

TERMODINÁMICA

Problema – 1 (4 puntos)

Nombre _____ Grupo _____

Se tiene un ciclo combinado compuesto por una turbina de gas que sigue un ciclo Brayton sencillo (CBT) más un ciclo de vapor Rankine, regenerativo, con un solo calentador de agua de alimentación del tipo de mezcla, abierto. De la instalación, que produce, en conjunto, una potencia neta de 32580 kW, se conocen las siguientes características:

Ciclo Brayton:

- Aire, gas perfecto ($\gamma = 1.4$, $R = 287 \text{ J/kg-K}$) a lo largo de todo el ciclo.
- Aire entrando en el compresor a 1 bara y 20°C
- Relación de presiones ($P_{\text{salida}}/P_{\text{entrada}}$) en el compresor: 15
- Rendimiento adiabático-isentrópico del compresor = 80%
- Temperatura de los gases de entrada en turbina: 1200°C
- Rendimiento adiabático-isentrópico de la turbina: 81.9135 %

Caldera de recuperación:

- Adiabática en su conjunto (no hay pérdidas de calor hacia el exterior).
- Temperatura de salida de los gases a la atmósfera: 175°C

Ciclo Rankine:

- Presión del vapor principal entrando en la turbina: 40 bara
- Presión de la extracción intermedia hacia el calentador abierto: 5 bara
- Entalpía de la extracción intermedia hacia el calentador abierto: 2800 kJ/kg
- Presión en el condensador: 0.1 bara
- Rendimiento adiabático-isentrópico de la turbina de vapor, entre la extracción al calentador y el escape al condensador: 75%.
- La línea de extracción de la turbina (desde la entrada de vapor principal hasta el escape al condensador) es una recta en el diagrama de Mollier.
- Del calentador de mezcla el agua sale en condiciones de líquido saturado a la presión de operación del calentador y del condensador el agua sale igualmente como líquido saturado a la presión del mismo.
- Se supone que las bombas tienen una eficiencia del 100%, es decir, en las bombas $\Delta h = v_{\text{entrada}} * \Delta P$

Tablas de agua en saturación, necesaria para la resolución:

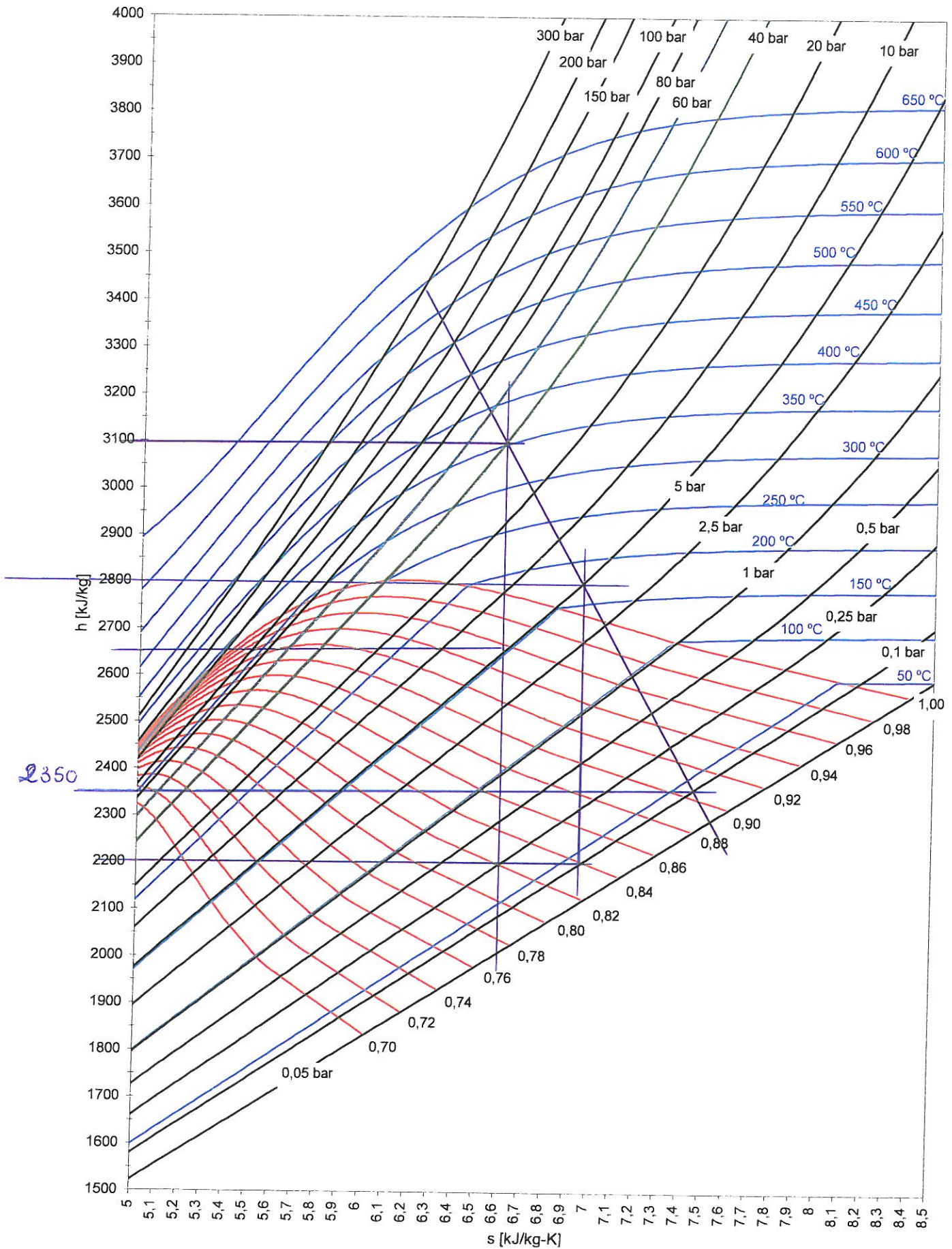
P (bara)	T ($^\circ\text{C}$)	$v_f (\text{m}^3/\text{kg})$	$v_g (\text{m}^3/\text{kg})$	$h_f (\text{kJ/kg})$	$h_g (\text{kJ/kg})$
0.1	45.81	0.001010	14.67056	191.81	2583.89
5	151.84	0.001093	0.374804	640.19	2748.11

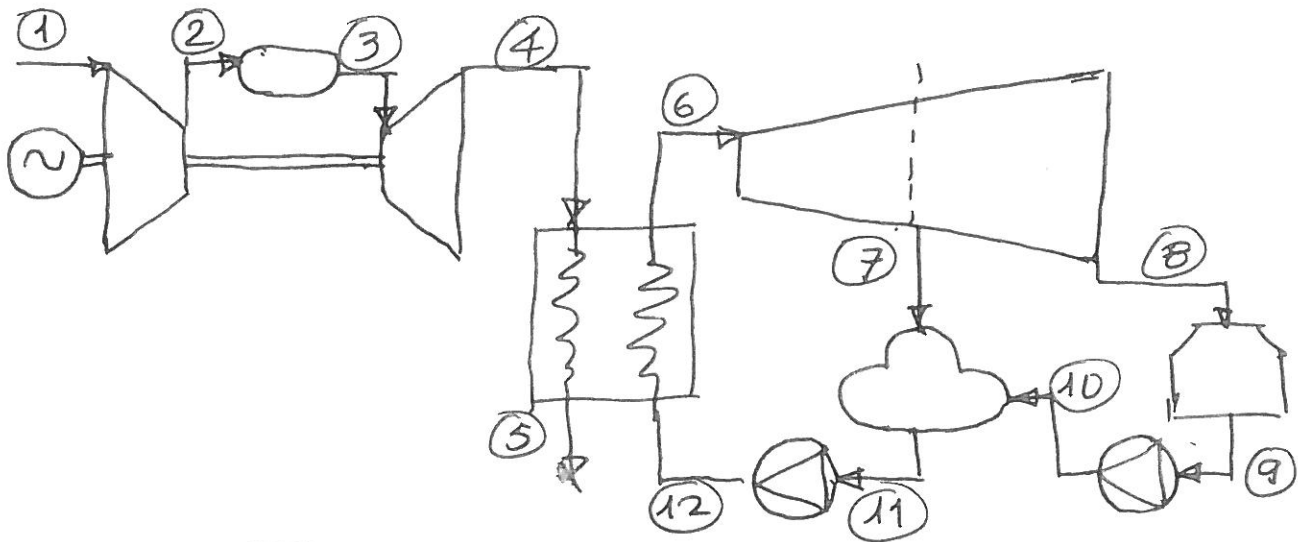
Se pide (Forzosamente la turbina de vapor se ha de resolver usando el diagrama de Mollier adjunto; **las lecturas de entalpía en este diagrama se redondearán a la cincuenta más próxima, por ejemplo, si el alumno cree encontrar un valor de 2627.4 lo redondeará a 2650, si fuese de 2622.7 lo debería redondear a 2600**):

1. Dibujar un diagrama de la instalación
2. Rendimiento del ciclo Brayton
3. Rendimiento de la turbina de vapor (entre entrada y extracción intermedia)
4. Rendimiento del ciclo Rankine
5. Flujo másico de aire del ciclo Brayton
6. Flujo másico de vapor del ciclo Rankine
7. Potencia neta del ciclo Brayton
8. Potencia neta del ciclo Rankine
9. Rendimiento global de la instalación

En todos los conductos y equipos que no sean turbinas, compresores y bombas se desprecian las pérdidas de presión.

Diagrama de Mollier del agua





	\dot{m}	P (BAR)	T	$T_s (K)$	$H (kJ/kg)$	H_s	$v_3 / m^3/kg$
1	\dot{m}_B	1	293 K				
2	\dot{m}_B	15	720.72 K	635.18			
3	\dot{m}_B	15	1473 K				
4	\dot{m}_B	1	823 K	679.48			
5	\dot{m}_B	1	175 °C				
6	\dot{m}_R	40			3100		
7	$\alpha \dot{m}_R$	5			2800		
8	$(1-\alpha) \dot{m}_R$	0.1			2350	2200	
9	$(1-\alpha) \dot{m}_R$	0.1			191.81		0.00101
10	$(1-\alpha) \dot{m}_R$	5			192.30		
11	\dot{m}_R	5			640.19		0.001093
12	\dot{m}_R	40			644.02		

$$\gamma = 1.4$$

$$R = 0.287$$

$$C_p = 1.0045 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Entre 7 y 8 $\eta = 0.75 = \frac{2800 - H_8}{2800 - 2200}$; $H_8 = 2350$

Recta que pasa por 7 y 8 corta a línea de 40 bar

en $H_6 = 3100$; $H_{75} = 2650$
 Entre 6 y 7 $\eta = \frac{3100 - 2800}{3100 - 2650} = 66.6\%$

$$H_{10} = H_9 + 0.00101 \times 100 \times (5 - 0.1) = 192,305$$

$$H_{12} = H_{11} + 0.001093 \times 100 (40 - 5) = 644,0155$$

$$T_{25} = 293 \times 15^{0.4/1.4} = 635,175 \text{ K}$$

$$T_{45} = 1473 \times \left(\frac{1}{15}\right)^{0.4/1.4} = 679,48 \text{ K}$$

$$\frac{T_1 - T_{25}}{T_1 - T_2} = 0.8; \quad T_2 = 720,72 \text{ K}$$

$$\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{45}} = 0.819135; \quad T_4 = 823 \text{ K} = 550^\circ\text{C}$$

Balance energético en la caldera de recuperación

$$\dot{m}_B (h_4 - h_5) = \dot{m}_R (H_6 - H_{12})$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_B} = \frac{1.0045 (550 - 175)}{3100 - 644,02} = 0.1533756$$

Balance en calentador abierto

$$(1-\alpha) H_{10} + \alpha H_7 = H_{11} ; \alpha = 0.17175672$$

Trabajos unitarios (kJ/kg)

$$W_C \text{ Compresor } 1.0045 \times (720.72 - 293) = 429.645$$

$$W_{TG} \text{ Turbina gas } 1.0045 \times (1473 - 823) = 652.925$$

$$\text{Trabajo neto Brayton} = 223.28$$

$$W_{TV} \text{ Turbina vapor } (3100 - 2800) + (1-\alpha)(2800 - 2350)$$

$$W_{BC} \text{ Bomba condensado } (1-\alpha)(192.3 - 191.81)$$

$$W_{BAA} \text{ Bomba agua alimentación } (644.02 - 640.19)$$

$$W_{TV} = 672.7095 ; W_{BC} = 0.40584 ; W_{BAA} = 3.83$$

Calor aportado en cámara de combustión:

$$q_c = 1.0045 (1473 - 720.72) = 755.665 \text{ kJ/kg}$$

~~Rede Calor Intercambio~~

Rendimiento ciclo Brayton

$$\eta_{BR} = \frac{223.28}{755.665} = 29.547\%$$

Determinación de caudales

$$\dot{m}_B [223.28 + 0.1533756 \times (672.7095 - 0.40584 - 3.83)] =$$

$$= 32580 ; \dot{m}_B = 100 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_R = 15.33756 \text{ kg/s}$$

Calor intercambiado en caldera

$$\dot{m}_R (3100 - 644.02) = 37668.75 \text{ kW}$$

Potencia producida Brayton: $100 \times 223.28 = 22328 \text{ kW}$

Potencia producida por Rankine
 $32580 - 22328 = 10252 \text{ kW}$

Eficiencia ciclo Rankine

$$\eta_R = \frac{10252}{37668.75} = 27.2162\%$$

Calor aportado en cámara de combustión

$$\dot{Q}_c = 100 \times (1473 - 720.72) 1.0045 = 75566.5 \text{ kW}$$

Rendimiento global: $\frac{32580}{75566.5} = 43.11\%$

TERMODINÁMICA

Problema – 2 (3 puntos)

Nombre _____ Grupo _____

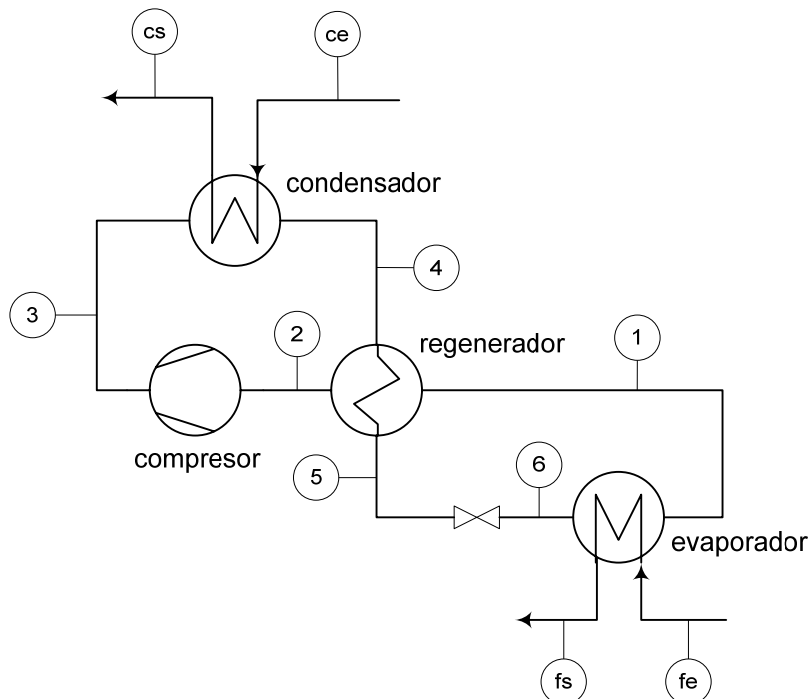
El esquema adjunto representa un ciclo de refrigeración que retira 50 kW del foco frío, que está constituido por una corriente de agua que llega (fe) a 12°C y sale de la instalación (fs) a 7°C. La presión del fluido del ciclo en el condensador es 9,2 bar y en el evaporador de 5,2 bar. El condensador cede calor al foco caliente, constituido por una corriente de agua que llega a la instalación (ce) a 20°C y la abandona (cs) a 25°C. El compresor es adiabático y tiene un rendimiento isentrópico del 75%.

El vapor (2) abandona el regenerador a una temperatura 5°C inferior a la del líquido a la entrada del mismo (4). El fluido de trabajo es líquido saturado a la salida del condensador y vapor saturado a la salida del evaporador.

Se desprecian las pérdidas de presión en los intercambiadores y conductos.

Determinar:

- Potencia mecánica que consumiría un ciclo de refrigeración totalmente reversible operando entre esos dos focos
- Potencia mecánica consumida realmente por el compresor en el ciclo dado



Tablas del R290 como vapor sobrecalentado

5,2 bar (Tsat = 3,029°C)					7,2 bar (Tsat = 14,41°C)				
T	v	u	h	s	T	v	u	h	s
[°C]	[m³/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg-kg]	[°C]	[m³/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg-kg]
sat	0,08849	532,1	578,1	2,36891	sat	0,06428	544,0	590,2	2,35871
3,5	0,08856	532,8	578,8	2,37159	15	0,06441	544,9	591,3	2,36231
8,5	0,09096	540,6	587,9	2,40399	15,5	0,06460	545,7	592,2	2,36566
13,5	0,09330	548,4	596,9	2,43570	16	0,06478	546,6	593,2	2,36901
18,5	0,09559	556,2	605,9	2,46686	16,5	0,06497	547,4	594,2	2,37234
23,5	0,09785	564,1	614,9	2,49758	17	0,06516	548,2	595,1	2,37566
28,5	0,10006	572,0	624,0	2,52792	17,5	0,06535	549,0	596,1	2,37897
33,5	0,10225	580,0	633,2	2,55793	18	0,06553	549,9	597,1	2,38228
38,5	0,10442	588,0	642,3	2,58766	18,5	0,06572	550,7	598,0	2,38557
43,5	0,10656	596,2	651,6	2,61714	19	0,06590	551,5	599,0	2,38886
48,5	0,10868	604,4	660,9	2,64638	19,5	0,06609	552,4	599,9	2,39214

9,2 bar (Tsat = 23,65°C)					11,2 bar (Tsat = 31,52°C)				
T	v	u	h	s	T	v	u	h	s
[°C]	[m³/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg-kg]	[°C]	[m³/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg-kg]
sat	0,05024	553,3	599,6	2,35182	sat	0,04102	561,1	607,0	2,34645
24	0,05029	553,9	600,2	2,35392	32	0,04112	561,9	608,0	2,34962
28	0,05155	560,9	608,3	2,38116	36	0,04223	569,3	616,5	2,37754
32	0,05277	567,8	616,4	2,40774	40	0,04330	576,5	625,0	2,40470
36	0,05396	574,7	624,4	2,43381	44	0,04433	583,7	633,4	2,43126
40	0,05512	581,7	632,4	2,45943	48	0,04534	590,9	641,7	2,45731
44	0,05626	588,6	640,3	2,48469	52	0,04633	598,1	650,0	2,48295
48	0,05738	595,5	648,3	2,50963	56	0,04729	605,3	658,2	2,50822
52	0,05848	602,5	656,3	2,53428	60	0,04823	612,5	666,5	2,53317
56	0,05956	609,4	664,2	2,55869	64	0,04916	619,7	674,8	2,55785
60	0,06063	616,5	672,2	2,58287	68	0,05008	627,0	683,0	2,58228

Tablas de saturación del R290 (líquido-vapor)

p [bar]	T [°C]	v _f [m³/kg]	v _g [m³/kg]	u _f [kJ/kg]	u _g [kJ/kg]	h _f [kJ/kg]	h _g [kJ/kg]	s _f [kJ/kg-K]	s _g [kJ/kg-K]
2	-25,44	0,001783	0,21954	138,38	501,7	138,74	545,6	0,76673	2,40936
2,5	-19,38	0,001807	0,17804	152,58	508,2	153,03	552,7	0,82332	2,39838
3	-14,18	0,001829	0,14988	164,92	513,8	165,46	558,8	0,87145	2,39011
3,5	-9,593	0,001848	0,12947	175,92	518,7	176,57	564,0	0,91356	2,38362
4	-5,476	0,001867	0,11397	185,91	523,1	186,66	568,7	0,95118	2,37834
4,5	-1,728	0,001885	0,10178	195,10	527,1	195,95	572,9	0,98528	2,37396
5	1,721	0,001901	0,09192	203,64	530,7	204,59	576,7	1,01656	2,37025
5,5	4,923	0,001917	0,08379	211,64	534,1	212,69	580,2	1,04551	2,36704
6	7,916	0,001933	0,07696	219,18	537,2	220,34	583,4	1,07251	2,36424
6,5	10,73	0,001948	0,07113	226,33	540,1	227,60	586,4	1,09786	2,36176
7	13,39	0,001962	0,06611	233,03	542,9	234,41	589,2	1,12140	2,35954
7,5	15,91	0,001977	0,06172	239,65	545,5	241,14	591,8	1,14444	2,35753
8	18,31	0,001991	0,05786	245,90	547,9	247,50	594,2	1,16601	2,35569
8,5	20,6	0,002004	0,05443	251,92	550,3	253,62	596,5	1,18660	2,35400
9	22,8	0,002018	0,05137	257,72	552,5	259,54	598,7	1,20632	2,35242
9,5	24,91	0,002031	0,04862	263,33	554,6	265,26	600,8	1,22525	2,35094
10	26,94	0,002045	0,04613	268,77	556,6	270,81	602,7	1,24348	2,34955
10,5	28,89	0,002058	0,04386	274,05	558,5	276,21	604,6	1,26106	2,34822
11	30,78	0,002071	0,04180	279,18	560,3	281,46	606,3	1,27805	2,34694
11,5	32,61	0,002084	0,03990	284,26	562,1	286,65	608,0	1,29475	2,34572
12	34,38	0,002097	0,03816	289,14	563,8	291,66	609,6	1,31073	2,34452

a) El ciclo totalmente reversible presenta el COP de Carnot entre los focos dados. La temperatura del foco equivalente se determina a partir de la temperatura media de cada corriente.

$$T_f = \frac{12 - 7}{L\left(\frac{12 + 273}{7 + 273}\right)} = 282,49 \text{ K}$$

$$T_c = \frac{25 - 20}{L\left(\frac{25 + 273}{20 + 273}\right)} = 295,49 \text{ K}$$

$$\text{COP}_{\text{max}} = \frac{282,49}{295,49 - 282,49} = 21,73 = \frac{50 \text{ kW}}{\dot{W}_{\text{min}}}$$

$$\dot{W}_{\text{min}} = 2,3 \text{ kW}$$

b) Para hallar el consumo real es preciso resolver el ciclo

$$h_1 = h_g(5,2 \text{ bar}) = 578,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_f(9,2 \text{ bar}) = 261,83 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = T_{\text{sat}}(9,2 \text{ bar}) = 23,64^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 23,64 - 5 = 18,64^\circ\text{C} \Rightarrow h_2 = 606,15 \text{ kJ/kg}$$

El balance energético del regenerador:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5$$

de donde $h_5 = 578,1 + 261,83 - 606,15 = 233,78 \text{ kJ/kg} = h_6$

Resolviendo el compresor:

$$\Delta_2 = 2,46772 \text{ kJ/kg-K} \Rightarrow h_{3s} = 634,99 \text{ kJ/kg}$$

$$0,75 = \frac{634,99 - 606,15}{h_3 - 606,15} \Rightarrow h_3 = 644,61 \text{ kJ/kg}$$

El flujo másico se determina a partir de la potencia del evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_1 - h_6) \Rightarrow \dot{m} = \frac{50}{578,1 - 233,78} = 0,1452 \text{ kg/s}$$

Por tanto, el consumo del compresor será:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 0,1452 (644,61 - 606,15) = \underline{\underline{5,58 \text{ kW}}}$$

TERMODINÁMICA

Problema – 3 (3 puntos)

Nombre _____ Grupo _____

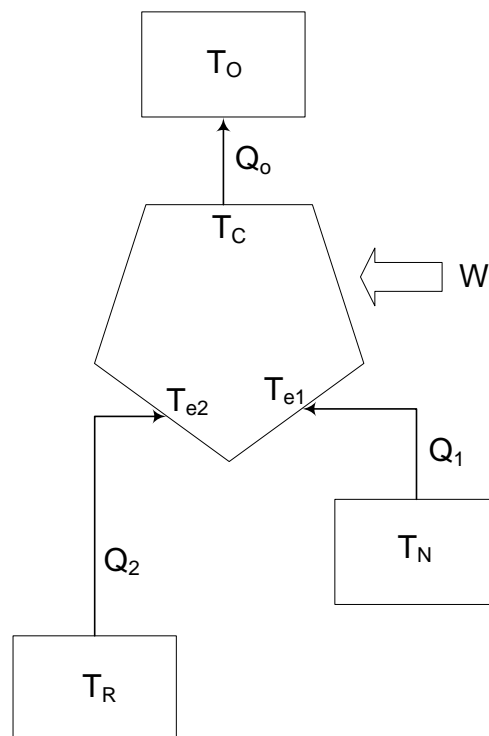
El esquema de la figura representa el ciclo termodinámico empleado en una nevera que dispone de dos espacios a refrigerar, uno a temperatura media (modelado como un foco a $T_N = 5^\circ\text{C}$) y otro a una temperatura baja (modelado como un foco a $T_R = -20^\circ\text{C}$). El ciclo disipa calor al ambiente (modelado como un foco a $T_o = 35^\circ\text{C}$).

El ciclo termodinámico recibe el calor procedente del foco T_N a una temperatura media entrópica $T_{e1} = 0^\circ\text{C}$ y el procedente del foco T_R a $T_{e2} = -25^\circ\text{C}$. A su vez, disipa calor a ambiente a una temperatura media entrópica $T_c = 55^\circ\text{C}$.

La nevera retira del foco T_N 1 kW y del foco T_R 1,5 kW.

Determinar:

- Potencia mecánica que consumiría un ciclo totalmente reversible operando entre los focos dados (T_o , T_N y T_R).
- Si el ciclo dado fuese internamente reversible, determinar:
 - Potencia mecánica consumida
 - Variación de entropía del universo



a) Ciclo ideal (interno y externamente reversible)

El volumen de control se lleva hasta los focos. (Al ser el ciclo externamente reversible, la transferencia de calor con los focos se realiza a la misma T de éstos).

Balance de entropía del ciclo:

$$\Delta S = \frac{\dot{Q}_1}{T_N} + \frac{\dot{Q}_2}{T_R} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + S_{gen,int} = 0$$

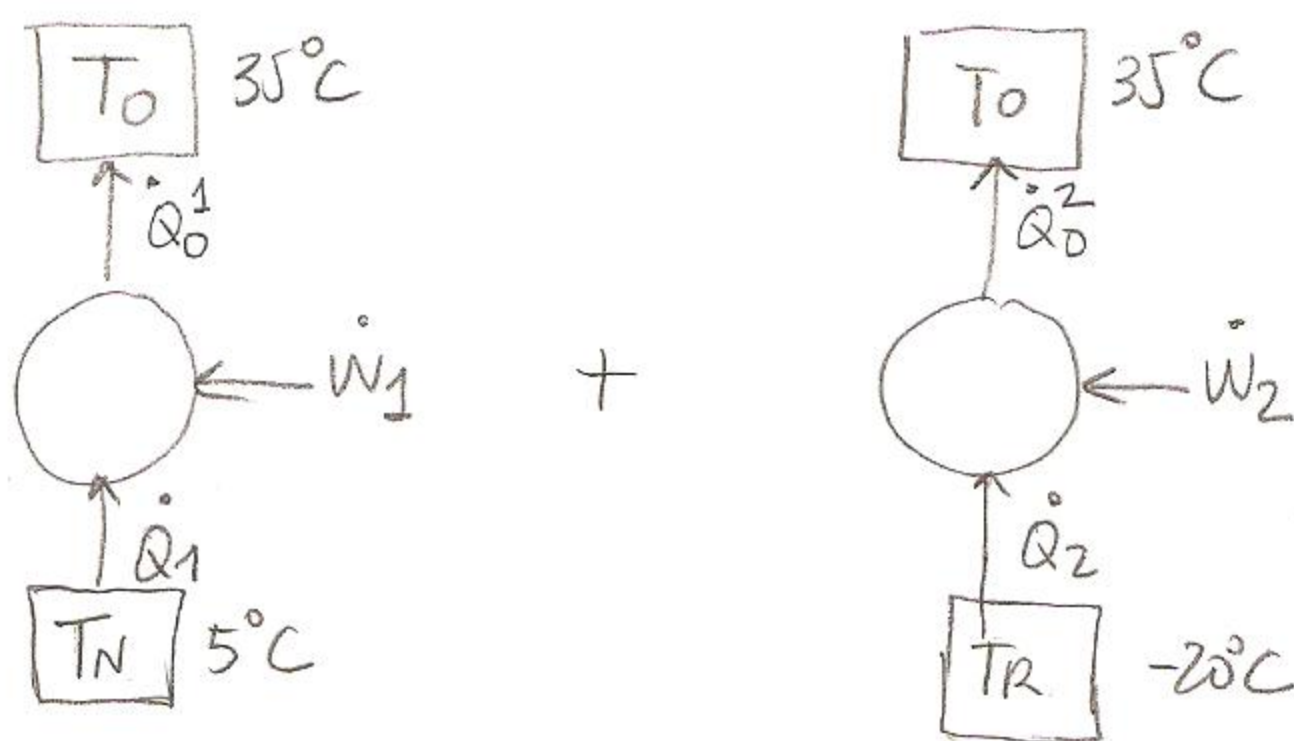
$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0} = \frac{\dot{Q}_1}{T_N} + \frac{\dot{Q}_2}{T_R} \longrightarrow \dot{Q}_0 = (35 + 273) \left(\frac{1}{5 + 273} + \frac{1,5}{-20 + 273} \right) = 2,934 \text{ kW} \quad (3)$$

Otra forma de hacerlo:

$$\frac{dS_u}{dz} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \frac{\dot{Q}_1}{T_N} - \frac{\dot{Q}_2}{T_R} = S_{gen,tot} = 0 \quad (2)$$

Balance de energía (PP): $\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{W} = \dot{Q}_0$ $\dot{W} = 2,934 - 1 - 1,5 = 0,434 \text{ kW}$

Forma alternativa: el ciclo se divide en dos:



La \dot{W} pedida será $\dot{W}_1 + \dot{W}_2$

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{W}_1} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_0^1 - \dot{Q}_1} = \frac{T_N}{T_0 - T_N} = \frac{5 + 273}{(35 + 273) - (5 + 273)} = 9,267 \quad (2,5)$$

$$COP_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}_2} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_0^2 - \dot{Q}_2} = \frac{T_R}{T_0 - T_R} = \frac{-20 + 273}{35 - (-20)} = 4,6$$

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{Q}_1}{COP_1} = \frac{1}{9,267} = 0,1079 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_2 = \frac{\dot{Q}_2}{COP_2} = \frac{1,5}{4,6} = 0,326 \text{ kW}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = 0,434 \text{ kW} \end{array} \right. \quad (2,5)$$

b) ciclo int. rev:

b.1) Balance de entropía:

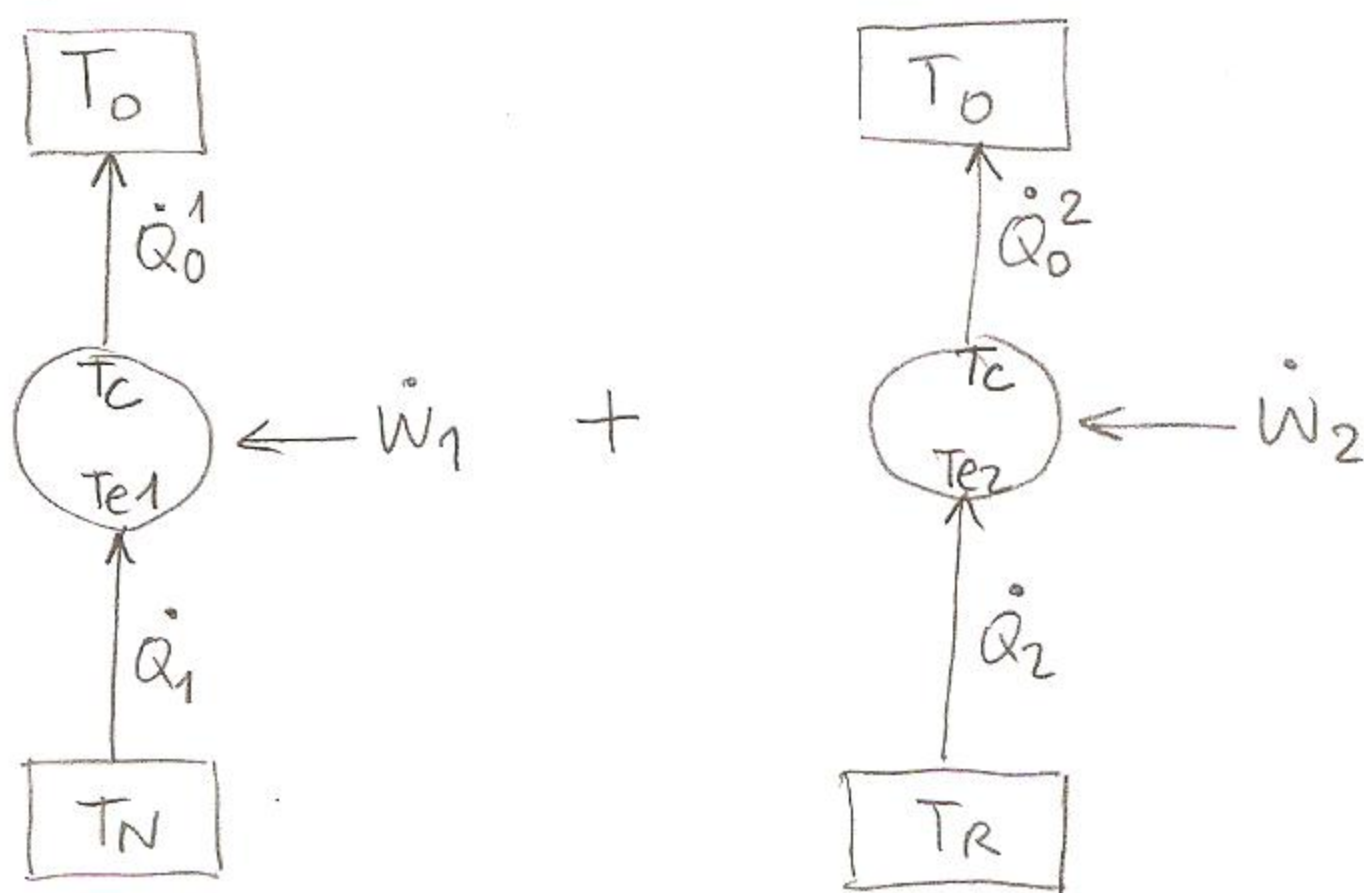
$$\Delta S = \frac{\dot{Q}_1}{T_{e1}} + \frac{\dot{Q}_2}{T_{e2}} - \frac{\dot{Q}_0}{T_c} + S_{gen,int} = 0$$

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_c} = \frac{\dot{Q}_1}{T_{e1}} + \frac{\dot{Q}_2}{T_{e2}} \longrightarrow \dot{Q}_0 = (35 + 273) \left(\frac{1}{0 + 273} + \frac{1,5}{-25 + 273} \right) = 3,18 \text{ kW} \quad (1,5)$$

PP: $\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{W} = \dot{Q}_0 \longrightarrow \dot{W} = 3,18 - 1 - 1,5 = 0,68 \text{ kW} \quad (1)$

b.2) $\boxed{\frac{dS_u}{dz} = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_1}{T_N} - \frac{Q_2}{T_R} = \frac{3,18}{35+273} - \frac{1}{5+273} - \frac{1,5}{-20+273} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ kW/K} = 0,8 \text{ W/K}}$ (2,5)

Forme alternativa (ciclos divididos en dos) de b.1):



$$\text{COP} = \frac{Q_1}{W_1} = \frac{Q_1}{\dot{Q}_0^1 - \dot{Q}_1}$$

Balance de entropía al ciclo ①: $\Delta S = \frac{\dot{Q}_1}{T_{e1}} - \frac{\dot{Q}_0^1}{T_c} + S_{\text{gen, int}} = 0$

$$\frac{\dot{Q}_1}{T_{e1}} = \frac{\dot{Q}_0^1}{T_c} \rightarrow \dot{Q}_1 = T_{e1} \frac{\dot{Q}_0^1}{T_c}$$

$$\text{COP}_1 = \frac{T_{e1} \frac{\dot{Q}_0^1}{T_c}}{\dot{Q}_0^1 - T_{e1} \frac{\dot{Q}_0^1}{T_c}} = \frac{T_{e1}}{T_c - T_{e1}} = \frac{0+273}{55-0} = 4,96 \quad (1,5)$$

$$\text{COP}_2 = \frac{T_{e2}}{T_c - T_{e2}} = \frac{-25+273}{55-(-25)} = 3,1$$

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\text{COP}_1} = \frac{1}{4,96} = 0,2015 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\text{COP}_2} = \frac{1,5}{3,1} = 0,4838 \text{ kW}$$

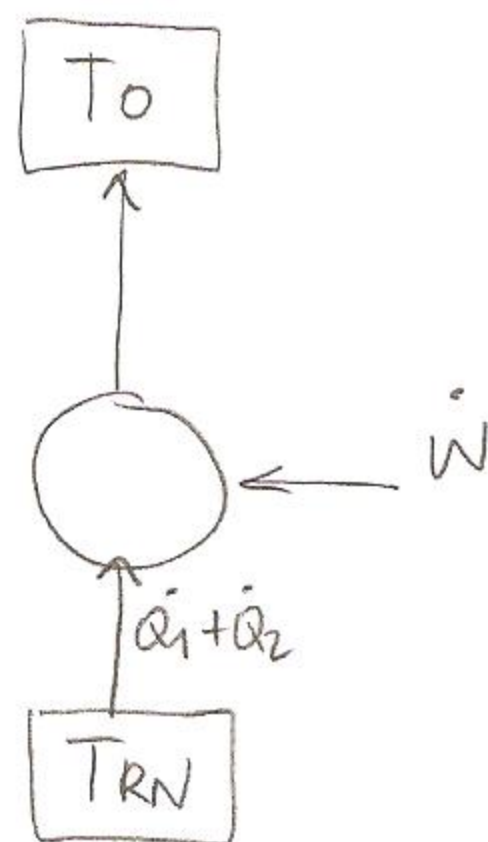
$$\boxed{\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = 0,68 \text{ kW}} \quad (1)$$

b.2) $Q_0 = Q_0^1 + Q_0^2 = \dot{W}_1 + \dot{Q}_1 + \dot{W}_2 + \dot{Q}_2 = 0,2015 + 1 + 0,4838 + 1,5 = 3,18 \text{ kW}$ (1)

$$\frac{dS_u}{dz} = 0,8 \text{ W/K} \quad (1,5)$$

otra forma (temperaturas medias):

a) Ciclo equivalente a:



de tal forma se:

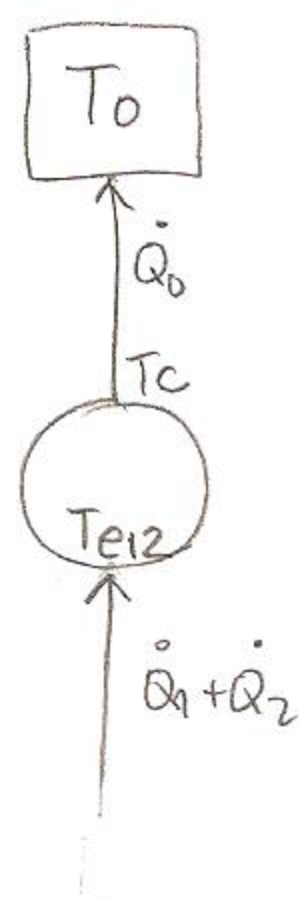
$$\frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{T_{RN}} = \frac{\dot{Q}_1}{T_N} + \frac{\dot{Q}_2}{T_R}$$

$$\frac{2,5}{T_{RN}} = \frac{1}{5+273} + \frac{1,5}{-20+273} ; T_{RN} = 262,44 \text{ K} = -10,55^\circ\text{C} \quad (3)$$

$$\text{COP} = \frac{T_{RN}}{T_0 - T_{RN}} = \frac{273 - 10,55}{35 - (-10,55)} = 5,76 \quad (1) \quad (\text{COP de ciclo totalmente rev.})$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{\text{COP}} = \frac{2,5}{5,76} = 0,434 \text{ kW} \quad (1)$$

b) Ciclo equivalente a:



de tal forma se:

$$\frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{T_{e12}} = \frac{\dot{Q}_1}{T_{e1}} + \frac{\dot{Q}_2}{T_{e2}}$$

$$\frac{2,5}{T_{e12}} = \frac{1}{273} + \frac{1,5}{-25+273} ; T_{e12} = 257,43 \text{ K} = -15,57^\circ\text{C} \quad (1,5)$$

$$\text{COP} = \frac{T_{e12}}{T_c - T_{e12}} = \frac{257,43}{55 - (-15,57)} = 3,64 \quad (0,5) \quad (\text{COP de ciclo int. rev.})$$

$$\text{b.1.) } \dot{W} = \frac{2,5}{3,64} = 0,68 \text{ kW} \quad (0,5)$$

$$\text{b.2.) } \dot{Q}_0 = \dot{W} + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = 0,68 + 1 + 1,5 = 3,18 \text{ kW} \quad (1)$$

$$\frac{dS_u}{dz} = \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \frac{\dot{Q}_1}{T_N} - \frac{\dot{Q}_2}{T_R} = \frac{3,18}{35+273} - \frac{1}{5+273} - \frac{1,5}{-20+273} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ kW/K} = 0,8 \text{ W/K} \quad (1,5)$$