



Termodinámica para Ingenieros, FIS1523

I3: 22 de Junio 2015

Facultad de Física

Pontificia Universidad Católica de Chile

Primer Semestre 2015

Tiempo para responder: 2 horas y 30 minutos

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.
- Solo puede utilizar lápiz y calculadora simple. No se permiten teléfonos celulares.



Nombre: _____ **Sección:** _____

Problema 1

Se ponen en contacto dos bloques **A** y **B**, que están a 93.3°C y 537.8°C respectivamente, y se aíslan del ambiente permitiendo que lleguen a un estado final de equilibrio térmico. El bloque A es de aluminio [$c_p = 0.900 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$] con una masa $m_A = 455 \text{ g}$ y el bloque B es de cobre [$c_p = 0.385 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$] con $m_B = 910 \text{ g}$.

- Calcule la temperatura final de equilibrio. (1.5 puntos)
- Calcule el cambio de entropía para cada bloque. (2.5 puntos)
- Calcule el cambio de entropía total del sistema aislado. (1.5 puntos)
- ¿Se trata de un proceso reversible? Justifique su respuesta. (0.5 puntos)

PAUTA I3

Problema 1:

Datos:

$$T_{1A} = 93.3^\circ\text{C} \quad m_A = 455\text{ g} \quad C_{PA} = 0.900 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$T_{1B} = 537.8^\circ\text{C} \quad m_B = 910\text{ g} \quad C_{PB} = 0.385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Los sólidos podemos aproximarlos por incompresibles:

$$C_P \approx C_V \approx cte$$

$$\text{Por lo tanto} \quad C_{PA} = C_{VA} = C_A$$

$$C_{PB} = C_{VB} = C_B$$

a) Primera Ley: $\Delta U = \int \dot{Q} - \int \dot{W}$

$$\Delta U = \Delta U_A + \Delta U_B = 0$$

$$\Delta U_A = \int \dot{Q}_A = m_A C_A (T_{2A} - T_{1A})$$

$$\Delta U_B = \int \dot{Q}_B = m_B C_B (T_{2B} - T_{1B})$$

$$m_A C_A (T_{2A} - T_{1A}) = - m_B C_B (T_{2B} - T_{1B})$$

Por $T_{2A} = T_{2B} = T_2$; Despejando:

$$T_2 = \frac{m_A C_A T_{1A} + m_B C_B T_{1B}}{m_A C_A + m_B C_B}$$

1 punto

$$T_2 \approx 298^\circ\text{C} \approx 571\text{ K}$$

0.5 puntos

b) ΔS en sólidos: $\Delta S = m c \ln \frac{T_f}{T_i}$ 1 punto

$\Delta S_A = m_A C_A \ln \frac{T_2}{T_{1A}} = + 0.182 \frac{\text{KJ}}{\text{K}}$ 0.75 puntos

$\Delta S_B = m_B C_B \ln \frac{T_2}{T_{1B}} = - 0.122 \frac{\text{KJ}}{\text{K}}$ 0.75 puntos

c) $\Delta S = \Delta S_A + \Delta S_B = 0.182 \frac{\text{KJ}}{\text{K}} - 0.122 \frac{\text{KJ}}{\text{K}}$

$\Delta S = + 0.059 \frac{\text{KJ}}{\text{K}}$ 1.5 puntos

d) Proceso IRREVERSIBLE 0.25 puntos

Justificación:

Transferencia de calor debido
a diferencia de temperatura
finita

o

$\Delta S_{\text{AISLADO}} > 0 \Rightarrow \text{IRREVERSIBLE}$

0.25 puntos

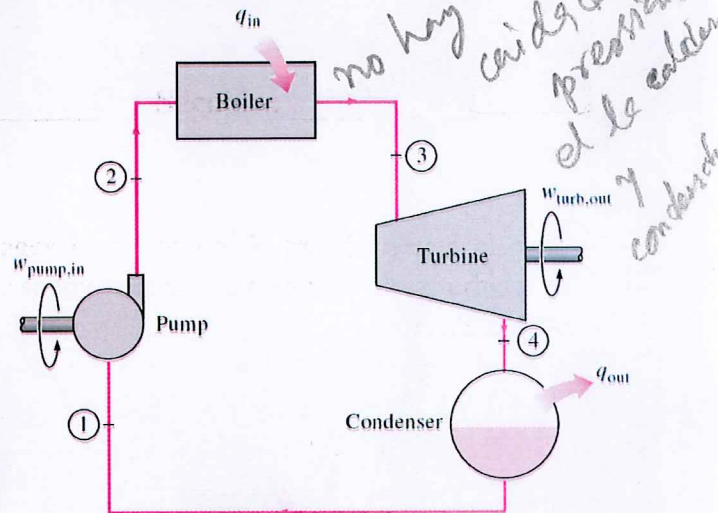
Nombre: _____ Sección: _____



Problema 2

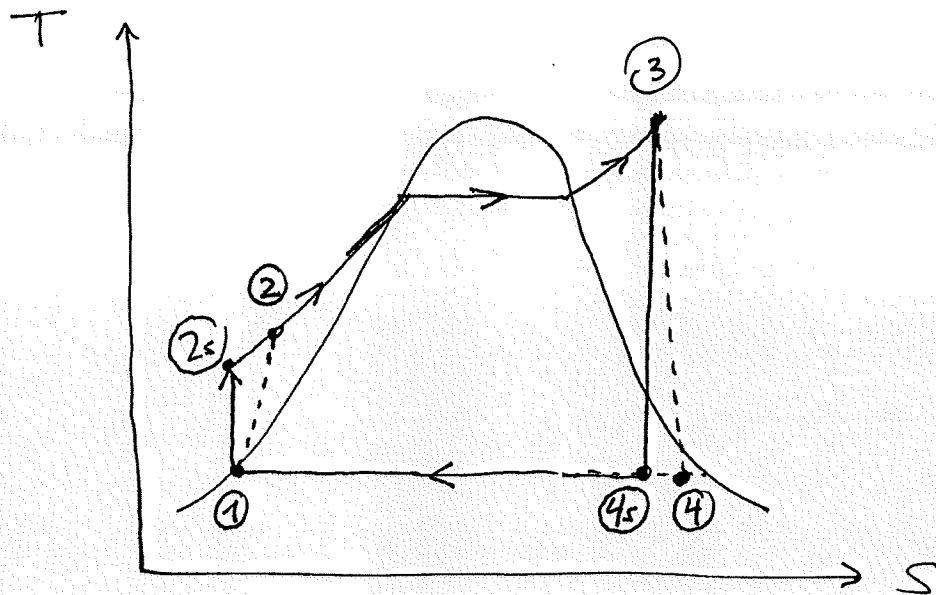
Considere la planta generadora que opera con vapor de agua como fluido de trabajo, según el ciclo Rankine simple mostrado en la figura. La presión del vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina es de 10 MPa, a una temperatura de 500 °C, mientras que la presión del líquido saturado a la entrada de la bomba es de 10 kPa. Suponga que la eficiencia isentrópica de la bomba es del 80%, mientras la de la turbina es del 85%. Si la planta debe generar una potencia neta de 500 MW, determine:

- La calidad del vapor a la salida de la turbina, en el caso ideal isentrópico (1 punto)
- La calidad real del vapor a la salida de la turbina, considerando la eficiencia isentrópica del 85% (1 punto)
- El trabajo por unidad de masa realizado por la bomba (1 puntos)
- El calor por unidad de masa entregado a la caldera (1 punto)
- La eficiencia térmica del ciclo real (1 punto)
- El flujo másico de agua que circula por el ciclo (1 punto)



Problema 2

Diagrama:



①

Datos: $P_3 = P_2 = 10 \text{ MPa}$, $T_3 = 500^\circ\text{C}$ } Vapor
 $h_3 = 3375.1 \text{ kJ/kg}$ } sobrecalent.
 $S_3 = 6.5995 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ } ③

$$P_4 = P_1 = 10 \text{ kPa}$$

① Lq saturada a \Rightarrow $\begin{cases} T_1 = 45.81^\circ\text{C} \\ v_{f1} = 0.001010 \text{ m}^3/\text{kg} \\ S_1 = S_{f1} = 0.6492 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \\ h_1 = h_{f1} = 191.81 \text{ kJ/kg} \end{cases}$
 $P_1 = 10 \text{ kPa}$

(a) En ④: Mezcla líquida + vapor sat. a $P_4 = 10 \text{ kPa}$. ②

$$h_f = 191.81 \text{ kJ/kg} \quad s_f = 0.6492 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_g = 2583.9 \text{ kJ/kg} \quad s_g = 8.1488 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Si turbina ideal: $s_4 = s_3 = 6.5995 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.
isentrópica
 $= x_{4,s} \cdot s_g + (1 - x_{4,s}) \cdot s_f$.

$$\Rightarrow \boxed{x_{4,s} = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6.5995 - 0.6492}{8.1488 - 0.6492} = 0.79342}$$

① pt

(b) la entalpía a la salida de la turbina, en el caso ideal isentrópico:

$$\boxed{h_{4,s} = x_{4,s} \cdot h_g + (1 - x_{4,s}) \cdot h_f = 2089.7 \text{ kJ/kg}}$$

0.25 pt

Usando la definición de la eficiencia de la turbina:

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{t,s}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} = 0.85.$$

↓

$$h_4 = h_3 - \eta_t (h_3 - h_{4,s}) = 3375.1 - 0.85 \cdot (3375.1 - 2089.7)$$

$$\boxed{h_4 = 2282.5 \text{ kJ/kg}} \quad \text{0.25 pt}$$

Con h_4 real, se obtiene la calidad real x_4 a la salida de la turbina. (3)

$$x_4 = \frac{h_4 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{2282.5 - 191.81}{2583.9 - 191.81} = 0.874$$

(0.5 pt)

(d) $q_{in} = h_3 - h_2$ (0.25 pt)

Para obtener h_2 , ~~se calcula~~ primero la entalpía a la salida de la bomba para el caso ideal isentrópico:

$$h_{2s} = h_1 + v_{f1} (P_2 - P_1)$$

$$= 191.81 + 0.001010 \cdot (10000 - 10) = 201.90 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(0.25 pt)

Esto se corrige en la eficiencia de la bomba:

$$\eta_B = \frac{w_{Bs}}{w_B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_B}$$

$$= 191.81 + \frac{201.90 - 191.81}{0.8}$$

$$h_2 = 204.42 \text{ kJ/kg} \quad (0.25 \text{ pt})$$

$$q_{in} = 3375.1 - 204.42 = 3170.7 \text{ kJ/kg}$$

(0.25 pt)

(d) Trabajo neto : $W_{\text{neto}} = W_{\text{turb.}} - W_{\text{Bomba}}$

(4)

(c) $W_{\text{Bomba}} = h_2 - h_1 = 204.42 - 191.81 = 12.61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$W_{\text{turbine}} = h_3 - h_4 = 3375.1 - 2282.5 = 1092.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(e) $W_{\text{neto}} = 1092.6 - 12.61 = 1080 \text{ kJ/kg}$

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{in}}} = \frac{1080}{3170.7} = 0.34062 \sim 34\%$$

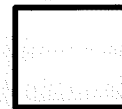
(1 pt)

(f) $\dot{W} = \dot{m} W_{\text{neto}} \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{W}}{W_{\text{neto}}} = \frac{500 \cdot 10^3}{1080} = 462.96 \text{ kg/s}$

(1 pt)

Nombre: _____

Sección: _____



Problema 3

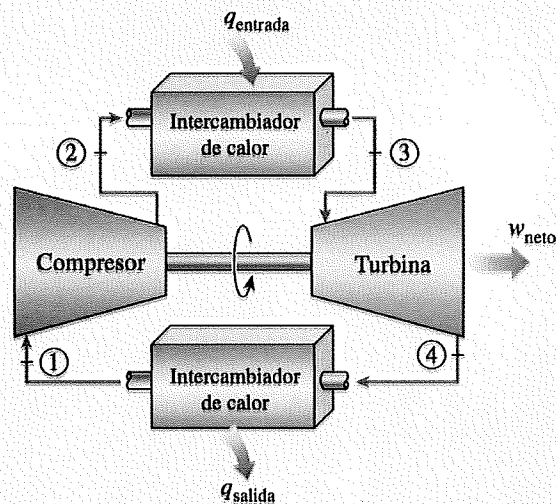
Se opera una turbina de gas como la mostrada en el diagrama de abajo en un ciclo de Brayton. El fluido de trabajo es aire, la razón de presiones es 12, la temperatura del aire a la entrada del compresor es 300 K y la temperatura a la entrada de la turbina es 1000 K. El ciclo produce un trabajo neto de 70 MW.

Asumiendo que tanto la turbina como el compresor tienen una eficiencia isentrópica de 100 %:

- Bosqueje el ciclo cualitativamente en un diagrama $P-v$ y $T-s$ (1 punto).
- Determine el trabajo específico consumido por el compresor, y el producido por la turbina (2 puntos).
- Determine el flujo másico de aire que circula por la turbina de gas (1 punto).

Ahora asuma que tanto la turbina como el compresor tienen una eficiencia isentrópica de 85%:

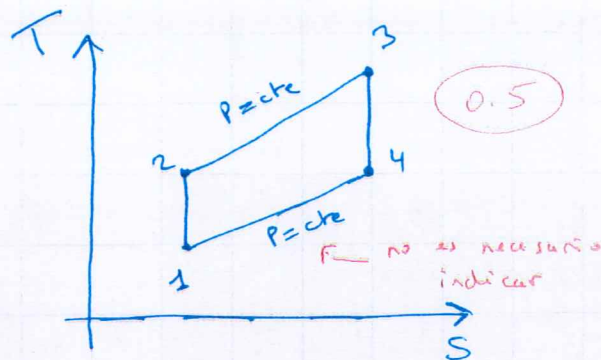
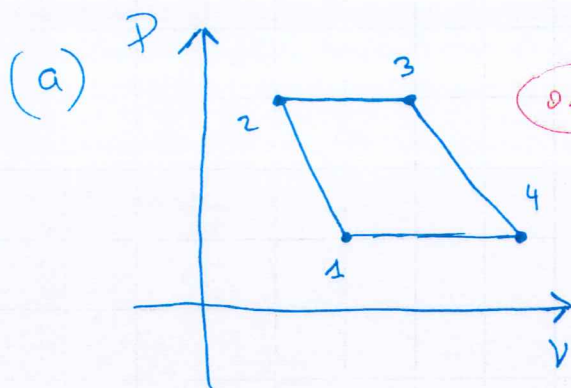
- Determine el flujo másico de aire que debe circular por la turbina de gas para mantener el trabajo neto de 70 MW (1 punto).
- Determine la eficiencia térmica del ciclo (1 punto)



Nota: para todo el problema puede asumir que el aire es un gas ideal con calores específicos constantes ($c_p = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$ y índice adiabático, $k = 1.4$). Todos los dispositivos son de flujo estacionario en donde puede despreciar cambios de energía cinética y potencial. La turbina y el compresor son adiabáticos.

Problema 3

Problema Brayton I3



(b) Para el compresor, necesitamos T_2 ; como el proceso es isentrópico (asumiendo $\eta_c = 100\%$), tenemos que:

$$T P^{(1-k)/k} = \text{cte} \Rightarrow T_1 P_1^{(1-k)/k} = T_{2s} P_2^{(1-k)/k}$$

↑ temperatura a la salida del compresor en el caso isentrópico

por lo que $T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 (12)^{0.4/1.4} = 610.2 \text{ K}$

El compresor es un dispositivo de flujo estacionario: $\dot{E}_e = \dot{E}_i - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \dot{e}_e - \sum \dot{m}_i \dot{e}_i$

por lo que $W_c = h_1 - h_{2s}$ (ya que $\dot{m}_c = \dot{m}_s$)

Asumiendo C_p constante, $W_{cs} = C_p (T_1 - T_{2s}) = 1.005 (300 - 610.2)$

$= -311.75 \text{ kJ/kg}$

↑
trabajo consumido por el compresor en el caso isentrópico

el signo no importa
↑
< 0 ya que el compresor consume/requiere trabajo

Para la turbina hacemos algo muy similar:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1000 \left(\frac{1}{12} \right)^{0.4/1.4} = 491.7 \text{ K}$$

Y $W_{ts} = h_3 - h_{4s} = C_p (T_3 - T_{4s}) = 1.005 (1000 - 491.7)$

$= 510.84 \text{ kJ/kg}$

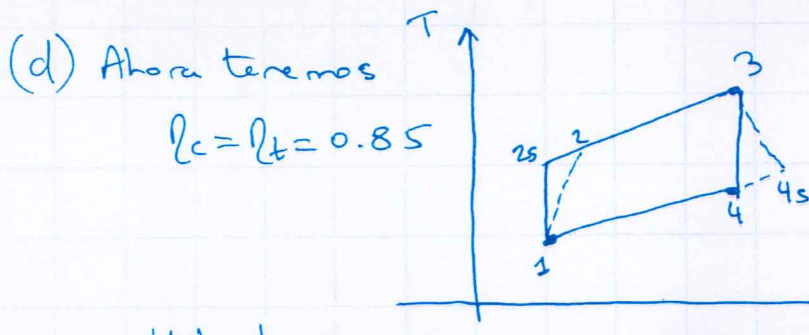
↑
> 0 ya que produce trabajo

(c) El trabajo neto específico es $w_{neto,s} = w_{t,s} - |w_{c,s}|$ (o $w_{t,s} + w_{c,s}$)
 ↑
 en el caso isentrópico

y nos queda: $w_{neto,s} = 199.1 \text{ kJ/kg}$.

Nos dicen que $\dot{W}_{neto} = 70 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \dot{m} w_{neto,s}$ (0.5)

por lo que $\dot{m} = \frac{70000 \text{ kJ/s}}{199.1 \text{ kJ/kg}} = 352 \text{ kg/s}$. (0.5)



$$\eta_c = \frac{|w_{c,s}|}{|w_c|} \Rightarrow |w_c| = \frac{311.75}{0.85} = 366.76 \text{ kJ/kg}$$

↑
trabajo realmente consumido por el compresor ($\rightarrow w_{c,s}$)

De la misma forma, $\eta_t = \frac{w_{t,s}}{w_t} \Rightarrow w_t = (510.84) 0.85 = 434.21 \text{ kJ/kg}$
 ↑
 trabajo realmente producido por la turbina ($\leftarrow w_{t,s}$)

Por ende $w_{neto} = 434.21 - 366.76 = 67.45 \text{ kJ/kg}$ (0.5)

Y $\dot{W}_{neto} = 70000 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \dot{m} w_{neto}$

$\rightarrow \dot{m} = 1037.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ (0.5)

(e) $\eta = \frac{w_{neto}}{q_H}$, por lo que necesitamos q_H .

Para la caldera $\dot{E}_{cv} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e \Rightarrow \dot{q}_{cal} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$ (0.25)

Necesitamos T_2 , que podemos sacar de $|w_c| = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$

$\Rightarrow T_2 = \frac{|w_c|}{c_p} + T_1 = 664.93 \text{ K}$ (0.25) $\rightarrow T_{2s}$ como mostrado en el diagrama

Por ende $q_{cal} = 1.005(1000 - 664.93) = 336.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, y $\eta = \frac{w_{neto}}{q_{cal}} = 0.20$ (0.25)

Nombre: _____ Sección: _____



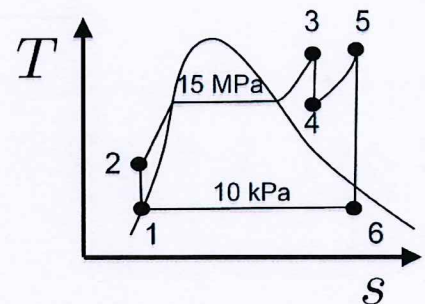
Problema 4

Importante: Marque con una cruz (X) sólo la alternativa correcta.

	a	b	c	d	e
(1)		X			
(2)			X		
(3)				X	X
(4)			X		
(5)		X			
(6)		X			

(1) Una manera de aumentar la eficiencia del ciclo Rankine es expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. La siguiente figura muestra el gráfico entre entropía específica y temperatura de este tipo de ciclo. Considerando la figura, indique cuáles son la salida total de trabajo de la turbina (w) y el calor ingresado al sistema (q_e).

- $w = h_2 - h_1$ y $q_e = h_3 - h_2$
- $w = h_3 - h_4 + h_5 - h_6$ y $q_e = h_3 - h_2 + h_5 - h_4$
- $w = h_5 - h_6$ y $q_e = h_3 - h_2$
- $w = h_3 - h_4 + h_5 - h_6 + h_1 - h_2$ y $q_e = h_3 - h_2 + h_5 - h_6$
- Ninguna de las anteriores



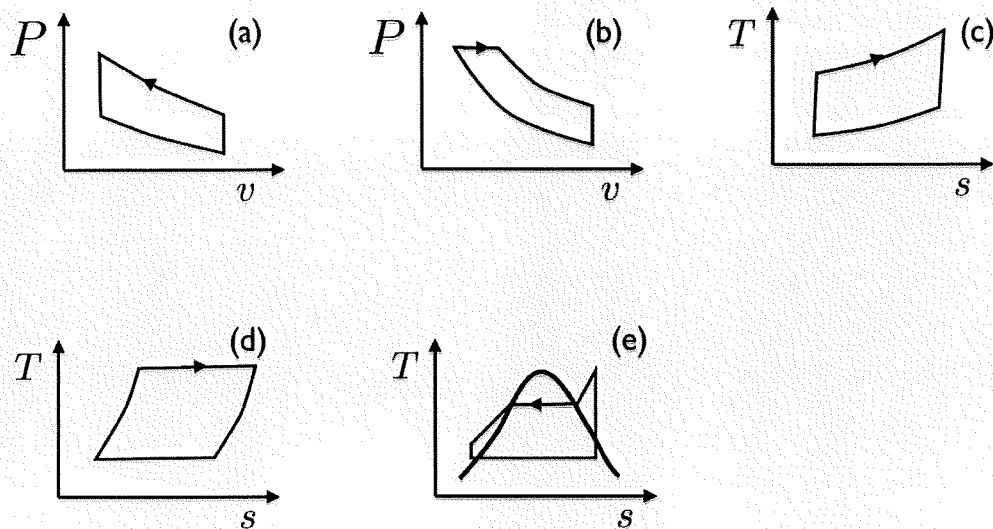
(2) Indique cuál de las siguientes afirmaciones respecto de los ciclos ideales de Otto y Diésel es correcta,

- a. El ciclo de Otto es un ciclo de combustión interna, mientras que el ciclo de Diésel es de combustión externa
- b. En el ciclo de Otto la eficiencia térmica aumenta con la razón de compresión, mientras que en el ciclo de Diésel la eficiencia térmica se mantiene constante
- c. En el ciclo de Otto la combustión se genera por ignición inducida a volumen constante, mientras que en el ciclo de Diésel la combustión se genera por autoencendido a presión constante
- d. La eficiencia térmica del ciclo de Diésel es mayor o igual que la eficiencia térmica del ciclo de Otto para una misma razón de compresión
- e. Ninguna de las anteriores

(3) Considere un ciclo de Otto con un volumen mínimo $v_{min} = 0.1$ L y un volumen máximo $v_{max} = 1.0$ L. El ciclo tiene una presión media efectiva de 500 kPa. Se decide utilizar aire con una razón entre calores específicos $k = c_p/c_v = 1.4$. Indique cuál de los siguientes valores se acerca más al calor ingresado al sistema,

- a. 747.64 kJ/kg
- b. 0.5 kJ/kg
- c. 74.76 kJ/kg
- d. 0.7476 kJ/kg
- e. ninguna de las anteriores.

(4) Indique cuál de los siguientes diagramas representa mejor un motor de combustión de Otto.



(5) Determine cuál de las siguientes afirmaciones es falsa:

- Un proceso adiabático reversible necesariamente es isentrópico.
- Un proceso isentrópico necesariamente es adiabático reversible.
- La entropía de un sistema cerrado adiabático durante un proceso siempre se incrementa o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante.
- En ausencia de cualquier transferencia de calor, el cambio de entropía de un sistema cerrado solamente se debe a las irreversibilidades.
- El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso isotérmico internamente reversible puede ser positivo o negativo.

(6) Un ciclo ideal Diésel tiene una relación de compresión de 20 y una relación de cierre de admisión (cociente del volumen del sistema después y antes de la combustión) de 2.0. El estado del aire al inicio de la compresión es 95 kPa y 20°C. Cuál de las siguientes es la temperatura máxima (aproximadamente) del aire en el ciclo: ($k_{aire} = c_p/c_v = 1.4$)

- 1300 K
- 1942 K
- 1842 K
- 971 K
- ninguna de las anteriores.