

TERMODINÁMICA

Nombre _____ Grupo _____

Problema – 1 (3 puntos)

Se tiene un ciclo de Rankine, regenerativo y con recalentamiento intermedio. El vapor principal, 500 kg/s, sale de la caldera a 100 bara y 3500 kJ/kg y se expande en la turbina de alta hasta los 20 bara, generándose en ésta una entropía de 75 kW/K. Pasa después al recalentador de la caldera de donde sale con una entalpía de 3450 kJ/kg para expandirse, en la turbina de baja, hasta la presión del condensador (0,1 bara); en el diagrama de Mollier, la línea de expansión de esta turbina es una recta, paralela a la línea de expansión de la turbina de alta en dicho diagrama. La turbina de baja, desde la salida del recalentador hasta la descarga al condensador, suministra una potencia de 448 MW.

De un punto intermedio de la turbina de baja, a 5 bara, se saca la extracción de vapor que se dirige a la carcasa del único precalentador del ciclo, cerrado, de superficie, del que se sabe que los drenajes salen a una temperatura 9,2 °C superior a la del agua de alimentación que entra por los tubos, dirigiéndose, a través de su correspondiente válvula de control, a la carcasa del condensador. El condensado sale del condensador en condiciones de saturación a 0.1 bara ($T_{sat} = 45,8^\circ \text{C}$).

No se consideran pérdidas de presión ni en el precalentador (ambos lados, tubos y carcasa) ni en la caldera (ambos lados, sobrecalentador y recalentador). A lo largo de todo el ciclo, cuando el agua esté en fase líquida se tratará como líquido incompresible ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $c = 4,18 \text{ kJ/kg-K}$), es decir, no se proporcionan tablas de propiedades. Las bombas se consideran con una eficiencia del 100 % ($\Delta h = \Delta p / \rho$).

Se pide:

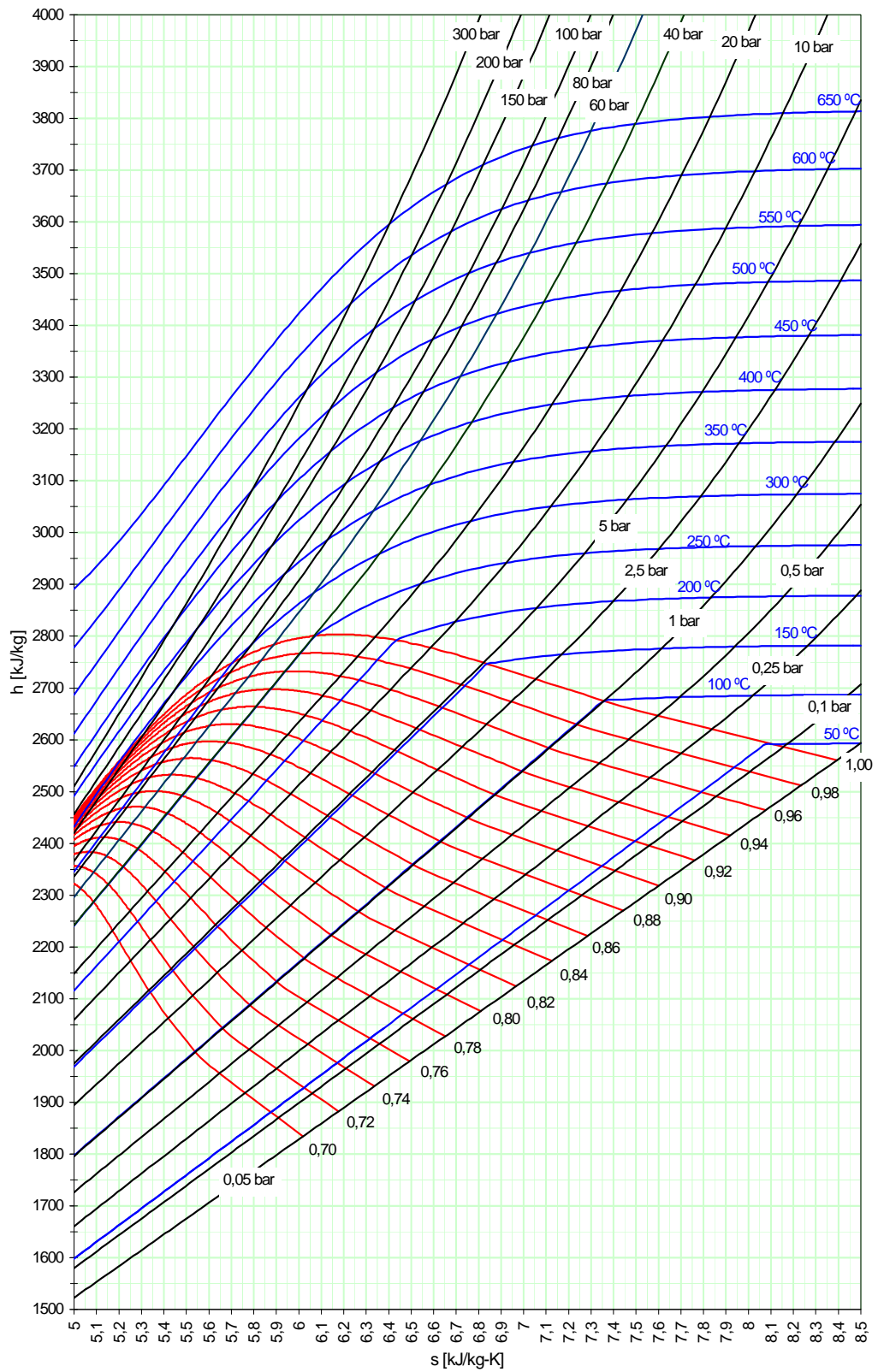
1. Representar un diagrama del ciclo identificando los puntos de acuerdo con la tabla siguiente [10%]
2. Representar en el diagrama de Mollier adjunto todos los puntos del ciclo cuyo estado sea vapor o bifásico [10%]
3. Rellenar la tabla con los valores que sean necesarios para determinar:
 - a. Caudal de extracción al calentador [10%]
 - b. Temperatura de salida del agua de alimentación de dicho calentador [10%]
 - c. Potencia necesaria de bombeo [10%]
 - d. Potencia neta suministrada por el ciclo [10%]
 - e. Potencia térmica que hay que aportar al ciclo en la caldera [10%]
 - f. Rendimiento del ciclo [10%]
 - g. Caudal de agua de refrigeración al condensador [10%]
 - h. Entropía generada en el condensador [10%]

	Descripción	Caudal (kg/s)	P (bara)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
1	Agua de alimentación a la entrada de la caldera					
2	Salida de vapor sobrecalentado	500	100		3500	
3	Escape de la turbina de alta		20			
4	Salida de vapor recalentado		20		3450	
5	Extracción a precalentador de ciclo		5			
6	Escape al condensador		0.1			
7	Salida del condensador		0.1	45.8		
8	Agua de alimentación a la entrada del precalentador					
9	Salida de los drenajes del precalentador					
10	Agua de refrigeración del condensador (entrada)		3	20		
11	Agua de refrigeración del condensador (salida)		3	40		

NOTAS:

- Todas las propiedades del vapor se leerán del diagrama de Mollier adjunto, aproximando al 0 ó 50 más cercano (ej. 3024 \rightarrow 3000, 3026 \rightarrow 3050). Para las entropías del diagrama de Mollier se tomarán, como se explica para las entalpías, redondeando al 0,0 ó 0,05 más próximo (ej. 6,92 \rightarrow 6,90, 6,93 \rightarrow 6,95).
- El origen de entalpías y el de entropías se toma como líquido saturado a 0.0° C, cuya presión de saturación es 6,112 kPa).

Diagrama de Mollier del agua



TERMODINÁMICA

Nombre _____ Grupo _____

Problema – 1 (3 puntos)

Se tiene un ciclo de Rankine, regenerativo y con recalentamiento intermedio. El vapor principal, 500 kg/s, sale de la caldera a 100 bara y 3500 kJ/kg y se expande en la turbina de alta hasta los 20 bara, generándose en ésta una entropía de 75 kW/K. Pasa después al recalentador de la caldera de donde sale con una entalpía de 3450 kJ/kg para expandirse, en la turbina de baja, hasta la presión del condensador (0,1 bara); en el diagrama de Mollier, la línea de expansión de esta turbina es una recta, paralela a la línea de expansión de la turbina de alta en dicho diagrama. La turbina de baja, desde la salida del recalentador hasta la descarga al condensador, suministra una potencia de 448 MW.

De un punto intermedio de la turbina de baja, a 5 bara, se saca la extracción de vapor que se dirige a la carcasa del único precalentador del ciclo, cerrado, de superficie, del que se sabe que los drenajes salen a una temperatura 9,2 °C superior a la del agua de alimentación que entra por los tubos, dirigiéndose, a través de su correspondiente válvula de control, a la carcasa del condensador. El condensado sale del condensador en condiciones de saturación a 0.1 bara ($T_{sat} = 45,8^\circ\text{C}$).

No se consideran pérdidas de presión ni en el precalentador (ambos lados, tubos y carcasa) ni en la caldera (ambos lados, sobrecalentador y recalentador). A lo largo de todo el ciclo, cuando el agua esté en fase líquida se tratará como líquido incompresible ($\rho = 1000\text{ kg/m}^3$, $c = 4,18\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$), es decir, no se proporcionan tablas de propiedades. Las bombas se consideran con una eficiencia del 100 % ($\Delta h = \Delta p / \rho$).

Se pide:

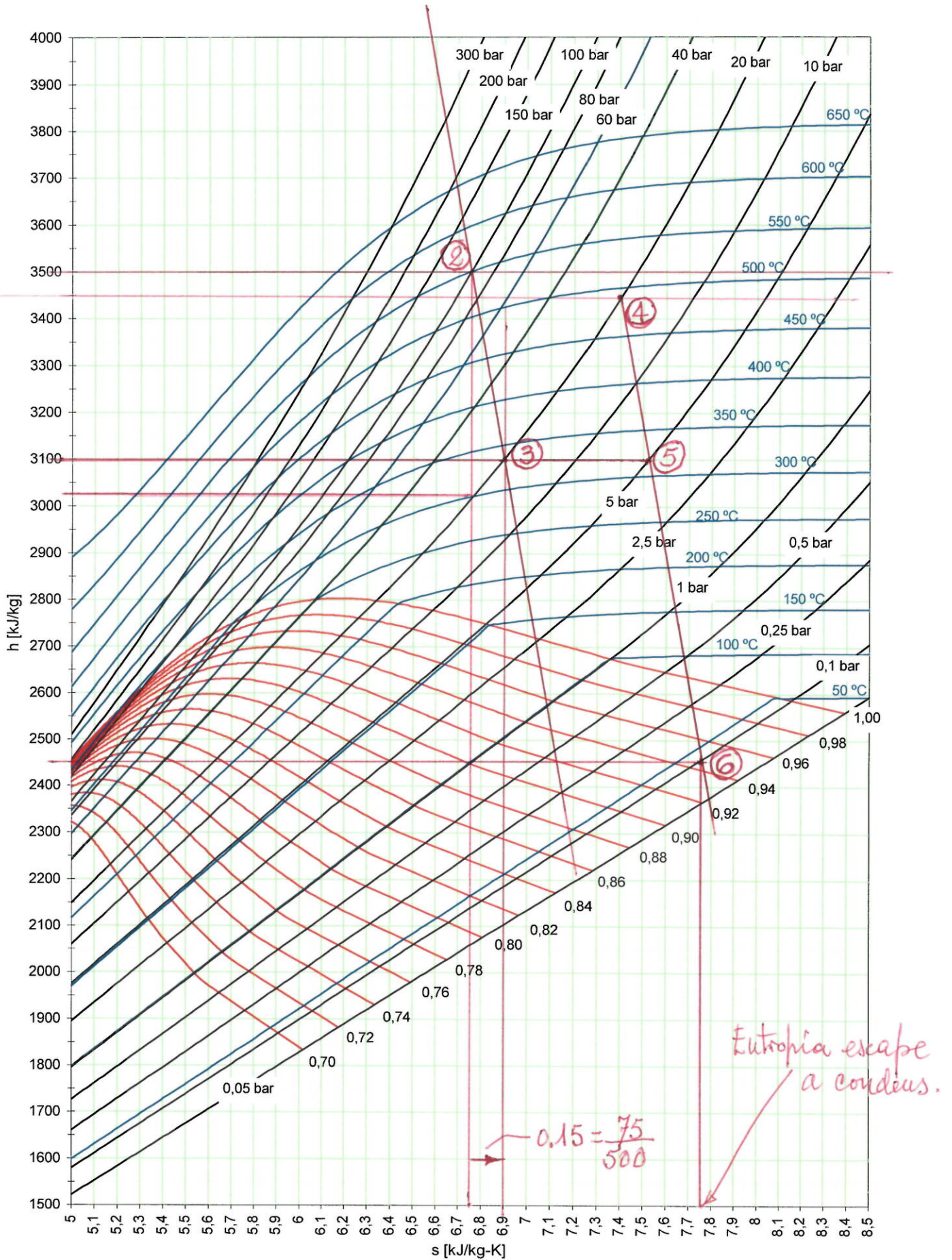
- Representar un diagrama del ciclo identificando los puntos de acuerdo con la tabla siguiente [10%]
- Representar en el diagrama de Mollier adjunto todos los puntos del ciclo cuyo estado sea vapor o bifásico [10%]
- Rellenar la tabla con los valores que sean necesarios para determinar:
 - Caudal de extracción al calentador [10%]
 - Temperatura de salida del agua de alimentación de dicho calentador [10%]
 - Potencia necesaria de bombeo [10%]
 - Potencia neta suministrada por el ciclo [10%]
 - Potencia térmica que hay que aportar al ciclo en la caldera [10%]
 - Rendimiento del ciclo [10%]
 - Caudal de agua de refrigeración al condensador [10%]
 - Entropía generada en el condensador [10%]

	Descripción	Caudal (kg/s)	P (bara)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)
1	Agua de alimentación a la entrada de la caldera	500	100	155,64	660,58	
2	Salida de vapor sobrecalentado	500	100		3500	6,75
3	Escape de la turbina de alta	500	20		3100	6,90
4	Salida de vapor recalentado	500	20		3450	
5	Extracción a precalentador de ciclo	80	5		3100	
6	Escape al condensador	420	0.1		2450	7,75
7	Salida del condensador	500	0.1	45,8	191,45	0,64796
8	Agua de alimentación a la entrada del precalentador	500	100	45,8	201,44	
9	Salida de los drenajes del precalentador	80	5	55	230,4	0,767
10	Agua de refrigeración del condensador (entrada)	11384	3	20		
11	Agua de refrigeración del condensador (salida)	11384	3	40		

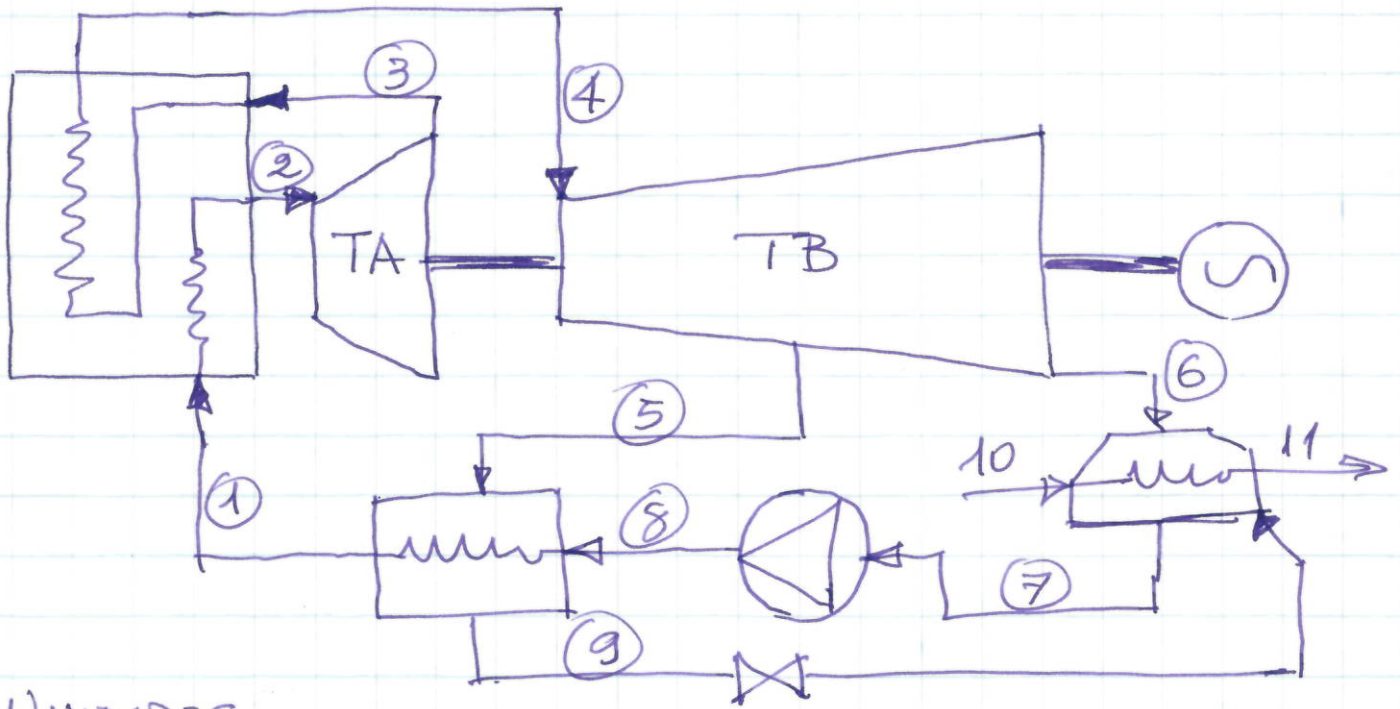
NOTAS:

- Todas las propiedades del vapor se leerán del diagrama de Mollier adjunto, aproximando al 0 ó 50 más cercano (ej. 3024 \Rightarrow 3000, 3026 \Rightarrow 3050). Para las entropías del diagrama de Mollier se tomarán, como se explica para las entalpías, redondeando al 0,0 ó 0,05 más próximo (ej. 6,92 \Rightarrow 6,90, 6,93 \Rightarrow 6,95).
- El origen de entalpías y el de entropías se toma como líquido saturado a 0.0° C, cuya presión de saturación es 6,112 kPa).

Diagrama de Mollier del agua



①



UNIDADES

h kJ/kg

s kJ/kg-K

p bara
 T °C

ρ kg/m³
 \dot{W}, \dot{Q} kW

\dot{m} kg/s

Punto 2 $h = 3500$ $s = 6.75$

Punto 3 $p = 20$ $s = 6.75 + \frac{0.75}{500} = 6.9 \Rightarrow$
 $\Rightarrow h = 3100$

Punto 4 $p = 20$ $h = 3450$

Trasando paralela por ④ a línea ② ③ se obtiene

Punto 6 $p = 0.1$ $h = 2450$

Punto 5 Corte de la línea ④ ⑥ con $p = 5 \text{ bar}$
 $h = 3100$

Potencia de turbina de baja.

$$500 [3450 - 3100] + [500 - \dot{m}_5] [3100 - 2450] =$$

$$= 448000 \Rightarrow \dot{m}_5 = 80$$

Bomba

$$T_7 = 45.8 \quad h_7 = 45.8 \times 4.18 + (0.1 - 0.006112) 0.1 =$$

$$= 191.45$$

$$h_8 = h_7 + (100 - 0.1) 0.1 = 201.44$$

$$T_8 = T_7; \quad T_9 = 45.8 + 9.2 = 55$$

(2)

$$h_g = 4.18 \times 55 + (5 - 0.006112)0.1 = 230.4$$

Balace de energia en calentador

$$80 [3100 - 230.4] = 500 [h_1 - 201.44]$$

$$h_1 = 660.58 = 4.18 T_1 + (100 - 0.006112)0.1$$

$$T_1 = 155.64$$

Potencia de bombeo

$$\dot{W}_B = 500 [201.44 - 191.45] = 4995$$

Potencia neta

$$\dot{W}_N = 448000 + 500 [3500 - 3100] - 4995 = 643005$$

Potencia térmica

$$\dot{Q} = 500 [(3500 - 660.58) + (3450 - 3100)] = 1594710$$

$$\eta = 643005 / 1594710 = 0.4032$$

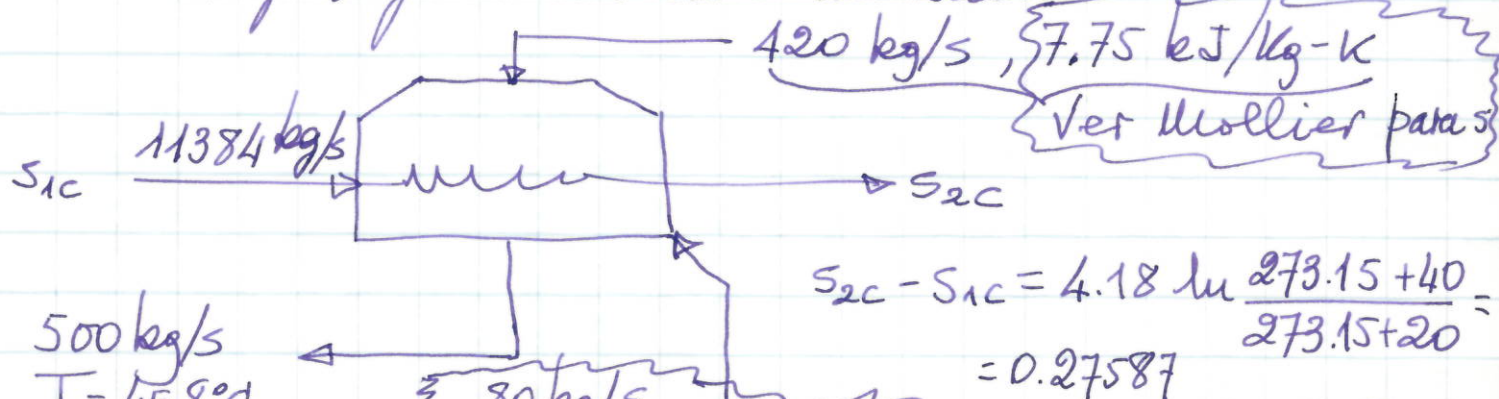
Condensador

$$\dot{Q}_{COND} = 420 [2450 - 191.45] + 80 [230.4 - 191.45] =$$

$$= 951707 = \dot{m}_{CIRC} \cdot 4.18 \cdot [40 - 20]$$

$$\dot{m}_{CIRC} = 11384$$

Entropía generada en condensador



$$S_{2C} - S_{1C} = 4.18 \ln \frac{273.15 + 40}{273.15 + 20} = 0.27587$$

$$s = 4.18 \ln \frac{273.15 + 45.8}{273.15} \quad T = 55^\circ\text{C}, \quad s = 4.18 \ln \frac{273.15 + 55}{273.15} = 0.76682$$

$$s_{gen} = 500 \times 0.6479554 + 11384 \times 0.27587 - 420 \times 7.75 - 80 \times 0.76682 = 148.1 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$s_{gen} = 500 \times 0.6479554 + 11384 \times 0.27587 - 420 \times 7.75 - 80 \times 0.76682 = 148.1 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

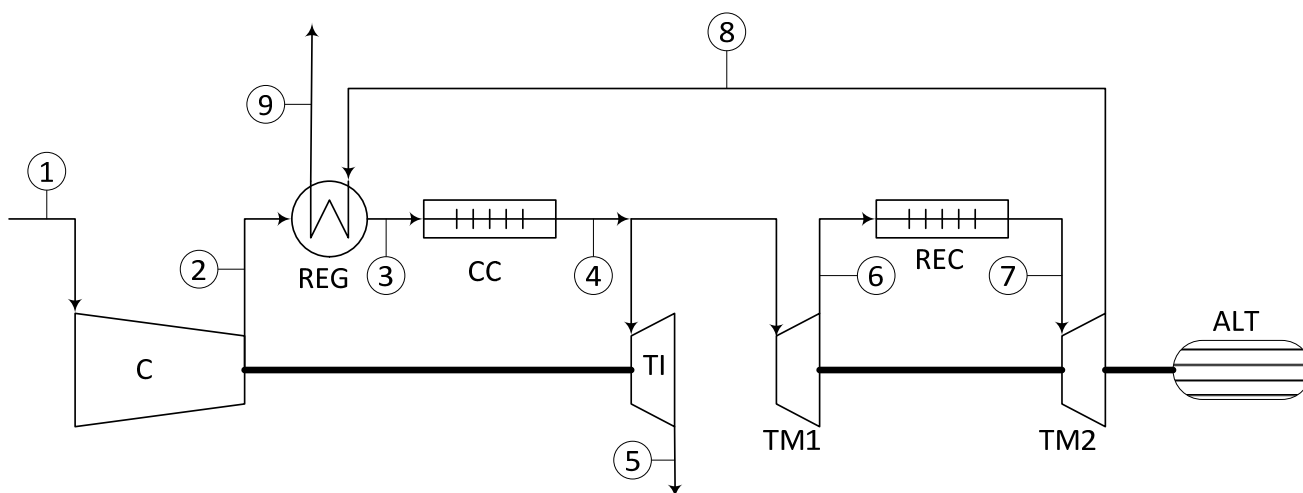
Nombre _____ Grupo _____

La figura adjunta representa una planta de potencia dotada de un compresor (C) de rendimiento isentrópico 85%, una turbina impulsora (TI) que arrastra el citado compresor y dos turbinas motoras (TM1 y TM2) que arrastran conjuntamente al alternador (ALT). El calor es suministrado a la planta en la cámara de combustión CC y en el recalentador REC, modelados ambos elementos como conductos a los que se aporta un calor desde sendos focos a 2000 K. En la instalación existe un intercambiador de calor (REG) adiabático. Las turbinas poseen un rendimiento isentrópico del 92%.

El fluido de trabajo es aire ($R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$; $C_p = 1,08 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) que entra al compresor a 1 bar y 17°C . El aire de la rama de menor presión abandona el REG (9) 15°C por encima de la temperatura del aire de entrada por la rama de mayor presión (2). La temperatura a la salida tanto de la cámara CC como del recalentador REC es de 1247°C . La temperatura del aire a la salida de la turbina impulsora es de 707°C . La presión a la salida de la turbina impulsora (5) y de la rama de menor presión del REG (9) es 1 bar.

La turbina TM2 produce un 60% más de potencia que la TM1. La entropía generada total (irreversibilidades tanto externas como internas) en la instalación asciende a 100 kW/K. Se desprecian las pérdidas de presión en intercambiadores y conductos.

- Presión a la salida del compresor [20%]
- Presión a la salida de la turbina TM1 [50%]
- Potencia producida por el alternador [30%]



Turbina impulsione

$$\frac{T_{55}}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{55} = 1520 \left(\frac{1}{P_4} \right)^{\frac{0.362}{1.362}} = 1520 P_4^{-0.2658}$$

$$0.287 = 1.08 - C_v; C_v = 0.793; \gamma = \frac{1.08}{0.793} = 1.362$$

$$0.92 = \frac{1520 - 980}{1520 - 1520 P_4^{-0.2658}} \Rightarrow \underline{P_4 = 6.272 \text{ bar}}$$

$$w_{TI} = \alpha (h_4 - h_5) = \alpha c_p (T_4 - T_5) = 583.2 \alpha \text{ kJ/kg}$$

Compressor

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{2s} = 288 \left(\frac{6.272}{1} \right)^{\frac{0.362}{1.362}} = 469.16 \text{ K}$$

$$0.85 = \frac{469.16 - 288}{T_2 - 288} \Rightarrow T_2 = 501.13 \text{ K}$$

$$T_9 = 15 + 501.13 = 516.13 \text{ K}$$

$$w_c = c_p (T_2 - T_1) = 230.18 \text{ kJ/kg}$$

$$w_c = w_{TI} \Rightarrow 230.18 = 583.2 \alpha \Rightarrow \alpha = 0.3947$$

Turbinas motoras

$$\eta_{TM} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_{6s}} \Rightarrow T_4 - T_6 = \eta_{TM} (T_4 - T_{6s})$$

$$T_7 - T_8 = \eta_{TM} (T_7 - T_{8s})$$

$$T_{6s} = T_4 \left(\frac{P_6}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1520 \left(\frac{P_6}{6.272} \right)^{\frac{0.362}{1.362}} = 933.0492 \cdot P_6^{0.2658}$$

$$T_{8s} = T_7 \left(\frac{P_8}{P_7} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1520 \left(\frac{1}{P_6} \right)^{0.2658} = 1520 \times P_6^{-0.2658}$$

$$W_{TM2} = 1.6 W_{TM1}$$

$$(1/\eta) \eta_{TM} 1520 (1 - P_6^{-0.2658}) = 1.6 (1/\eta) \eta_{TM} \times (1520 - 933.0492 P_6^{0.2658})$$

$$1520 (1 - P_6^{-0.2658}) = 1520 P_6^{-0.2658} - 1.6 \times 933.0492 P_6^{0.2658}$$

$$1492.8787 P_6^{0.2658} - 1520 P_6^{-0.2658} - 912.00 = 0$$

Resolviendo: P₆ = 3.1773 bar

$$\frac{dS_u}{dz} = 100 \frac{\text{KW}}{\text{K}} = -\dot{m} \Delta_1 + \dot{m} \alpha \Delta_5 + \dot{m} (1-\alpha) \Delta_9 -$$

$$- \frac{\dot{Q}_{cc}}{T_c} - \frac{\dot{Q}_{rec}}{T_c} =$$

$$= \dot{m} (\Delta_9 - \Delta_1) + \dot{m} \alpha (\Delta_5 - \Delta_9) - \frac{\dot{Q}_{cc} + \dot{Q}_{rec}}{T_c}$$

$$\dot{Q}_{cc} = C_p (T_4 - T_3) = 1.08 (1520 - 884,84) = 685,97 \text{ kJ/kg}$$

$$C_p (T_3 - T_2) = (1-\alpha) C_p (T_8 - T_9)$$

$$T_7 = \eta_{tm} (T_7 - 1520 \times P_6^{-0,2658}) = T_8 = 1150,05 \text{ K}$$

$$T_3 = (1 - 0,3947) (1150,05 - 516,13) + 516,13 = 884,84 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_{rec} = (1-\alpha) C_p (T_7 - T_6) = (1 - 0,3947) 1.08 (1520 - 1288,78) = 151,15 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = T_4 - \eta_{tm} (T_4 - T_{6s}) = 1288,78 \text{ K}$$

$$\Delta_9 - \Delta_1 = 1.08 L \left(\frac{516,13}{288} \right) - R L \left(\frac{P_9}{P_1} \right) = 0,6301 \text{ kJ/kg-K}$$

$$\Delta_5 - \Delta_9 = 1.08 L \left(\frac{980}{516,13} \right) = 0,6925 \text{ kJ/kg-K}$$

$$100 = \dot{m} \left[0,6301 + 0,3947 \times 0,6925 - \frac{685,97 + 151,15}{2000} \right]$$

$$\rightarrow \dot{m} = 206,24 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{ALT} = \dot{W}_{TM1} + \dot{W}_{TM2} = 2,6 \dot{W}_{TM1} = 2,6 \times 206,24 \times 1,08 \times (1 - 0,3947) (1520 - 1288,78) = \underline{\underline{81052,8 \text{ kW}}}$$

TERMODINÁMICA

Nombre _____ Grupo _____

Problema – 3 (3 puntos)

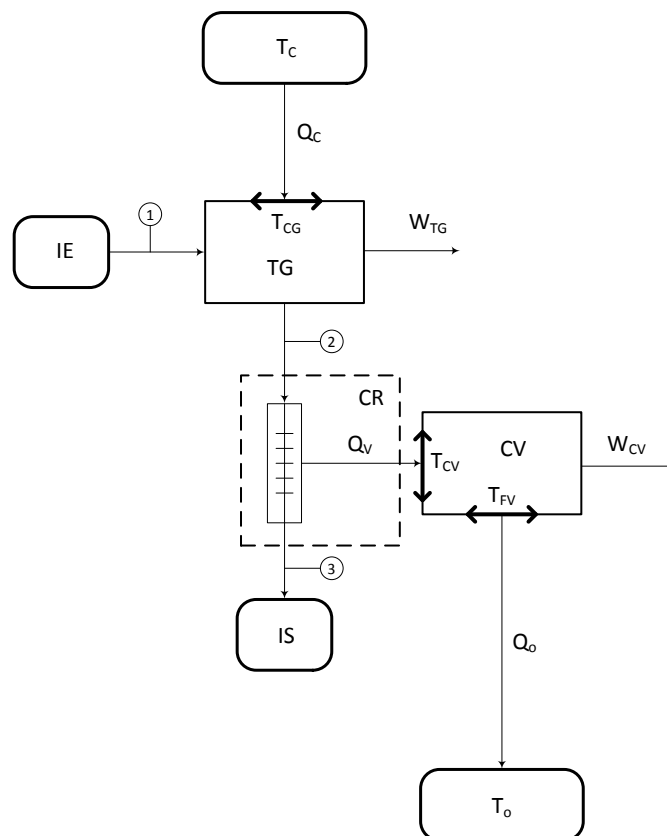
La figura adjunta representa un ciclo combinado constituido por una turbina de gas (TG), una caldera de recuperación (CR) y un ciclo Rankine (CV). La turbina de gas toma calor de un foco T_C a 1700 K, recibe un flujo másico de 450 kg/s de aire ($R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$; $C_p = 1,005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) a 15°C y 1 bar y lo expulsa a 575°C y 1 bar, produciendo trabajo. La temperatura media de adición de calor a la turbina de gas (T_{CG}) es de 1016 K.

La caldera de recuperación es un intercambiador de calor que cede calor (Q_V) de la corriente de aire que sale de la turbina de gas al ciclo Rankine, enviando el aire a la instalación de salida (IS) a 180°C y 1 bar. La temperatura media de entrada de calor en el ciclo Rankine (T_{CV}) es de 547 K y la de cesión (T_{FV}) de 302 K. El ambiente se considera un foco a temperatura T_o de 288 K.

La entropía generada por irreversibilidades internas en la turbina de gas es de 130 kW/K y en el ciclo Rankine de 23 kW/K .

Determinar:

- Trabajo producido por el conjunto de la instalación (turbina de gas y ciclo de Rankine) [60%]
- Máximo trabajo que podría producir la instalación si se tomase el mismo calor del foco caliente que en el apartado anterior y se mantuviese el gasto másico de aire, así como las temperaturas T_1 y T_3 . [40%]



a) Turbina de gas

$$\dot{S}_{gen,int}^{TG} = 130 \text{ kW/K}$$

$$\frac{dS_{TG}}{dz} = 0 = \dot{m} \Delta_1 + \frac{\dot{Q}_c}{T_{CG}} - \dot{m} \Delta_2 + \dot{S}_{gen,int}^{TG}$$

$$\dot{Q}_c = \left[\dot{m} c_p L \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - \dot{S}_{gen,int}^{TG} \right] T_{CG} =$$

$$= \left[450 \times 1005 \text{ J/K} \left(\frac{848}{288} \right) - 130 \right] 1016 = 364128,19 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{TG} = \dot{Q}_c + \dot{m} c_p (T_1 - T_2) = 364128,19 + 450 \times 1005 \times (15 - 575) = 110868,19 \text{ kW}$$

Ciclo de vapor

$$\dot{S}_{gen,int}^{CV} = 23 \text{ kW/K}$$

$$\frac{dS_{CV}}{dz} = 0 = \frac{\dot{Q}_V}{T_{CV}} - \frac{\dot{Q}_O}{T_{FV}} + \dot{S}_{gen,int}^{CV}$$

$$\dot{Q}_O = T_{FV} \left[\frac{\dot{Q}_V}{T_{CV}} + \dot{S}_{gen,int}^{CV} \right]$$

$$\dot{Q}_V = \dot{m} c_p (T_2 - T_3) = 450 \times 1005 (575 - 180) = 178638,75 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_O = 302 \left[\frac{178638,75}{547} + 23 \right] = 105572,88 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{CV} = \dot{Q}_V - \dot{Q}_O = 73065,87 \text{ kW}$$

$$\underline{\underline{\dot{W}_{TOT} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{CV} = 183934,06 \text{ kW}}}$$

b)

$$\frac{dS_u}{dz} = 0 = -\frac{\dot{Q}_c}{T_c} - \dot{m} \Delta_1 + \dot{m} \Delta_3 + \frac{\dot{Q}_0^*}{T_0}$$

Con las condiciones dadas se determina el mínimo calor que disipa CV:

$$\dot{Q}_0^* = 288 \left[+ \frac{364128,19}{1700} + 450 \times 1005 \ln \left(\frac{453}{288} \right) \right] =$$

$$= 2694,1583 \text{ kW}$$

Aplicando el balance energético:

$$\dot{Q}_c + \dot{m} h_1 = \dot{W}_{TOT} + \dot{Q}_0^* + \dot{m} h_3$$

$$\dot{W}_{TOT} = 364128,19 + 450 \times 1005 (25 - 180) - 2694,1583 =$$

$$= \underline{\underline{286812,78 \text{ kW}}}$$

Ampliación

Se puede comprobar que:

$$\frac{dS_u}{dz} = 0 = -\frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \frac{\dot{Q}_0^*}{T_0} + \dot{m} (\Delta_3 - \Delta_1)$$

$$\bar{T}_{31} = \frac{h_3 - h_1}{\Delta_3 - \Delta_1}$$

$$\frac{\dot{Q}_c}{T_c} = \frac{\dot{Q}_0^*}{T_0} + \frac{\dot{m} (h_3 - h_1)}{\bar{T}_{31}}$$

Es decir, que cuando opera de forma totalmente reversible el modelo es equivalente a:

