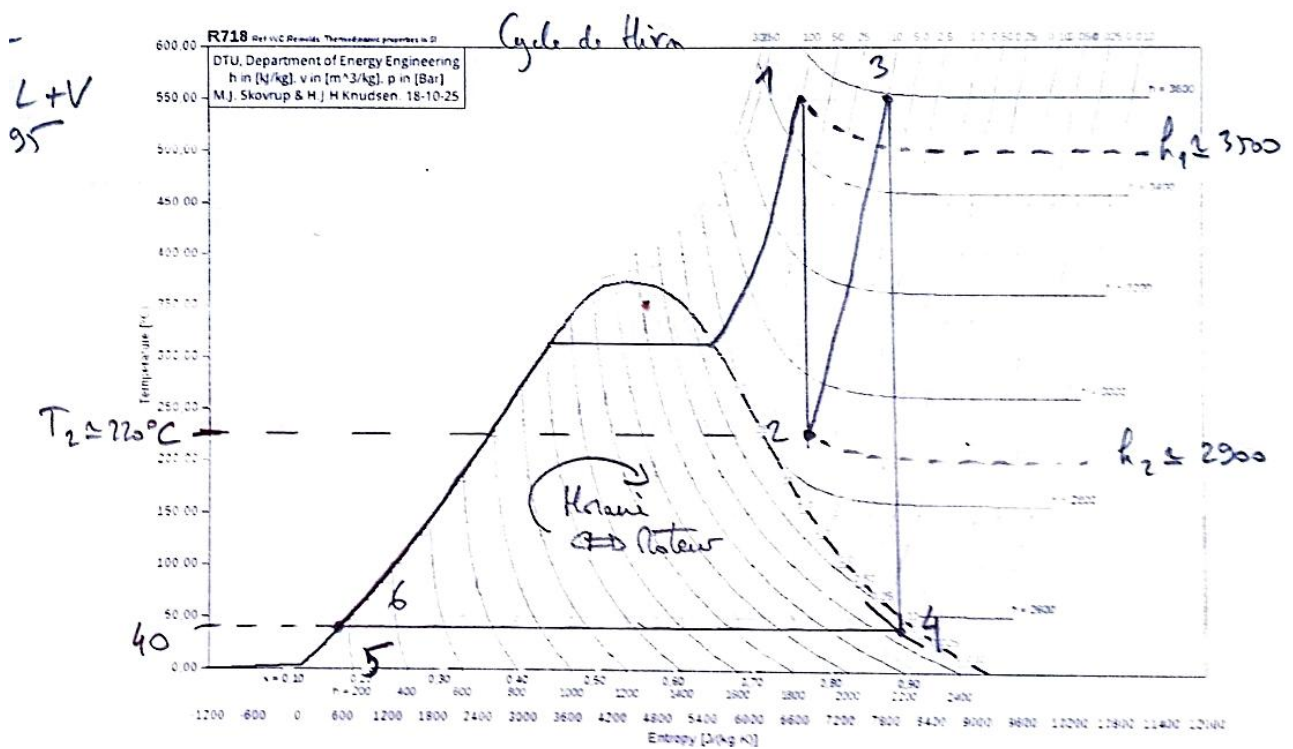


Schéma d'une turbine à vapeur étagée

- 1 - Tracer le cycle parcouru par l'eau dans le diagramme entropique fourni ci-dessous. Pourquoi le point 6 est-il confondu avec le point 5 ? Commenter son sens de parcours.
- 2 - En déduire la température de l'eau dans l'état 2 et l'état de l'eau dans l'état 4.
- 3 - Déterminer les enthalpies massiques de l'eau aux six points du cycle. Comment interpréter physiquement l'égalité $h_5 = h_6$?
- 4 - Déterminer le travail massique disponible sur l'arbre des turbines.
- 5 - Si on considère que l'alternateur a un rendement électromécanique de 90 %, déterminer le débit d'eau à imposer pour obtenir une puissance électrique de 400 MW.
- 6 - Quelle est la quantité de chaleur massique dépensée au surchauffeur ?
- 7 - Calculer le rendement thermodynamique de ce turboalternateur.



1. Sens korani \leftrightarrow Poteur

2. In ltr : $T_2 \approx 220^\circ\text{C}$
 $x_4 \approx 0,95$

3. $h_1 \approx 3500 \text{ kJ/kg}$
 $h_2 \approx 2900 \text{ kJ/kg}$
 $h_3 \approx 3600 \text{ kJ/kg}$
 $h_4 \approx 2800 \text{ kJ/kg}$
 $h_5 \approx 200 \text{ kJ/kg} = h_6$

$\gamma = 6$. Il faut peu d'énergie pour comprimer un liquide.

$$\begin{aligned}
 4. -W_{\text{rot}} &= w_{12} + w_{34} \\
 &= \Delta h_{12} + \Delta h_{34} \\
 &= h_2 - h_1 + h_4 - h_3 \\
 &= 2900 - 3500 + 2500 - 3600 \\
 &= -600 - 1100 = -1700 \text{ kJ/kg} .
 \end{aligned}$$

d'où : $\underline{W_{\text{rot}} = 1700 \text{ kJ/kg}}$

$$5. \underset{\substack{\downarrow \\ \text{Débit massique}}}{D_m} \cdot (\underbrace{+W_{\text{rot}}}_{\substack{\downarrow \\ \text{Travail massique} \\ \text{du fluide}}}) = P_i = \frac{P_m}{\eta}$$

d'où :

$$D_m = \frac{P_m}{\eta \cdot W_{\text{rot}}} = \frac{400 \cdot 10^6}{0,90 \times 1,7 \cdot 10^5} = \underline{260 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$6. q_{23} = h_3 - h_2 = 3600 - 2900 = 700 \text{ kJ/kg} .$$

↘ (Surchauffeur)

$$q_{61} = h_1 - h_6 = 3500 - 200 = 3300 \text{ kJ/kg}$$

↘ (générateur de vapeur).

$$7. \eta = \frac{W_{\text{rot}}}{q_{23} + q_{61}} = \frac{1700}{700 + 3300} = \underline{0,42}$$