FIS1523 - Examen - Solución

FACULTAD DE FÍSICA
Pontificia Universidad Católica de Chile
Primer Semestre 2013

P1	P2	P3	Nota

Tiempo para responder: 2 horas y 30 minutos

Nombre: _____

Atención!!

- Si utiliza lápiz de grafito, perderá la posibilidad de reclamar errores de corrección.
- El profesor no se hace responsable de las respuestas que los ayudantes puedan dar a sus consultas durante el examen.

Problema 1

Un sistema de aire acondicionado que funciona estacionariamente mezcla aire frío con aire caliente antes de que la mezcla entre a una habitación. El aire frío entra al mezclador a 5 °C y 105 kPa y a una tasa de 1.25 m^3/s mientras que el aire caliente entra a 34 °C y 105 kPa. El aire sale de la habitación a 24 °C. La razón entre los flujos de masa entre el aire caliente y aire frío es 1.6. Usando capacidades específicas variables determine,

(a) (3 puntos) La temperatura a la salida del mezclador.

Si consideramos al mezclador como un sistema estacionario, de acuerdo al balance de energía y masa tenemos que

$$\sum_{out} \dot{m}_{out}\theta_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in}\theta_{in} = 0 \qquad \rightarrow \qquad h_{out}\dot{m}_{out} = h_c\dot{m}_c + h_f\dot{m}_f \tag{1}$$

$$\sum_{out} \dot{m}_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in} = 0 \qquad \rightarrow \qquad \dot{m}_{out} = \dot{m}_c + \dot{m}_f \tag{2}$$

donde hemos utilizado $\theta \approx h$, es decir hemos despreciado cambios en la energía cin´tica y potencial. El enunciado nos dice que $\dot{m}_c/\dot{m}_f = 1{,}6$, por lo tanto

$$h_{out}\dot{m}_{out} = (1{,}6h_c + h_f)\dot{m}_f \qquad \rightarrow \qquad \dot{m}_{out} = 2{,}6\dot{m}_f \tag{3}$$

luego,

$$h_{out} = \frac{1{,}6h_c + h_f}{2{,}6} \tag{4}$$

De la Tabla A-21 leemos

$$T_f \;\; = \;\; 5\ ^\circ C = 278\ K \tag{5}$$

$$\rightarrow \qquad h_f = 278{,}12\ kJ/kg \tag{6}$$

$$T_c = 34\ ^\circ C = 307\ K \tag{7}$$

$$\rightarrow \qquad h_c = 305{,}22 + \frac{310{,}24 - 305{,}22}{310 - 305}(307 - 305) = 307{,}23\ kJ/kg \tag{8}$$

Luego, la temperatura final es

$$h_{out} = 296{,}03\ kJ/kg \qquad \rightarrow \tag{9}$$

$$T_{out} = 295 + \frac{298 - 295}{298{,}18 - 295{,}17}(296{,}03 - 295{,}17) = 295{,}86\ K = 22{,}86\ ^\circ C \tag{10}$$

(b) (3 puntos) la tasa de calor ganada por la habitación.

Para calcular la tasa de calor ganada por la habitación aplicamos balance de energía para la habitación,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}_{out}\theta_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in}\theta_{in} \tag{11}$$

$$\downarrow \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{in}(h_h - h_{in}) \tag{13}$$

donde hemos utilizado que $\dot{W} = 0$ y $\theta \approx h$. Es decir, hemos despreciado nuevamente cambios en la energía cinética y potencial. Las condiciones de entrada a la habitación son las condiciones de salida del mezclador

$$\dot{m}_{in} = 2{,}6\dot{m}_f = 2{,}6\rho_f \dot{V}_f = 2{,}6 \times \dot{V}_f \times \frac{P_f}{R_a T_f} = 4{,}28\ kg/s \tag{14}$$

Nos dicen que la temperatura del aire que sale de la habitación es

$$T_h = 24\ ^\circ C = 297\ K \qquad \rightarrow \tag{15}$$

$$h_h = 295{,}17 + \frac{298{,}18 - 295{,}17}{298 - 295}(297 - 295) = 297{,}18\ kJ/kg \tag{16}$$

Luego,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{in} \times (h_h - h_{in}) = 4{,}28 \times (297{,}18 - 296{,}03) = 4{,}9\ W \tag{17}$$

La constante específica del aire es $R = 0{,}287$ k·Pa·m^3/kg·K.

Nombre: _____

Problema 2 Enfriamiento intermedio

Se comprime nitrógeno en forma de gas desde 100 kPa a 27 °C a 500 kPa mediante un compresor de 20 kW. Determine la tasa de flujo de masa por el compresor si

(a) (2 puntos) la compresión se realiza de forma isoentrópica

Si la compresión se realiza de forma isoentrópica (adiabática e irreversible), $Pv^\gamma = C$ el trabajo viene dado por la expresión

$$w = -\int_1^2 vdP = \int_1^2 \left(\frac{C}{P}\right)^{1/\gamma} dP = -C^{1/\gamma}\frac{1}{-1/\gamma+1}\left[P_2^{-1/\gamma+1} - P_1^{-1/\gamma+1}\right] \quad (18)$$

$$= -\frac{\gamma C^{1/\gamma} P_1^{(\gamma-1)/\gamma}}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] = \frac{\gamma\left(CP_1^{(\gamma-1)}\right)^{1/\gamma}}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] \quad (19)$$

$$= -\frac{\gamma P_1 v_1}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] = -\frac{\gamma RT}{\gamma-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] \quad (20)$$

Luego el trabajo específico del compresor es

$$w = \frac{\gamma R_e T_1}{\gamma-1}\left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right) \quad (21)$$

tal y como lo sugiere el comentario de la parte (c) de este problema. Nota: esta demostración no es exigida ya que es posible deducirla del comentario de la parte (c). Evaluando obtenemos,

$$w = \frac{1{,}4 \times 0{,}297 \times (27+273{,}15)}{1{,}4-1}\left(\left(\frac{500}{100}\right)^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1\right) = 182{,}16\ kJ/kg \quad (22)$$

Luego el flujo de masa es

$$\dot{W} = \dot{m}w \qquad \rightarrow \qquad \dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{20\ kW}{182{,}16\ kJ/kg} = 0{,}11\ kg/s \quad (23)$$

(b) (2 puntos) la compresión se realiza de forma isotérmica

Si la compresión se realiza de forma isotérmica, $Pv = RT = C$ el trabajo viene dado por

$$w = -\int_1^2 vdP = -\int_1^2 C\frac{dP}{P} = -C\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = -RT\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (24)$$

Luego el trabajo específico del compresor es

$$w = RT\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 0{,}297 \times (27 + 273{,}15) \times \log\left(\frac{500}{100}\right) = 143{,}47\ kJ/kg \quad (25)$$

y el flujo de masa es

$$\dot{W} = \dot{m}w \qquad \rightarrow \qquad \dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{20\ kW}{143{,}47\ kJ/kg} = 0{,}14\ kg/s \quad (26)$$

(c) (2 puntos) la compresión se realiza mediante dos procesos adibáticos serapados por un enfriamiento intermedio. La presión intermedia P_x se elige de manera de minimizar el trabajo del compresor que viene dada por,

$$w_{comp} = w_{comp,I} + w_{comp,II} \quad (27)$$

$$= \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad (28)$$

donde P_1 es la presión inicial, P_2 es la presión final y T_1 es la temperatura inicial.

Minimizando la expresión para w_{comp} obtenemos que $P_x = \sqrt{P_1 P_2}$. Reemplazando P_x en w_{comp} tenemos que

$$w_{comp} = 2\frac{\gamma R_e T_1}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1\right] \quad (29)$$

$$= 2 \times \frac{1{,}4 \times 0{,}297 \times (27 + 273{,}15)}{1{,}4 - 1}\left[\left(\frac{500}{100}\right)^{(1{,}4-1)/2\times 1{,}4} - 1\right] \quad (30)$$

$$= 161{,}31\ kJ/kg \quad (31)$$

Luego la tasa de flujo de masa es

$$\dot{W} = \dot{m}w \qquad \rightarrow \qquad \dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{20\ kW}{161{,}31\ kJ/kg} = 0{,}12\ kg/s \quad (32)$$

La constante específica del nitrógeno es $R = 0.297$ kJ/kg·K y la razón entre las capacidades específicas es $k = 1.4$.

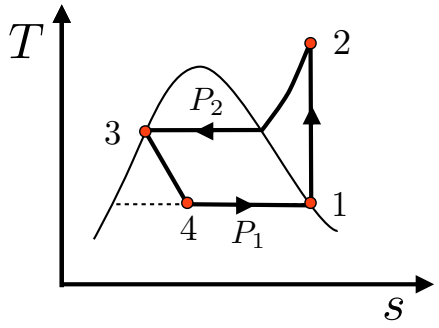
Nombre: _____

Problema 3

I Parte I (4 puntos)

Un refrigerador utiliza el refrigerante 134a y opera en un ciclo de compresión de vapor ideal entre 0.10 y 0.7 MPa. La tasa de flujo de masa del refrigerante es 0.01 kg/s.

(a) (1 punto) Muestre el ciclo en un diagrama T-s.



(b) (1 punto) Determine la tasa de remoción de calor entre la salida de la válvula extranguladora y la entrada del compresor.

La tasa de remoción de calor es

$$\dot{Q}_L = \dot{m} q_{41} \qquad con \qquad q_{41} = h_1 - h_4 \tag{33}$$

La entalpía en 1 es

$$h_1 = h_{g@0,1\ MPa} = 234{,}44\ kJ/kg \tag{34}$$

La entalpía en 3 es igual a la entalpía en 4 ya que el proceso 3-4 ocurre en la válvula extranguladora $h_3 = h_4$*. Luego,*

$$h_4 = h_3 = h_{f@0,7\ MPa} = 88{,}82\ kJ/kg \tag{35}$$

Entonces

$$\dot{Q}_L = 0{,}01 \times (234{,}44 - 88{,}82) = 0{,}01 \times 145{,}62 = 1{,}46\ kW \tag{36}$$

(c) (1 punto) Determine la tasa a la cual el calor es liberado al medio ambiente.

La tasa a la cual es calor es liberado al medioambiente es

$$\dot{Q}_H = \dot{m} q_{32} \qquad con \qquad q_{32} = h_3 - h_2 \tag{37}$$

La entalpía en dos la obtenemos notando que el proceso en el compresor es isoentrópico

$$s_2 = s_1 = s_{g@0,1\ MPa} = 0{,}95183\ kJ/kg \cdot K \tag{38}$$

luego de la tabla A-13

$$h_2 = 268{,}45 + \frac{278{,}57 - 268{,}45}{0{,}9641 - 0{,}9313}(0{,}9518 - 0{,}9313) = 274{,}78\ kJ/kg \tag{39}$$

Entonces,

$$\dot{Q}_H = 0{,}01 \times (88{,}82 - 274{,}78) = -1{,}86\ kW \tag{40}$$

(d) (1 punto) Determine el coeficiente de rendimiento.

El coeficiente de rendimiento para un refrigerador viene dado por

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} \qquad donde \qquad \dot{W}_{in} = |\dot{Q}_L + \dot{Q}_H| \tag{41}$$

Luego,

$$COP_R = \frac{1{,}46}{|1{,}46 - 1{,}86|} = 3{,}65 \tag{42}$$

II Parte II (2 puntos)

Considere un gas descrito por la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, donde a es una constante positiva. Determine si es posible enfriar este gas mediante una válvula extranguladora.

Un gas se puede enfriar si el coeficiente de Joule-Thomson es mayor que cero,

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h > 0 \tag{43}$$

Para calcular la derivada de la temperatura con respecto a la presión a entalpía constante consideramos la ecuación (dada en el formulario),

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_P dT + \int_1^2 \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{44}$$

Utilizando su forma diferencial,

$$dh = c_P dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{45}$$

tenemos que a entalpía constante ($dh = 0$),

$$\frac{dT}{dP} = \frac{-1}{c_P}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] = \frac{-1}{c_P}\left[v - T\frac{R}{P}\right] = -\frac{a}{c_P} < 0 \tag{46}$$

Por lo tanto el gas no se puede enfriar.