

EXERGÍA

El creciente conocimiento acerca de que los recursos energéticos mundiales son limitados ha provocado que muchos países reexaminen sus políticas de energía y tomen medidas drásticas para evitar el desperdicio. También ha desatado el interés en la comunidad científica para considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía y desarrollar nuevas técnicas que permitan utilizar mejor los limitados recursos existentes. La primera ley de la termodinámica trata sobre la *cantidad* de energía y afirma que ésta no puede crearse ni destruirse. Esta ley sirve meramente como una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso y no ofrece desafíos al ingeniero. Sin embargo, la segunda ley tiene que ver con la *calidad* de la energía: más específicamente, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, de la generación de entropía y de la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, además de ofrecer el margen suficiente para la mejora.

La segunda ley de la termodinámica ha demostrado ser una herramienta muy poderosa en la optimización de sistemas termodinámicos complejos. En este capítulo se examina el desempeño de dispositivos técnicos a la luz de la segunda ley. Se inicia con la introducción de la *exergía* (también llamada *disponibilidad*), que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados; y se continúa con el *trabajo reversible* que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados. Luego se expone la *irreversibilidad* (también llamada *destrucción de exergía* o *trabajo perdido*), que es el potencial de trabajo desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades, y se define una *eficiencia según la segunda ley*. Por último se desarrolla una relación de *balance de exergía* aplicada a los sistemas cerrados y volúmenes del control.



OBJETIVOS

En el capítulo 8, los objetivos son:

- Examinar el desempeño de los dispositivos de la ingeniería a la luz de la segunda ley de la termodinámica.
- Definir la *exergía*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados.
- Definir *trabajo reversible*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados.
- Definir *destrucción de exergía*, que es el potencial de trabajo desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades.
- Definir la *eficiencia según la segunda ley*.
- Desarrollar la relación de balance de exergía.
- Aplicar el balance de exergía a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

8-1 ■ EXERGÍA: POTENCIAL DE TRABAJO DE LA ENERGÍA

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, como un pozo geotérmico, lo primero que hacen los exploradores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, esta sola información sirve de poco para decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que realmente se necesita saber es el *potencial de trabajo* de la fuente, es decir, la cantidad de energía que podemos extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. Esta propiedad es la *exergía*, que también se denomina *disponibilidad* o *energía disponible*.

El potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema en un estado especificado es simplemente el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema. Recordemos que el trabajo realizado durante un proceso depende de los estados inicial y final y de la trayectoria del proceso. Es decir,

$$\text{Trabajo} = f(\text{estado inicial, trayectoria del proceso, estado final})$$

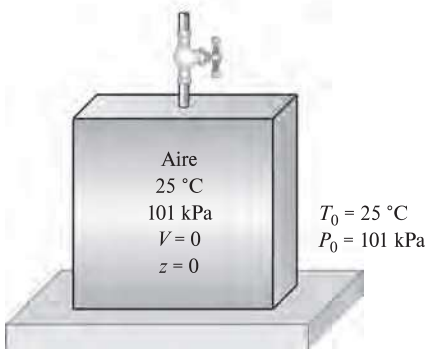


FIGURA 8-1

Un sistema que está en equilibrio con sus alrededores se dice que está en el estado muerto.

En un análisis de exergía se especifica el *estado inicial*, por lo tanto no es una variable. La salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de una *manera reversible*, como se explicó en el capítulo 7. Por consiguiente, determinando el trabajo potencial todas las irreversibilidades se desprecian. Por último, el sistema debe estar en el *estado muerto* al final del proceso para maximizar la salida de trabajo.

Se afirma que un sistema está en el **estado muerto** cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente (Fig. 8-1). En este estado, un sistema está a la temperatura y a la presión de su ambiente (en equilibrio térmico y mecánico), no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente (velocidad cero y elevación cero por arriba del nivel de referencia) y no reacciona con el ambiente (químicamente inerte). Tampoco hay efectos de desequilibrio magnético, eléctrico y tensión superficial entre el sistema y sus alrededores, si éstos son relevantes para la situación específica. Las propiedades de un sistema en el estado muerto se denotan mediante el subíndice cero, por ejemplo, P_0 , T_0 , h_0 , u_0 y s_0 . A menos que se especifique de otra manera, la temperatura y la presión del estado muerto se suponen como $T_0 = 25\text{ °C}$ (77 °F) y $P_0 = 1\text{ atm}$ (101.325 kPa o 14.7 psia). Un sistema tiene exergía cero en el estado muerto.

Se debe diferenciar entre *alrededores*, *alrededores inmediatos* y *ambiente*. Por definición, los **alrededores** son todo lo que está fuera de las fronteras del sistema; los **alrededores inmediatos** corresponden a la porción de los alrededores que son afectados por el proceso, y el **ambiente** es la región que se halla más allá de los alrededores inmediatos cuyas propiedades en cualquier punto no son afectadas por el proceso. Por consiguiente, cualquier irreversibilidad durante un proceso ocurre dentro del sistema y sus alrededores inmediatos, mientras que el ambiente está libre de cualquier irreversibilidad. Cuando se analiza el enfriamiento de una papa horneada caliente en una habitación a 25 °C , por ejemplo, el aire tibio que rodea la papa corresponde a los alrededores inmediatos, y la parte restante del aire de la habitación a 25 °C es el ambiente. Note que la temperatura de los alrededores inmediatos cambia de la que tiene la papa en la frontera a la del ambiente que se encuentra a 25 °C (véase Fig. 8-2).

La noción de que un sistema debe ir al estado muerto hacia el final del proceso para maximizar la salida de trabajo puede explicarse como sigue: si la temperatura del sistema en el estado final es mayor que (o menor que) la temperatura del ambiente en que se encuentra, siempre será posible producir trabajo adicional al operar una máquina térmica entre estos dos niveles de temperatura. Si la presión final es mayor que (o menor que) la presión del ambiente, aún es posible obtener trabajo si se permite que el sistema se expanda a la presión del ambiente. Si la velocidad final del sistema no es cero, podemos tomar esa energía cinética extra mediante una turbina y convertirla en el trabajo de un eje giratorio, y así sucesivamente. Ningún trabajo puede producirse a partir de un sistema que está inicialmente en el estado muerto. La atmósfera que nos rodea contiene una enorme cantidad de energía, sin embargo se encuentra en estado muerto y la energía que contiene no posee potencial de trabajo (Fig. 8-3).

Por consiguiente, se concluye que *un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto*. Esto representa el *potencial de trabajo útil* del sistema en el estado especificado y se llama **exergía**. Es importante comprender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregará después de la instalación; sino que representa *el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica*. Habrá siempre una diferencia, grande o pequeña, entre la exergía y el trabajo real entregado por un dispositivo, diferencia que representa para los ingenieros la posibilidad para la mejora.

Observe que la exergía de un sistema en un estado especificado depende de las condiciones del ambiente (el estado muerto) así como de las propiedades del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de la *combinación entre sistema y ambiente* y no del sistema exclusivamente. La alteración del ambiente es otra manera de aumentar la exergía, pero definitivamente no es una alternativa fácil.

El término *disponibilidad (availability)* fue popularizado en Estados Unidos por la Escuela de Ingeniería del Massachusetts Institute of Technology (MIT) en la década de 1940. Hoy, un término equivalente introducido en Europa en los años de 1950, *exergía*, ha encontrado aceptación mundial en parte porque es más corto, rima con energía y entropía y puede adaptarse sin requerir traducción. En este libro, el término que se prefiere es *exergía*.

Exergía (potencial de trabajo) asociada con la energía cinética y potencial

La energía cinética es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. El *potencial de trabajo* o la *exergía* de la energía cinética de un sistema es igual a la propia energía cinética sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente. Es decir,

$$\text{Exergía de la energía cinética: } x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8-1)$$

donde V es la velocidad del sistema relativa al ambiente.

La energía potencial también es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. Así, la *exergía* de la energía potencial de un sistema es igual a la propia energía potencial sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente (Fig. 8-4). Es decir,

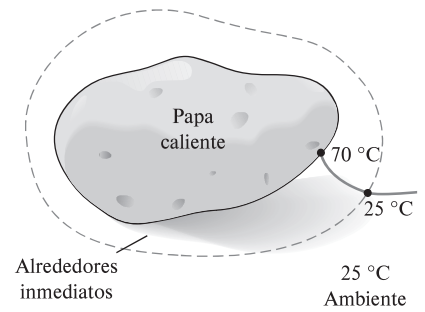


FIGURA 8-2

Los alrededores inmediatos de una papa caliente corresponden simplemente a la zona del gradiente de temperatura del aire en la cercanía de la papa.



FIGURA 8-3

La atmósfera contiene una enorme cantidad de energía, pero cero exergía.

© Design Pics/Dean Muz/Getty Images RF

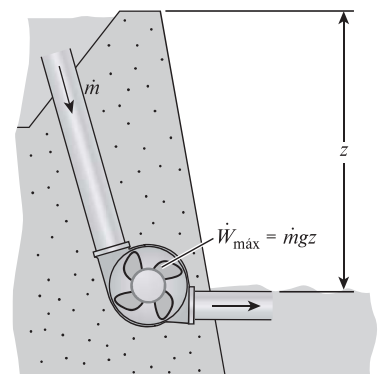


FIGURA 8-4

El *potencial de trabajo* o *exergía* de la energía potencial es igual a la propia energía potencial.

$$\text{Exergía de la energía potencial: } x_{ep} = ep = gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8-2)$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del sistema relativa a un nivel de referencia en el ambiente.

Por consiguiente, las exergías de las energías cinética y potencial son iguales a ellas mismas y están completamente disponibles para trabajo. Sin embargo, la energía interna u y la entalpía h de un sistema no están completamente disponibles para trabajo, como se mostrará posteriormente.

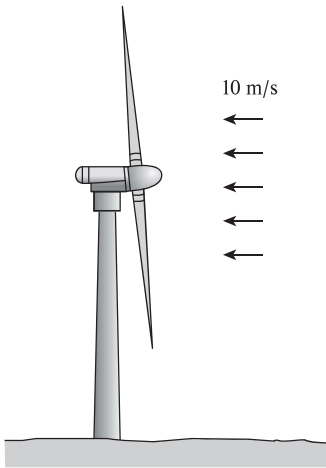


FIGURA 8-5
Esquema para el ejemplo 8-1.

EJEMPLO 8-1 Generación máxima de potencia de una turbina de viento

Una turbina de viento con un rotor de 12 m de diámetro, como la que se muestra en la figura 8-5, será instalada en un sitio donde el viento sopla constantemente a una velocidad promedio de 10 m/s. Determine la potencia máxima que puede generar la turbina de viento.

SOLUCIÓN El sistema es una turbina de viento que se instalará en un sitio especificado. Se determinará la potencia máxima que la turbina de viento puede generar.

Suposición El aire está en condiciones normales de 1 atm y 25 °C, por lo tanto su densidad es de 1.18 kg/m³.

Análisis El aire que fluye con el viento tiene las mismas propiedades que el atmosférico que está estancado, sólo que posee una velocidad y por ende alguna energía cinética. Este aire alcanzará el estado muerto cuando se detenga por completo. Por consiguiente, la exergía del aire que sopla es simplemente la energía cinética que posee

$$ec = \frac{V^2}{2} = \frac{(10 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = 0.05 \text{ kJ/kg}$$

Es decir, cada unidad de masa de aire que fluye a una velocidad de 10 m/s tiene un potencial de trabajo de 0.05 kJ/kg. En otros términos, una turbina de viento perfecta detendrá el aire completamente y capturará 0.05 kJ/kg de trabajo potencial. Para determinar la potencia máxima es necesario saber la cantidad de aire que atraviesa el rotor de la turbina de viento por unidad de tiempo, es decir, el flujo másico, el cual es

$$\dot{m} = \rho AV = \rho \frac{\pi D^2}{4} V = (1.18 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi (12 \text{ m})^2}{4} (10 \text{ m/s}) = 1335 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto,

$$\text{Potencia máxima} = \dot{m}(ec) = (1335 \text{ kg/s})(0.05 \text{ kJ/kg}) = 66.8 \text{ kW}$$

Ésta es la potencia máxima disponible de la turbina de viento. Si se supone una eficiencia de conversión de 30 por ciento, una turbina de viento real convertirá 20.0 kW a electricidad. Observe que en este caso el potencial de trabajo es igual a la energía cinética total del aire.

Comentario Aunque la energía cinética total del viento está disponible para la producción de potencia, la ley de Betz establece que la potencia de salida de una máquina de viento está en un máximo cuando el viento se reduzca a un tercio de su velocidad inicial. Por consiguiente, para la potencia máxima (y por lo tanto el costo mínimo por potencia instalada), la eficiencia más alta de una turbina de viento es aproximadamente 59 por ciento. En la práctica, la eficiencia real tiene un rango entre 20 y 40 por ciento y es de alrededor de 35 por ciento para muchas turbinas de viento.

La potencia del viento es adecuada para ser aprovechada cuando hay vientos constantes con una velocidad promedio de por lo menos 6 m/s (o 13 mph). Las recientes mejoras en el diseño de turbinas de viento han disminuido el costo de la generación de potencia del viento a aproximadamente 5 centavos de dólar por kWh, lo cual las vuelve competitivas respecto a la generación de electricidad por otros medios.

EJEMPLO 8-2 Transferencia de exergía desde un horno

Se tiene un horno grande que puede transferir calor a una temperatura de 2 000 R a una tasa estacionaria de 3 000 Btu/s. Determine la tasa de flujo de exergía asociada con esta transferencia de calor. Suponga una temperatura ambiente de 77 °F.

SOLUCIÓN Un horno grande proporciona calor a una temperatura especificada. Se determinará la tasa de flujo de exergía.

Análisis En este ejemplo, el horno puede modelarse como un depósito térmico que suministra calor indefinidamente a una temperatura constante. La exergía de esta energía térmica es su potencial de trabajo útil, es decir, la máxima cantidad de trabajo posible que puede extraerse de él. Esto corresponde a la cantidad de trabajo que puede producir una máquina térmica reversible que opera entre el horno y el ambiente. La eficiencia térmica de esta máquina térmica reversible es

$$\eta_{\text{tér,máx}} = \eta_{\text{tér,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{537 \text{ R}}{2\,000 \text{ R}} = 0.732 \text{ (o } 73.2\%)$$

Es decir, una máquina térmica puede convertir en trabajo, en el mejor de los casos, 73.2 por ciento del calor recibido desde el horno. Por lo tanto, la exergía de este horno es equivalente a la potencia producida por la máquina térmica reversible:

$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{W}_{\text{rev}} = \eta_{\text{tér,rev}} \dot{Q}_{\text{ent}} = (0.732)(3\,000 \text{ Btu/s}) = 2\,196 \text{ Btu/s}$$

Comentario Observe que 26.8 por ciento del calor transferido del horno no está disponible para realizar trabajo. La porción de energía que no puede convertirse en trabajo se llama **energía no disponible** (Fig. 8-6), la cual simplemente es la diferencia entre la energía total de un sistema en un estado especificado y la exergía de esa energía.

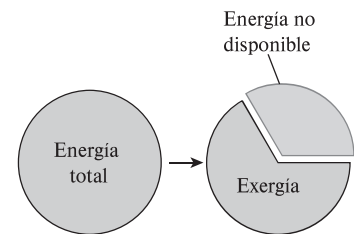


FIGURA 8-6

La energía no disponible es la porción de energía que no puede ser convertida en trabajo incluso por una máquina térmica reversible.

8-2 ■ TRABAJO REVERSIBLE E IRREVERSIBILIDAD

La propiedad exergía sirve como una valiosa herramienta en la determinación de la calidad de la energía y en la comparación de los potenciales de trabajo de diferentes fuentes de energía o sistemas. Sin embargo, la evaluación de solamente la exergía no es suficiente para estudiar dispositivos técnicos que operan entre dos estados fijos, ya que cuando se evalúa la exergía siempre se supone que el estado final es el *estado muerto*, lo cual casi nunca es el caso para los sistemas técnicos reales. Las eficiencias isentrópicas analizadas en el capítulo 7 también son de uso limitado porque el estado de salida del proceso modelo (isentrópico) no es igual al de salida real y se limita a los procesos adiabáticos.

En esta sección se describirán dos cantidades que se relacionan con los estados inicial y final reales de los procesos y que sirven como valiosas herramientas en el análisis termodinámico de componentes o sistemas. Tales cantidades son el *trabajo reversible* y la *irreversibilidad* (o *destrucción de exergía*). Pero pri-

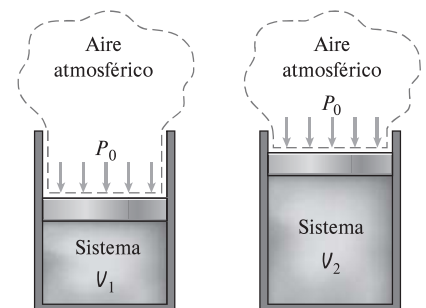


FIGURA 8-7

Cuando un sistema cerrado se expande, algún trabajo necesita ser realizado para hacer a un lado el aire atmosférico ($W_{\text{alrededores}}$).

mero examinemos el **trabajo de los alrededores**, el cual es el trabajo realizado por o contra los alrededores durante un proceso.

El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre se halla completamente en una forma utilizable. Por ejemplo, cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se expande, parte del trabajo realizado por el gas se usa para empujar el aire atmosférico fuera del camino del émbolo (Fig. 8-7). Este trabajo, que no puede recuperarse para ser utilizado en cualquier propósito útil, es igual a la presión atmosférica P_0 por el cambio de volumen del sistema,

$$W_{\text{alrededores}} = P_0(V_2 - V_1) \quad (8-3)$$

La diferencia entre el trabajo real W y el trabajo de los alrededores $W_{\text{alrededores}}$ se denomina **trabajo útil** W_u :

$$W_u = W - W_{\text{alrededores}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (8-4)$$

Cuando un sistema se expande y realiza trabajo, la parte del trabajo realizado se emplea para superar la presión atmosférica, por lo tanto $W_{\text{alrededores}}$ representa una pérdida. Sin embargo, cuando un sistema se comprime, la presión atmosférica ayuda al proceso de compresión y entonces $W_{\text{alrededores}}$ representa una ganancia.

Observe que el trabajo realizado por o contra la presión atmosférica sólo tiene importancia para sistemas cuyo volumen cambia durante el proceso (es decir, sistemas que involucran trabajo de la frontera móvil); mientras que no tiene importancia para los dispositivos cíclicos y sistemas cuyas fronteras permanecen fijas durante un proceso como los recipientes rígidos y dispositivos de flujo estacionario (turbinas, compresores, toberas, intercambiadores de calor, etc.), como se muestra en la figura 8-8.

El **trabajo reversible** W_{rev} se define como *la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados*. Éste es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. Cuando el estado final es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la exergía. Para procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible representa la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo ese proceso. Para fines convenientes a la presentación, a lo largo de este capítulo el término *trabajo* se usa para denotar tanto el trabajo como la potencia.

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u , se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, y esta diferencia se llama **irreversibilidad** I , la cual se expresa como (Fig. 8-9)

$$I = W_{\text{rev,sal}} - W_{u,\text{sal}} \quad \text{o} \quad I = W_{u,\text{ent}} - W_{\text{rev,ent}} \quad (8-5)$$

La irreversibilidad es equivalente a la *exergía destruida*, analizada en la sección 8-6. Para un proceso totalmente reversible, las condiciones de trabajo reales y reversibles son idénticas, por lo tanto la irreversibilidad es cero. Esto era de esperarse dado que los procesos totalmente reversibles no generan entropía. La irreversibilidad es una *cantidad positiva* para todo proceso real (irreversible) porque $W_{\text{rev}} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{\text{rev}} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo.

La irreversibilidad puede verse como el *potencial de trabajo desperdiciado* o la *oportunidad perdida* para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanto más pequeña es la irreversibi-

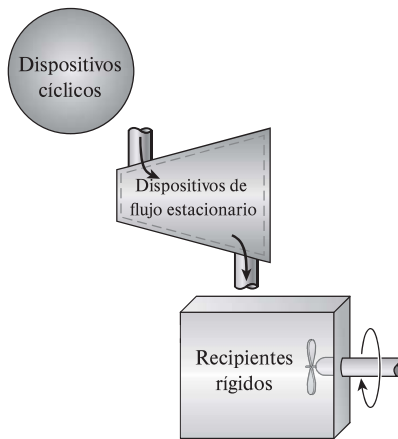


FIGURA 8-8

Para sistemas de volumen constante, los trabajos totales real y útil son idénticos ($W_u = W$).

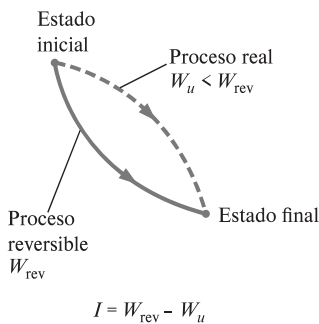


FIGURA 8-9

La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la irreversibilidad.

lidad asociada con un proceso, mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume). El desempeño de un sistema puede mejorarse minimizando la irreversibilidad asociada con él.

EJEMPLO 8-3 Tasa de irreversibilidad de una máquina térmica

Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 200 K a una tasa de 500 kJ/s y rechaza calor de desecho a un medio a 300 K (Fig. 8-10). La salida de potencia de la máquina térmica es de 180 kW. Determine la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad para este proceso.

SOLUCIÓN Se considera la operación de una máquina térmica. Se determinará la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad asociada con esta operación.

Análisis La potencia reversible para este proceso es la cantidad de potencia que una máquina térmica reversible, como la de Carnot, produciría al operar entre los mismos límites de temperatura, y se determina:

$$\dot{W}_{rev,sal} = \eta_{tér,rev} \dot{Q}_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right) \dot{Q}_{ent} = \left(1 - \frac{300 \text{ K}}{1\,200 \text{ K}}\right) (500 \text{ kW}) = 375 \text{ kW}$$

Ésta es la potencia máxima que puede producir una máquina térmica que opera entre los límites de temperatura especificados y que recibe calor a la tasa especificada. Esto también representaría la *potencia disponible* si 300 K fuera la temperatura más baja disponible para el rechazo de calor.

La tasa de irreversibilidad es la diferencia entre la potencia reversible (potencia máxima que podría producirse) y la salida de potencia útil:

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev,sal} - \dot{W}_{u,sal} = 375 - 180 = 195 \text{ kW}$$

Comentario Observe que 195 kW de potencia están desperdiciados durante este proceso como resultado de irreversibilidades. También, los 500 – 375 = 125 kW de calor desechados hacia el sumidero no están disponibles para ser convertidos a trabajo y por lo tanto no son parte de la irreversibilidad.

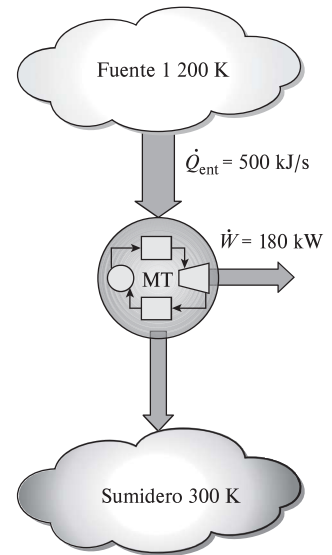


FIGURA 8-10
Esquema para el ejemplo 8-3.

EJEMPLO 8-4 Irreversibilidad durante el enfriamiento de un bloque de hierro

Un bloque de hierro de 500 kg, el cual se muestra en la figura 8-11, está inicialmente a 200 °C y se deja enfriar a 27 °C transfiriendo calor hacia el aire de los alrededores que se halla a 27 °C. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso.

SOLUCIÓN Un bloque de hierro caliente se deja enfriar con el aire. Se determinarán el trabajo reversible y la irreversibilidad asociados con este proceso.

Suposiciones 1 Las energías cinética y potencial son insignificantes. 2 El proceso no involucra interacciones de trabajo.

Análisis Se considera el *bloque de hierro* como el sistema, el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera. Se observa que ese calor es perdido por el sistema.

Probablemente le sorprenda que se le esté pidiendo encontrar el “trabajo reversible” para un proceso que no involucra ninguna interacción de trabajo; ahora bien, aun cuando no se intenta producir trabajo durante este proceso, el potencial para realizarlo existe, y el trabajo reversible es una medida cuantitativa de este potencial.

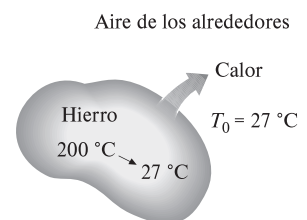


FIGURA 8-11
Esquema para el ejemplo 8-4.

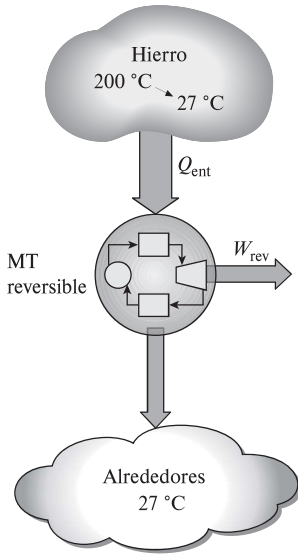


FIGURA 8-12

Un proceso de transferencia de calor irreversible puede volverse reversible mediante el uso de una máquina térmica reversible.

El trabajo reversible en este caso se determina al considerar una serie de máquinas térmicas reversibles imaginarias que operan entre la fuente (a una temperatura variable T) y el sumidero (a una temperatura constante T_0), como se muestra en la figura 8-12. Sumando su salida de trabajo:

$$\delta W_{rev} = \eta_{tér,rev} \delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right) \delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q_{ent}$$

y

$$W_{rev} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q_{ent}$$

La temperatura T de la fuente cambia de $T_1 = 200 \text{ °C} = 473 \text{ K}$ a $T_0 = 27 \text{ °C} = 300 \text{ K}$ durante este proceso. Una relación para la diferencial de la transferencia de calor desde el bloque de hierro puede obtenerse de la forma diferencial del balance de energía aplicado al bloque de hierro,

$$\underbrace{\delta E_{ent} - \delta E_{sal}}_{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{dE_{sistema}}_{\text{Cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

$$-\delta Q_{sal} = dU = mc_{prom} dT$$

Entonces,

$$\delta Q_{entrada,máquina térmica} = \delta Q_{salida,sistema} = - mc_{prom} dT$$

dado que las transferencias de calor del hierro y la máquina térmica son iguales en magnitud y opuestas en dirección. Al sustituir e integrar, el trabajo reversible queda determinado por

$$W_{rev} = \int_{T_1}^{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (-mc_{prom} dT) = mc_{prom}(T_1 - T_0) - mc_{prom} T_0 \ln \frac{T_1}{T_0}$$

$$= (500 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \left[(473 - 300) \text{ K} - (300 \text{ K}) \ln \frac{473 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right]$$

$$= 8 \text{ 191 kJ}$$

donde el valor del calor específico se obtiene de la tabla A-3. El primer término en la ecuación anterior [$Q = mc_{prom}(T_1 - T_0) = 38 \text{ 925 kJ}$] es la transferencia de calor total del bloque de hierro hacia la máquina térmica. El trabajo reversible para este problema es igual a 8 191 kJ, lo que significa que de los 38 925 kJ, 8 191 (21 por ciento) de calor transferidos desde el bloque de hierro hacia el aire del ambiente podrían convertirse en trabajo. Si la temperatura ambiente especificada de 27 °C es la más baja disponible de éste, el trabajo reversible determinado anteriormente también representa la exergía que es el potencial de trabajo máximo de la energía sensible contenida en el bloque de hierro.

La irreversibilidad para este proceso se determina a partir de su definición,

$$I = W_{rev} - W_u = 8 \text{ 191} - 0 = 8 \text{ 191 kJ}$$

Comentario Para este caso, el trabajo reversible y la irreversibilidad (potencial de trabajo desechado) es lo mismo, ya que todo el potencial de trabajo se desecha. La fuente de irreversibilidad en este proceso es la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura.

EJEMPLO 8-5 Potencial de calentamiento de un bloque caliente de hierro

El bloque de hierro analizado en el ejemplo 8-4 será utilizado para mantener una casa a 27 °C cuando la temperatura ambiente es de 5 °C. Determine la cantidad máxima de calor que puede proporcionarse a la casa cuando el hierro se enfría a 27 °C.

SOLUCIÓN El bloque de hierro se considera ahora para calentar una casa. Se determinará la cantidad máxima de calor que este bloque puede proporcionar.

Análisis Probablemente la primera idea para utilizar la energía almacenada en el bloque de hierro es llevarlo al interior y dejarlo enfriar dentro de la casa, como se muestra en la figura 8-13, de manera que transfiera su energía sensible como calor hacia el aire interior (siempre que se tenga, por supuesto, la aprobación del propietario). El bloque de hierro puede seguir “perdiendo” calor hasta que su temperatura disminuya a la temperatura interior de 27 °C, transfiriendo un total de 38 925 kJ de calor. Como se empleó toda la energía del bloque de hierro disponible para calentamiento sin desechar un solo kilojoule, parece que se trata de una operación 100 por ciento eficiente y nada puede modificar esto, ¿es así?

En el ejemplo 8-4 se determinó que este proceso tiene una irreversibilidad de 8 191 kJ, lo cual implica que las cosas no son tan “perfectas” como parecen. Un “proceso perfecto” es aquel que implica “cero irreversibilidad”. La irreversibilidad en este proceso está asociada con la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, que puede eliminarse operando una máquina térmica reversible entre el bloque de hierro y el aire interior. Esta máquina producirá (como se determinó en el ejemplo 8-4) 8 191 kJ de trabajo y desechará el resto: $38\,925 - 8\,191 = 30\,734$ kJ de calor a la casa. Así, se logra eliminar la irreversibilidad y terminar con 8 191 kJ de trabajo. ¿Qué podemos hacer con este trabajo? En el peor de los casos podemos convertirlo en calor operando una hélice, por ejemplo, creando una cantidad igual de irreversibilidad; también es posible proporcionarlo a una bomba de calor que transportará calor desde el exterior a 5 °C hacia el interior a 27 °C. Tal bomba, si es reversible, tiene un coeficiente de desempeño de

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278\text{ K})/(300\text{ K})} = 13.6$$

Es decir, esta bomba de calor puede suministrar a la casa 13.6 veces la energía que consume como trabajo. En este caso, consumirá 8 191 kJ de trabajo y entregará $8\,191 \times 13.6 = 111\,398$ kJ de calor a la casa. Por consiguiente, el bloque de hierro caliente tiene el potencial para proporcionar

$$(30\,734 + 111\,398)\text{ kJ} = 142\,132\text{ kJ} \cong 142\text{ MJ}$$

de calor a la casa. La irreversibilidad para este proceso es cero y esto es lo mejor que se puede hacer bajo las condiciones especificadas. Un argumento similar puede darse para la calefacción eléctrica de edificios residenciales o comerciales.

Comentario Ahora intente contestar la pregunta siguiente: ¿qué pasaría si la máquina térmica se operara entre el bloque de hierro y el aire exterior en lugar de la casa hasta que la temperatura del bloque de hierro descendiera a 27 °C? ¿La cantidad de calor suministrada a la casa todavía se mantendría en 142 MJ? He aquí una sugerencia: los estados inicial y final en ambos casos son los mismos y la irreversibilidad para ambos casos es cero.

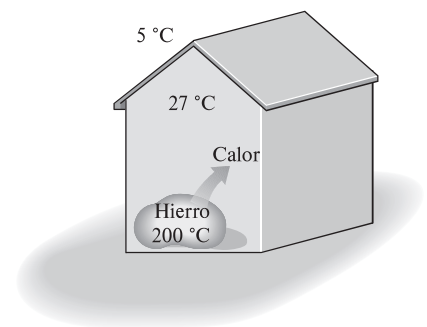


FIGURA 8-13

Esquema para el ejemplo 8-5.

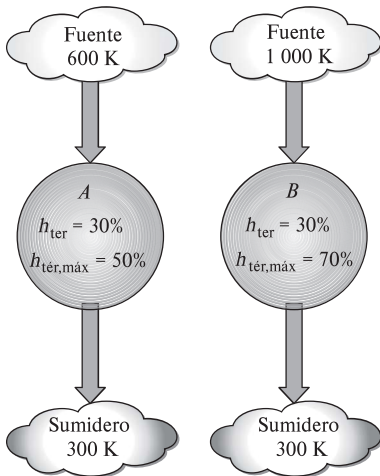


FIGURA 8-14

Dos máquinas térmicas que tienen la misma eficiencia térmica, pero diferentes eficiencias térmicas máximas.

8-3 ■ EFICIENCIA SEGÚN LA SEGUNDA LEY

En el capítulo 6 se definieron la *eficiencia térmica* y el *coeficiente de desempeño* para los dispositivos como una medida de su desempeño. Sólo se definieron con base en la primera ley, por lo que en ocasiones son llamadas *eficiencias según la primera ley*. Sin embargo, la eficiencia según la primera ley no hace ninguna referencia al mejor desempeño posible y por lo tanto puede estar equivocada.

Considere dos máquinas térmicas, ambas con una eficiencia térmica de 30 por ciento, como se muestra en la figura 8-14. Una de ellas (máquina A) es alimentada con calor de una fuente a 600 K y la otra (máquina B) con una a 1 000 K. Las dos desechan calor a un medio a 300 K y a primera vista ambas parecen convertir en trabajo la misma fracción de calor que reciben, por lo tanto se desempeñan igualmente bien. Sin embargo, cuando se les observa con detenimiento a la luz de la segunda ley de la termodinámica, notamos un escenario totalmente diferente: en el mejor de los casos, estas máquinas pueden desempeñarse como máquinas reversibles, en cuyo caso sus eficiencias serían

$$\eta_{\text{rev},A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300 \text{ K}}{600 \text{ K}} = 0.50 \text{ o } 50\%$$

$$\eta_{\text{rev},B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300 \text{ K}}{1000 \text{ K}} = 0.70 \text{ o } 70\%$$

Ahora es evidente que la máquina B tiene un potencial de trabajo disponible mayor (70 por ciento del calor proporcionado, en comparación con el 50 por ciento de la A), por lo tanto debería desempeñarse mucho mejor que la máquina A. Por consiguiente, podemos decir que la B se desempeña pobremente con relación a la máquina A aunque las dos tienen la misma eficiencia térmica.

En este ejemplo es obvio que la eficiencia según la primera ley por sí sola no es una medida realista del desempeño de los dispositivos técnicos. Para superar esta deficiencia, se define a la **eficiencia según la segunda ley** η_{II} como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones (Fig. 8-15):

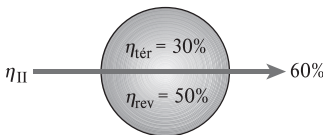


FIGURA 8-15

La eficiencia según la segunda ley es una medida del desempeño de un dispositivo en relación con su desempeño en condiciones reversibles.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{\text{tér}}}{\eta_{\text{tér,rev}}} \quad (\text{máquinas térmicas}) \quad (8-6)$$

Con base en esta definición, las eficiencias según la segunda ley para las dos máquinas térmicas analizadas anteriormente son

$$\eta_{II,A} = \frac{0.30}{0.50} = 0.60 \quad \text{y} \quad \eta_{II,B} = \frac{0.30}{0.70} = 0.43$$

Es decir, la máquina A convierte 60 por ciento del potencial de trabajo disponible en trabajo útil, mientras que esta proporción es sólo de 43 por ciento para la máquina B.

La eficiencia según la segunda ley también puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{\text{rev}}} \quad (\text{dispositivos productores de trabajo}) \quad (8-7)$$

Esta definición es más general porque puede aplicarse a los procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etc.), así como a ciclos. Observe que la eficiencia según la segunda ley no puede exceder a 100 por ciento (Fig. 8-16).

También podemos definir una eficiencia según la segunda ley para dispositivos no cíclicos (como compresores) y cíclicos consumidores de trabajo (como refrigeradores) como la proporción entre la entrada de trabajo mínimo (reversible) y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (\text{dispositivos consumidores de trabajo}) \quad (8-8)$$

Para los dispositivos cíclicos como refrigeradores y bombas de calor, también es posible expresarla en términos de los coeficientes de desempeño, como

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (\text{refrigeradores y bombas de calor}) \quad (8-9)$$

Nuevamente, debido a la manera en que se definió la eficiencia según la segunda ley, su valor no puede exceder de 100 por ciento. En las relaciones anteriores, el trabajo reversible W_{rev} debe determinarse mediante el uso de los mismos estados inicial y final que en el caso del proceso real.

Las anteriores definiciones de la eficiencia según la segunda ley no pueden ser aplicadas para los dispositivos que no están destinados a producir o consumir trabajo. Por consiguiente, se necesita una definición más general; sin embargo, existe alguna discordancia en una definición general para la eficiencia según la segunda ley, por lo tanto una persona puede encontrar definiciones diferentes para el mismo dispositivo. La eficiencia según la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía). Con esta perspectiva, se define aquí la eficiencia según la segunda ley de un sistema durante un proceso como (Fig. 8-17)

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (8-10)$$

Por consiguiente, al determinar la eficiencia según la segunda ley, primero necesitamos determinar cuánta exergía o potencial de trabajo se consume durante un proceso. En una operación reversible debemos ser capaces de recuperar completamente la exergía proporcionada durante el proceso, y la irreversibilidad en este caso debe ser cero. La eficiencia según la segunda ley es cero cuando no recuperamos exergía proporcionada al sistema. Observe que la exergía puede proporcionarse o recuperarse en diversas cantidades en distintas formas como calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía. En ocasiones se suscitan opiniones diferentes (aunque válidas) acerca de lo que constituye la exergía proporcionada y esto causa diferentes definiciones para la eficiencia según la segunda ley. En todo momento, sin embargo, al sumarse las exergías recuperada y destruida (irreversibilidad) deben dar la suministrada. También, es necesario definir el sistema precisamente para identificar correctamente cualquier interacción entre el sistema y sus alrededores.

Para una *máquina térmica*, la exergía gastada es la disminución en la exergía del calor transferido hacia la máquina, la cual es la diferencia entre la exergía del calor suministrado y la del calor rechazado. (La exergía del calor rechazado a la temperatura de los alrededores es cero.) La salida de trabajo neto es la exergía recuperada.

Para un *refrigerador* o *bomba de calor*, la exergía gastada es la entrada de trabajo, ya que el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico se consume por

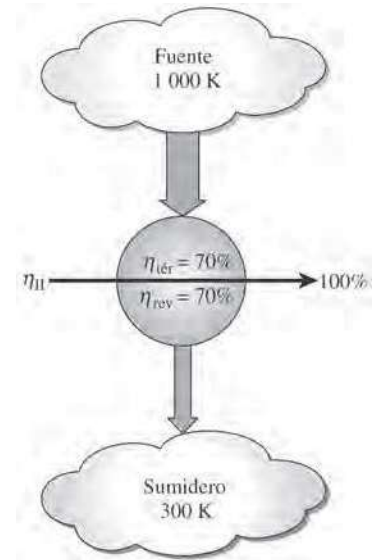


FIGURA 8-16

La eficiencia según la segunda ley de todos los dispositivos reversibles es de 100 por ciento.



FIGURA 8-17

La eficiencia según la segunda ley de procesos que ocurren naturalmente es cero si no se recupera nada de potencial de trabajo.

completo. La exergía recuperada es la del calor transferido hacia el medio de alta temperatura (que es el trabajo reversible) para una bomba de calor, mientras que para un refrigerador lo es la exergía del calor transferido desde un medio de baja temperatura.

Para un intercambiador de calor con dos corrientes de fluidos que no se mezclan, usualmente la exergía gastada es la disminución en la exergía de la corriente de fluido de mayor temperatura, y la exergía recuperada es el aumento en la exergía de la corriente de fluido de menor temperatura. Esto se comenta más ampliamente en la sección 8-8.

En el caso de *calentamiento por resistencia eléctrica*, la exergía gastada es la energía eléctrica que consume la resistencia eléctrica de los recursos de la red eléctrica. La exergía recuperada es el contenido de exergía del calor que se suministra al cuarto, que es el trabajo que se puede producir mediante una máquina Carnot que reciba este calor. Si el calentador mantiene el espacio calentado a una temperatura constante de T_H en un ambiente a T_0 , la eficiencia de segunda ley para el calentador eléctrico resulta

$$\eta_{II, \text{calentador eléctrico}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{gastada}}} = \frac{\dot{X}_{\text{calor}}}{\dot{W}_e} = \frac{\dot{Q}_e (1 - T_0/T_H)}{\dot{W}_e} = 1 - \frac{T_0}{T_H} \quad (8-11)$$

ya que, por las consideraciones de primera ley, $\dot{Q}_e = \dot{W}_e$. Observe que la eficiencia de la segunda ley de un calentador de resistencia se vuelve cero cuando el calentador está en el exterior (como en un calentador de radiación), y por lo tanto la exergía del calor suministrado al ambiente no es recuperable.

EJEMPLO 8-6 Eficiencia según la segunda ley en calentadores de resistencia

Un distribuidor comercial anuncia que acaba de recibir un embarque de calentadores de resistencia eléctrica que tienen una eficiencia de 100 por ciento y que son para edificios residenciales (Fig. 8-18). Suponiendo una temperatura interior de 21 °C y otra exterior de 10 °C, determine la eficiencia según la segunda ley de estos calentadores.

SOLUCIÓN Se tienen calentadores de resistencia eléctrica para edificios residenciales y se determinará su eficiencia según la segunda ley.

Análisis Obviamente, la eficiencia a la que el distribuidor comercial se refiere es la de la primera ley, lo cual significa que para cada unidad de energía eléctrica (trabajo) consumida, el calentador suministrará a la casa 1 unidad de energía (calor). Es decir, el calentador anunciado tiene un COP de 1.

En las condiciones especificadas, una bomba de calor reversible tendría un coeficiente de desempeño de

$$\text{COP}_{\text{BC,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (10 + 273 \text{ K})/(21 + 273 \text{ K})} = 26.7$$

Es decir, suministraría a la casa 26.7 unidades de calor (25.7 de las cuales son extraídas del aire frío del exterior) por cada unidad de energía eléctrica consumida. La eficiencia según la segunda ley para este calentador de resistencia es

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{1.0}{26.7} = 0.037 \text{ o } 3.7\%$$

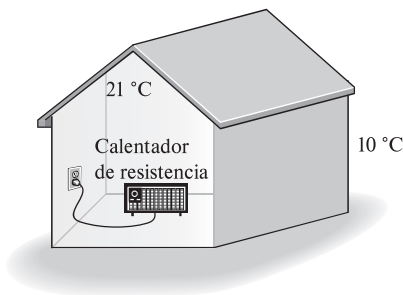


FIGURA 8-18

Esquema para el ejemplo 8-6.

lo cual no parece tan impresionante. El distribuidor no estará contento al ver este valor. Si se considera el alto precio de la electricidad, probablemente a un consumidor le convendría más un calentador de gas “menos” eficiente.

Comentario La eficiencia según la segunda ley de este calentador eléctrico se puede también determinar directamente de la ecuación 8-11 como

$$\eta_{II} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{(10 + 273)\text{K}}{(21 + 273)\text{K}} = 0.037 \text{ o } 3.7\%$$

Por lo tanto, si cambiamos de parecer y decidimos convertir el calor nuevamente en electricidad, la mejor eficiencia que podemos obtener es de 3.7 por ciento; es decir, 96.3 por ciento del calor nunca se puede convertir a energía eléctrica.

8-4 ■ CAMBIO DE EXERGÍA DE UN SISTEMA

La propiedad *exergía* es el potencial de trabajo de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como “estado muerto” porque desde el punto de vista termodinámico el sistema está prácticamente “muerto” (no puede hacer trabajo) cuando alcanza tal estado.

En esta sección el análisis se limita a la **exergía termomecánica**, por lo tanto no se toma en cuenta cualquier tipo de reacciones químicas y de mezclado. Así, un sistema en este “estado muerto restringido” está a la temperatura y la presión del ambiente y no tiene energías cinética o potencial relativas al ambiente, sin embargo puede tener una composición química diferente a éste. La exergía asociada con composiciones químicas diferentes y reacciones químicas se analiza en capítulos posteriores.

A continuación se desarrollan las relaciones para las exergías y los cambios de exergía para una masa fija y una corriente de flujo.

Exergía de una masa fija: exergía sin flujo (o de sistema cerrado)

En general, la energía interna consiste en energías *sensible*, *latente*, *química* y *nuclear*. Sin embargo, en ausencia de cualquier reacción química o nuclear, las energías química y nuclear son insignificantes, de manera que es posible considerar que la energía interna consiste únicamente en energías sensible y latente que pueden ser transferidas hacia o desde un sistema como *calor*, siempre y cuando haya una diferencia de temperatura a través de la frontera del sistema. La segunda ley de la termodinámica establece que el calor no puede convertirse completamente en trabajo, por lo tanto el potencial de trabajo de la energía interna debe ser menor que la propia energía interna. Pero, ¿cuánto menos?

Para contestar esa pregunta, se necesita considerar un sistema cerrado sin cambios en las energías cinética y potencial en un estado especificado que experimenta un proceso *reversible* hacia el estado del ambiente (es decir, la temperatura final y la presión del sistema deben ser T_0 y P_0 , respectivamente). El trabajo útil entregado durante este proceso es la exergía del sistema en su estado inicial (Fig. 8-19).

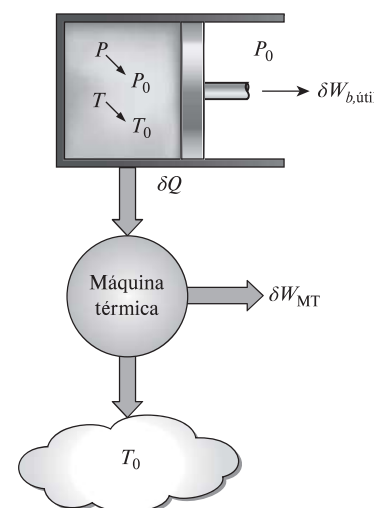


FIGURA 8-19

La *exergía* de una masa especificada en un estado especificado es el trabajo útil que se puede producir cuando la masa experimenta un proceso reversible al estado del ambiente.

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene un fluido de masa m a temperatura T y presión P . El sistema (la masa dentro del cilindro) tiene un volumen de V , una energía interna U y una entropía S . El sistema experimenta entonces un cambio diferencial de estado durante el cual el volumen cambia por una cantidad diferencial dV y el calor se transfiere en una cantidad diferencial de δQ . Al tomar la dirección de las transferencias de calor y trabajo como provenientes *desde* el sistema (las salidas de calor y trabajo), el balance de energía para el sistema durante este proceso diferencial puede expresarse como

$$\underbrace{\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad (8-12)$$

$$-\delta Q - \delta W = dU$$

ya que la única forma de energía que el sistema contiene es la *energía interna* y las únicas formas de transferencia de energía que una masa fija puede involucrar son calor y trabajo. Asimismo, la única forma de trabajo que un sistema simple compresible puede involucrar durante un proceso reversible es el trabajo de frontera, el cual se da como $\delta W = P dV$ cuando la dirección de trabajo se toma como proveniente desde el sistema (de otra manera, sería $-P dV$). La presión P en la expresión de $P dV$ es la presión absoluta, la cual se mide desde el cero absoluto. Cualquier trabajo útil entregado por un dispositivo de cilindro-émbolo se debe a la presión por encima del nivel atmosférico. Por lo tanto,

$$\delta W = P dV = (P - P_0) dV + P_0 dV = \delta W_{b,\text{útil}} + P_0 dV \quad (8-13)$$

Un proceso reversible no puede involucrar alguna transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, por lo tanto cualquier transferencia de calor entre el sistema a temperatura T y sus alrededores a T_0 debe ocurrir a través de una máquina térmica reversible. Al observar que $dS = \delta Q/T$ para un proceso reversible (en este caso $dS = -\delta Q/T$ ya que δQ denota la *cantidad* de calor que sale del sistema), y que la eficiencia térmica de una máquina térmica reversible que opera entre las temperaturas T y T_0 es $\eta_{\text{ter}} = 1 - T_0/T$, el trabajo diferencial producido por la máquina como resultado de esta transferencia de calor es

$$\delta W_{\text{MT}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T} \delta Q = \delta Q - (-T_0 dS) \rightarrow$$

$$\delta Q = \delta W_{\text{MT}} - T_0 dS \quad (8-14)$$

Sustituyendo las expresiones δW y δQ en las ecuaciones 8-13 y 8-14 en la del balance de energía (Ec. 8-12) y después de reestructurar, se obtiene

$$\delta W_{\text{total,útil}} = \delta W_{\text{MT}} + \delta W_{b,\text{útil}} = -dU - P_0 dV + T_0 dS$$

Al integrar desde el estado especificado (sin subíndice) hasta el estado muerto (subíndice 0) se obtiene

$$W_{\text{total,útil}} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

donde $W_{\text{total,útil}}$ es el trabajo útil total entregado cuando el sistema experimenta un proceso reversible desde el estado especificado al muerto, el cual por definición corresponde a la *exergía*.

En general, un sistema cerrado puede poseer energías cinética y potencial, por lo que la energía total de un sistema de este tipo es igual a la suma de sus energías interna, cinética y potencial. Al observar que las energías cinética y potencial son formas de exergía, la exergía de un sistema cerrado de masa m es,

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m \frac{V^2}{2} + mgz \quad (8-15)$$

Por unidad de masa, la **exergía del sistema cerrado** (o **sin flujo**) ϕ , se expresa como

$$\begin{aligned} \phi &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \end{aligned} \quad (8-16)$$

donde u_0 , v_0 y s_0 son las propiedades del *sistema* evaluadas en el estado muerto. Observe que la exergía de un sistema es cero en el estado muerto puesto que $e = e_0$, $v = v_0$ y $s = s_0$ en ese estado.

El cambio de exergía de un sistema cerrado durante un proceso es simplemente la diferencia entre las exergías final e inicial del sistema,

$$\begin{aligned} \Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) \end{aligned} \quad (8-17)$$

o, por unidad de masa,

$$\begin{aligned} \Delta \phi &= \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \\ &= (e_2 - e_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \end{aligned} \quad (8-18)$$

Para sistemas cerrados *estacionarios*, los términos de energías cinética y potencial desaparecen.

Cuando las propiedades de un sistema no son uniformes, la exergía del sistema puede ser determinada mediante la integración de

$$X_{\text{sistema}} = \int \phi \delta m = \int_V \phi \rho dV \quad (8-19)$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Observe que la exergía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el *estado*. En consecuencia, el *cambio de exergía* de un sistema es cero si el estado del sistema o del ambiente no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de exergía de dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, bombas e intercambiadores de calor en un ambiente especificado es cero durante la operación estacionaria.

La exergía de un sistema cerrado es *positiva* o *cero*, nunca negativa. Incluso un medio a *baja temperatura* ($T < T_0$) y/o *baja presión* ($P < P_0$) contiene exergía dado que un medio frío puede servir como sumidero de calor para una máquina térmica que absorbe el calor del ambiente a T_0 , y un espacio evacuado hace posible que la presión atmosférica mueva un émbolo y realice el trabajo útil (Fig. 8-20).

Exergía de una corriente de flujo: exergía de flujo (o corriente)

En el capítulo 5 se mostró que un fluido en movimiento tiene una forma adicional de energía, llamada *energía de flujo*, que es la energía necesaria para mantener el flujo en una tubería o conducto, y que se expresa como $w_{\text{flujo}} = PV$, donde v es el volumen específico del fluido que es equivalente al *cambio de volumen*

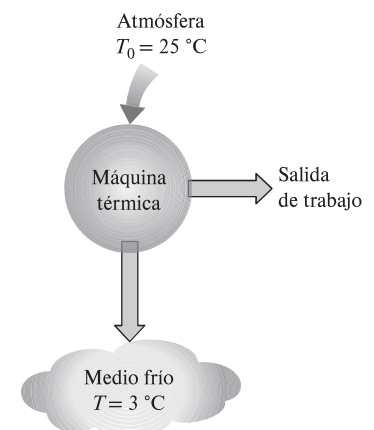


FIGURA 8-20

La *exergía* de un medio frío también es una cantidad *positiva* dado que el trabajo puede producirse mediante transferencia de calor.

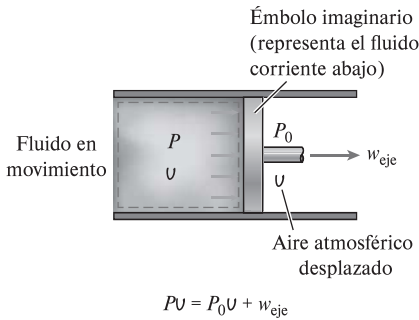


FIGURA 8-21

La *exergía* asociada con la *energía de flujo* es el trabajo útil que entregaría un émbolo imaginario en la sección de flujo.

por unidad de masa de fluido cuando se desplaza durante el flujo. El trabajo de flujo es esencialmente el trabajo de frontera realizado por un fluido sobre el fluido que está corriente abajo, por lo tanto la exergía asociada con el trabajo de flujo es equivalente a la exergía asociada con el trabajo de frontera, el cual es el exceso de trabajo de frontera realizado contra el aire atmosférico a P_0 para desplazarlo un volumen V (Fig. 8-21). Observe que el trabajo de flujo es PV y que el trabajo realizado contra la atmósfera es P_0V , entonces la *exergía* asociada con la energía de flujo puede ser expresada como

$$x_{\text{flujo}} = PV - P_0V = (P - P_0)V \quad (8-20)$$

Por consiguiente, la exergía asociada con la energía de flujo se obtiene reemplazando la presión P en la relación de trabajo de flujo por el exceso de presión con respecto a la presión atmosférica, $P - P_0$. Entonces la exergía de una corriente de fluido se determina simplemente sumando la relación anterior de exergía de flujo a la relación de exergía de la ecuación 8-16 para un fluido que no está en movimiento,

$$x_{\text{fluido en movimiento}} = x_{\text{fluido no en movimiento}} + x_{\text{flujo}} \quad (8-21)$$

$$\begin{aligned} &= (u - u_0) + P_0(u - u_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)V \\ &= (u + PV) - (u_0 + P_0V_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \end{aligned}$$

La expresión final se llama **exergía de flujo** (o **corriente**), y se denota por ψ (Fig. 8-22).

$$\text{Exergía de flujo:} \quad \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (8-22)$$

Entonces el *cambio de exergía* de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el 2 es

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (8-23)$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

Observe que el *cambio de exergía* de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad *máxima* de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad *mínima* de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el *trabajo reversible* W_{rev} . Esto es independiente del tipo de proceso ejecutado, del tipo de sistema utilizado y de la naturaleza de las interacciones de energía entre el sistema y los alrededores. También note que la exergía de un sistema cerrado no puede ser negativa, pero la de una corriente de flujo puede serlo a presiones menores que la presión ambiental P_0 .

Energía:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Exergía:

$$\phi = (u - u_0) + P_0(u - u_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

(a) Una masa fija (sin fluir)

Energía:

$$h = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Exergía:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

(b) Una corriente de fluido (en movimiento)

FIGURA 8-22

Contenidos de *energía* y *exergía* de a) una masa fija y b) una corriente de fluido.

EJEMPLO 8-7 Potencial de trabajo de aire comprimido en un recipiente

Un recipiente rígido de 200 m^3 contiene aire comprimido a 1 MPa y 300 K . Determine cuánto trabajo puede obtenerse de este aire si las condiciones ambientales son 100 kPa y 300 K .

SOLUCIÓN Se considera aire comprimido almacenado en un recipiente grande. Se determinará el potencial de trabajo de este aire.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al aire en el recipiente rígido como el sistema (Fig. 8-23), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el potencial de trabajo de una masa fija, el cual es la exergía por definición.

Al tomar el estado del aire en el recipiente como el estado 1 y notando que $T_1 = T_0 = 300$ K, la masa de aire en el recipiente es

$$m_1 = \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{(1\,000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 2\,323 \text{ kg}$$

El contenido de exergía del aire comprimido puede determinarse a partir de

$$\begin{aligned} X_1 &= m\phi_1 \\ &= m \left[(u_1 - u_0)^{\rightarrow 0} + P_0(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2}^{\rightarrow 0} + gz_1^{\rightarrow 0} \right] \\ &= m [P_0(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0)] \end{aligned}$$

Se observa que

$$P_0(u_1 - u_0) = P_0 \left(\frac{RT_1}{P_1} - \frac{RT_0}{P_0} \right) = RT_0 \left(\frac{P_0}{P_1} - 1 \right) \quad (\text{dado que } T_1 = T_0)$$

$$T_0(s_1 - s_0) = T_0 \left(c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right) = -RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} \quad (\text{dado que } T_1 = T_0)$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \phi_1 &= RT_0 \left(\frac{P_0}{P_1} - 1 \right) + RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} = RT_0 \left(\ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1 \right) \\ &= (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K}) \left(\ln \frac{1\,000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} + \frac{100 \text{ kPa}}{1\,000 \text{ kPa}} - 1 \right) \\ &= 120.76 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$X_1 = m_1\phi_1 = (2\,323 \text{ kg})(120.76 \text{ kJ/kg}) = 280\,525 \text{ kJ} \cong 281 \text{ MJ}$$

Comentario El potencial de trabajo del sistema es de 281 MJ, por lo tanto un máximo de 281 MJ de trabajo útil puede obtenerse del aire comprimido almacenado en el recipiente que se halla en el ambiente especificado.

100 kPa
300 K



FIGURA 8-23

Esquema para el ejemplo 8-7.

EJEMPLO 8-8 Cambio de exergía durante un proceso de compresión

Refrigerante 134a será comprimido en forma estacionaria por un compresor, desde 0.14 MPa y -10 °C hasta 0.8 MPa y 50 °C. Considerando que las condiciones ambientales son de 20 °C y 95 kPa, determine el cambio de exergía del refrigerante durante este proceso y la entrada de trabajo mínimo que necesita ser proporcionado al compresor por unidad de masa del refrigerante.

SOLUCIÓN Refrigerante 134a será comprimido de un estado de entrada especificado a otro de salida también especificado. Se determinará el cambio de exergía del refrigerante y el trabajo de compresión mínimo por unidad de masa.

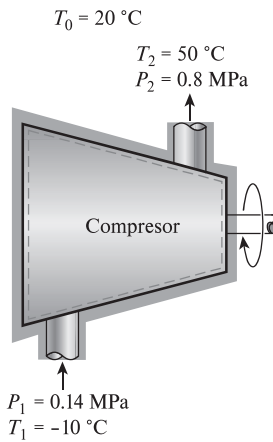


FIGURA 8-24

Esquema para el ejemplo 8-8.

Suposiciones 1 Existen condiciones estacionarias de operación. 2 Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al compresor como el sistema (Fig. 8-24), el cual es un volumen de control porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el cambio de exergía de una corriente de fluido, el cual es el cambio en el flujo de exergía ψ .

Las propiedades del refrigerante en los estados de entrada y salida son

$$\text{Estado de entrada: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 246.37 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Estado de salida: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 286.71 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 0.9803 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

El cambio de exergía del refrigerante durante este proceso de compresión se determina directamente de la ecuación 8-23 como

$$\begin{aligned} \Delta\psi &= \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \\ &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (286.71 - 246.37) \text{ kJ/kg} - (293 \text{ K})[(0.9803 - 0.9724) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &= 38.0 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por consiguiente, la exergía del refrigerante aumenta en 38.0 kJ/kg durante la compresión.

El cambio de exergía de un sistema en un ambiente especificado representa el trabajo reversible en ese ambiente, que es la entrada mínima de trabajo requerido para los dispositivos que consumen trabajo, como los compresores. Por lo tanto, el incremento en la exergía del refrigerante es igual al trabajo mínimo que necesita ser suministrado al compresor:

$$w_{\text{ent, min}} = \psi_2 - \psi_1 = 38.0 \text{ kJ/kg}$$

Comentario Observe que si el refrigerante comprimido a 0.8 MPa y 50 °C fuera expandido por una turbina a 0.14 MPa y -10 °C en el mismo ambiente y de una manera reversible, se producirían 38.0 kJ/kg de trabajo.

8-5 ■ TRANSFERENCIA DE EXERGÍA POR CALOR, TRABAJO Y MASA

La exergía, como la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: *calor*, *trabajo* y *flujo másico*. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de exergía asociadas con una masa fija o sistema cerrado son las *transferencias de calor* y *de trabajo*.

Transferencia de exergía por calor, Q

Recuerde del capítulo 6 que el potencial de trabajo de la energía transferida de una fuente térmica a temperatura T es el trabajo máximo que puede obtenerse de esa energía en un ambiente a una temperatura T_0 , y que puede ser equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente. Por lo tanto, la eficiencia de Carnot $\eta_{\text{Carnot}} = 1 - T_0/T$ representa la fracción de energía de una fuente térmica a temperatura T que

puede ser convertida en trabajo (Fig. 8-25). Por ejemplo, sólo 70 por ciento de la energía transferida de una fuente térmica a $T = 1\,000\text{ K}$ puede convertirse en trabajo en un ambiente a $T_0 = 300\text{ K}$.

El calor es una forma de energía desorganizada y sólo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada (segunda ley). Siempre es posible producir trabajo a partir del calor a una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio. Por consiguiente, la transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de exergía. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la *transferencia de exergía* X_{calor} en la cantidad de

$$\text{Transferencia de exergía por calor: } X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (\text{kJ}) \quad (8-24)$$

Esta relación da la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor de Q siempre que T sea mayor o menor que T_0 . Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de éste y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. Pero lo opuesto se cumple cuando $T < T_0$. En este caso, la transferencia de calor Q es el calor desechado hacia el medio frío (el calor de desperdicio) y no debe confundirse con el suministrado por el ambiente a T_0 . La exergía transferida debido al calor es cero cuando $T = T_0$ en el punto de transferencia.

Quizá se pregunte qué pasa cuando $T < T_0$; es decir, ¿qué pasa si tenemos un medio que se halla a una temperatura más baja que el ambiente? En tal caso es concebible hacer funcionar una máquina térmica entre el ambiente y el medio “frío”, por lo tanto un medio frío ofrece una oportunidad de producir trabajo. Sin embargo, esta vez el ambiente sirve como la fuente de calor y el medio frío como el sumidero de calor. En este caso la relación anterior proporciona el negativo de la transferencia de exergía asociada con el calor Q transferido al medio frío. Por ejemplo, para $T = 100\text{ K}$ y la transferencia de calor $Q = 1\text{ kJ}$ hacia el medio, la ecuación 8-24 da $X_{\text{calor}} = (1 - 300/100)(1\text{ kJ}) = -2\text{ kJ}$, lo cual significa que la exergía del medio frío disminuye en 2 kJ. También significa que esta exergía puede recuperarse y que la combinación entre el medio frío y el ambiente tiene el potencial para producir 2 unidades de trabajo por cada unidad de calor desechado hacia el medio frío a 100 K. Es decir, una máquina térmica de Carnot que opera entre $T_0 = 300\text{ K}$ y $T = 100\text{ K}$ produce 2 unidades de trabajo mientras desecha 1 unidad de calor por cada 3 unidades de éste que recibe del ambiente.

Cuando $T > T_0$, la exergía y la transferencia de calor están en la misma dirección. Es decir, aumentan el contenido de exergía y energía del medio hacia el que se transfiere el calor. Sin embargo, cuando $T < T_0$ (medio frío), la exergía y la transferencia de calor están en direcciones opuestas. Es decir, la energía del medio frío aumenta como resultado de la transferencia de calor pero la exergía disminuye. Al final la exergía del medio frío se vuelve cero cuando su temperatura alcanza T_0 . La ecuación 8-24 también puede verse como *exergía asociada con la energía térmica* Q a la temperatura T .

Cuando la temperatura T en la ubicación donde ocurre la transferencia de calor no es constante, la transferencia de exergía que acompaña a la de calor es determinada mediante la integración

$$X_{\text{calor}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (8-25)$$

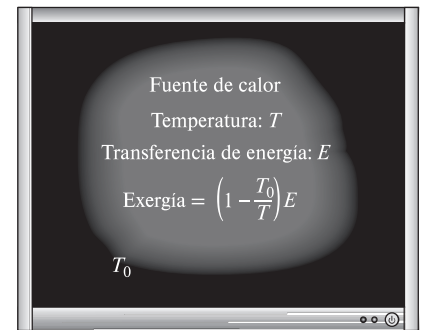


FIGURA 8-25

La eficiencia de Carnot $\eta_{\text{Carnot}} = 1 - T_0/T$ representa la fracción de la energía transferida de una fuente de calor a temperatura T que puede convertirse en trabajo en un ambiente a temperatura T_0 .

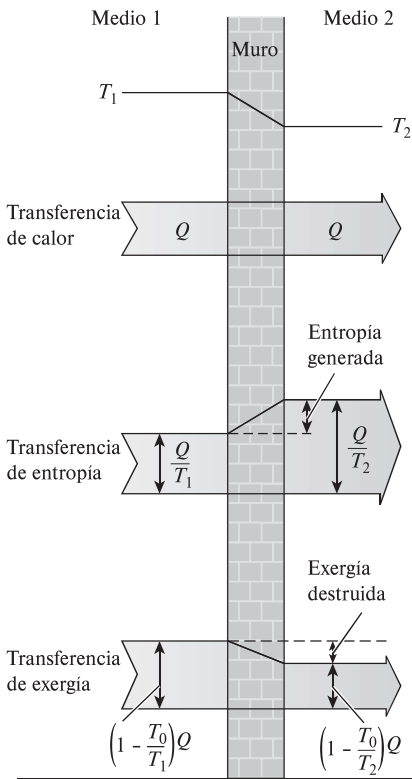


FIGURA 8-26

La transferencia y destrucción de exergía durante un proceso de transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura.

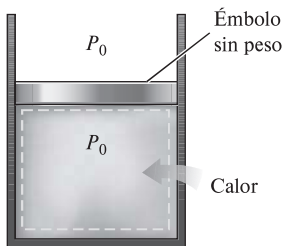


FIGURA 8-27

No hay transferencia de trabajo útil asociado con el trabajo de frontera cuando la presión del sistema se mantiene constante a la presión atmosférica.

Observe que la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura es irreversible, y como resultado se genera alguna entropía. La generación de entropía siempre está acompañada por la destrucción de exergía, como se ilustra en la figura 8-26. También note que la *transferencia de calor* Q en una ubicación a temperatura T siempre está acompañada por la *transferencia de entropía* en la cantidad de Q/T y la *transferencia de exergía* en la cantidad de $(1 - T_0/T)Q$.

Transferencia de exergía por trabajo, W

La exergía es el potencial de trabajo útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases} \quad (8-26)$$

donde $W_{\text{alr}} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 es la presión atmosférica, así como V_1 y V_2 son los volúmenes inicial y final del sistema. Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo W mismo. En el caso de un sistema que involucra trabajo de frontera, como un dispositivo de cilindro y émbolo, el trabajo realizado para empujar el aire atmosférico durante la expansión no puede transferirse, por lo tanto debe restarse. Asimismo, durante un proceso de compresión una parte del trabajo está hecho por el aire atmosférico, por lo tanto se necesita proporcionar menos trabajo útil de una fuente externa.

Para aclarar un poco más este punto, considere un cilindro vertical ajustado con un émbolo sin peso y sin fricción (Fig. 8-27). El cilindro está lleno de un gas que se mantiene en todo momento a la presión atmosférica P_0 . Después el calor se transfiere al sistema y el gas en el cilindro se expande, lo que produce que el émbolo ascienda y se realice trabajo de frontera. Sin embargo, este trabajo no puede usarse para cualquier propósito útil porque apenas es suficiente para hacer a un lado el aire atmosférico. (Si se conecta el émbolo a una carga externa para extraer algún trabajo útil, la presión en el cilindro tendrá que subir de P_0 para vencer la resistencia ofrecida por la carga.) Cuando el gas se enfría, el émbolo desciende, comprimiendo el gas. Nuevamente, no se necesita trabajo de una fuente externa para lograr este proceso de compresión. Así, se concluye que el trabajo realizado por o contra la atmósfera no está disponible para cualquier propósito útil, por lo que debe excluirse del trabajo disponible.

Transferencia de exergía por masa, m

La masa contiene *exergía*, así como energía y entropía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. También, las tasas de transportación de exergía, entropía y energía hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico. El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema. Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, donde $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$. Es decir,

$$\text{Transferencia de exergía por masa:} \quad X_{\text{masa}} = m\psi \quad (8-27)$$

Por lo tanto, la exergía de un sistema aumenta en $m\psi$ cuando entra la cantidad de masa m , mientras que disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema (Fig. 8-28).

El flujo de exergía asociado con una corriente de fluido cuando las propiedades de éste son variables puede determinarse a partir de la integración de

$$\dot{X}_{\text{masa}} = \int_{A_t} \psi \rho V_n dA_t \quad \text{y} \quad X_{\text{masa}} = \int \psi \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{\text{masa}} dt \quad (8-28)$$

donde A_t es el área de la sección transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_t .

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor, X_{calor} , es cero para los sistemas adiabáticos, y que la transferencia de exergía por masa, X_{masa} , es cero para los sistemas que no involucran flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados). La transferencia de exergía total es cero para los sistemas aislados puesto que no involucran transferencia de calor, trabajo o masa.

8-6 ■ PRINCIPIO DE DISMINUCIÓN DE EXERGÍA Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA

En el capítulo 2 se presentó el *principio de conservación de la energía* y se indicó que ésta no puede crearse ni destruirse durante un proceso. En el capítulo 7 se estableció el *principio de incremento de entropía*, el cual puede considerarse como uno de los enunciados de la segunda ley, y se indicó que esa entropía puede ser creada pero no destruirse. Es decir, la generación de entropía S_{gen} debe ser positiva (en procesos reales) o cero (en procesos reversibles), pero no puede ser negativa. Ahora estamos a punto de establecer un enunciado alternativo de la segunda ley de la termodinámica, llamado *principio de disminución de exergía*, el cual es la contraparte del principio de incremento de entropía.

Considere un *sistema aislado* como el que se muestra en la figura 8-29. Por definición, ni calor, ni trabajo, ni masa pueden cruzar la frontera de un sistema aislado, por lo tanto no hay transferencia de energía y entropía. Entonces los balances de *energía* y *entropía* para un sistema aislado pueden expresarse como

Balance de energía: $E_{\text{ent}}^{\nearrow 0} - E_{\text{sal}}^{\nearrow 0} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow 0 = E_2 - E_1$

Balance de entropía: $S_{\text{ent}}^{\nearrow 0} - S_{\text{sal}}^{\nearrow 0} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$

Al multiplicar la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$-T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1) \quad (8-29)$$

De la ecuación 8-17 se obtiene

$$\begin{aligned} X_2 - X_1 &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^{\nearrow 0} - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned} \quad (8-30)$$

dado que $V_2 = V_1$ para un sistema aislado (no puede involucrar ninguna frontera móvil y por ende ningún trabajo de frontera). Al combinar las ecuaciones 8-29 y 8-30 se obtiene

$$T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \leq 0 \quad (8-31)$$

dado que T_0 es la temperatura termodinámica del ambiente y por lo tanto una cantidad positiva y $S_{\text{gen}} \geq 0$, en consecuencia $T_0 S_{\text{gen}} \geq 0$. Entonces, se concluye que

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \leq 0 \quad (8-32)$$

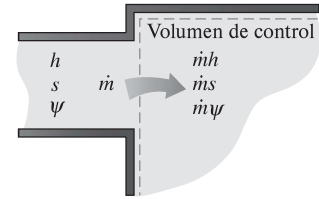


FIGURA 8-28

La masa contiene energía, entropía y exergía, por lo tanto el flujo másico dentro o fuera de un sistema está acompañado por una transferencia de energía, entropía y exergía.

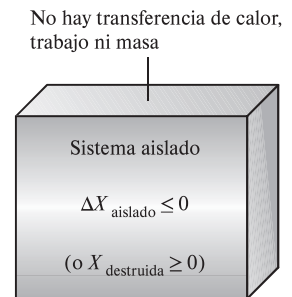


FIGURA 8-29

El sistema aislado considerado en el desarrollo del principio de disminución de exergía.

Esta ecuación puede expresarse como: *la exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante*; en otros términos, *la exergía nunca aumenta y es destruida durante un proceso real*. Esto se conoce como el **principio de disminución de exergía**. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida.

Destrucción de exergía

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre *generan entropía* y cualquier cosa que genera entropía siempre *destruye la exergía*. La **exergía destruida** es proporcional a la entropía generada, como puede observarse a partir de la ecuación 8-31, y se expresa como

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \geq 0 \quad (8-33)$$

Observe que la exergía destruida es una *cantidad positiva* para cualquier proceso real y que se convierte en *ceros* para uno reversible. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina *irreversibilidad* o *trabajo perdido*.

Las ecuaciones 8-32 y 8-33 para la disminución de exergía y la destrucción de exergía son aplicables a *cualquier clase de sistema* que experimenta *cualquier tipo de proceso*, ya que cualquier sistema y sus alrededores pueden ser envueltos por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo y masa, por lo tanto cualquier sistema y sus alrededores constituyen un *sistema aislado*.

Ningún proceso real es verdaderamente reversible, en consecuencia alguna exergía se destruye durante un proceso. Entonces, la exergía del universo que puede ser considerada como un sistema aislado está disminuyendo continuamente. Mientras más irreversible sea un proceso, más grande será la destrucción de exergía durante ese proceso. Durante un proceso reversible no se destruye exergía ($X_{\text{destruida, rev}} = 0$).

El principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar. El cambio de exergía de un sistema *puede* ser positivo o negativo durante un proceso (Fig. 8-30), pero la exergía destruida no puede ser negativa. El principio de disminución de exergía puede ser resumido como:

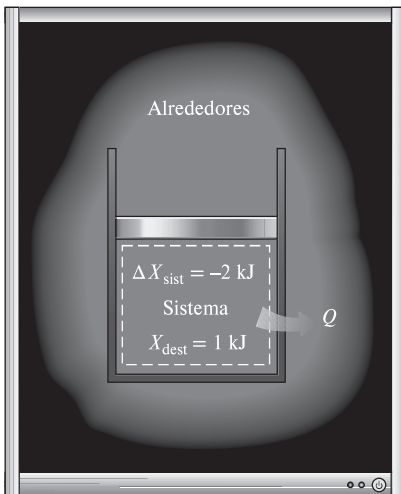


FIGURA 8-30

El cambio de exergía de un sistema puede ser negativo, pero no la destrucción de la exergía.

$$X_{\text{destruida}} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases} \quad (8-34)$$

Esta relación sirve como un criterio alternativo para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

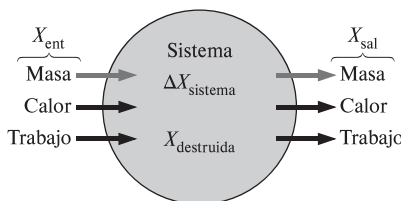


FIGURA 8-31

Mecanismos de transferencia de exergía.

8-7 ■ BALANCE DE EXERGÍA: SISTEMAS CERRADOS

La naturaleza de la exergía es opuesta a la de la entropía, en que la exergía puede *destruirse* pero no puede crearse. Por consiguiente, el *cambio de exergía* de un sistema durante un proceso es menor que la *transferencia de exergía* por una cantidad igual a *exergía destruida* dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Entonces el *principio de disminución de exergía* puede expresarse como (Fig. 8-31)

$$\left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total que} \\ \text{entra} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total que} \\ \text{sale} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Exergía} \\ \text{total} \\ \text{destruida} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio en} \\ \text{la exergía total} \\ \text{del sistema} \end{array} \right)$$

o

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}} - X_{\text{destruida}} = \Delta X_{\text{sistema}} \quad (8-35)$$

Esta relación se conoce como el **balance de exergía** y puede definirse como: *el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades.*

Anteriormente se mencionó que la exergía puede transferirse hacia o desde un sistema por transferencia de calor, trabajo y masa. Entonces el balance de exergía para cualquier sistema que experimenta *cualquier proceso* puede expresarse más explícitamente como

$$\text{General:} \quad \underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kJ}) \quad (8-36)$$

o en forma de tasa como

$$\text{General, forma de tasa:} \quad \underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia} \\ \text{neta de exergía por calor,} \\ \text{trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de} \\ \text{destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kW}) \quad (8-37)$$

donde las tasas de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa se expresan como $\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$, $\dot{X}_{\text{trabajo}} = \dot{W}_{\text{útil}}$ y $\dot{X}_{\text{masa}} = \dot{m}\psi$, respectivamente. El balance de exergía también puede expresarse por unidad de masa como

$$\text{General, por unidad de masa:} \quad (x_{\text{ent}} - x_{\text{sal}}) - x_{\text{destruida}} = \Delta x_{\text{sistema}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8-38)$$

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Observe que para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{\text{destruida}}$ desaparece de todas las relaciones anteriores. Asimismo, normalmente es más conveniente encontrar primero la generación de entropía S_{gen} y después evaluar la exergía destruida directamente de la ecuación 8-33; es decir,

$$(8-39)$$

Cuando las condiciones ambientales P_0 y T_0 , así como los estados inicial y final del sistema, están especificados, el cambio de exergía del sistema de $\Delta X_{\text{sistema}} = X_2 - X_1$ puede ser determinado directamente de la ecuación 8-17 sin tomar en cuenta cómo se ejecuta el proceso. Sin embargo, determinar la transferencia de exergía por calor, trabajo y masa requiere un conocimiento acerca de estas interacciones.

Un *sistema cerrado* no involucra flujo másico, por lo tanto tampoco cualquier transferencia de exergía asociada con el flujo másico. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de transferencia de trabajo desde el sistema, el balance de exergía para un sistema cerrado puede expresarse más explícitamente como (Fig. 8-32)

$$\text{Sistema cerrado:} \quad X_{\text{calor}} - X_{\text{trabajo}} - X_{\text{destruida}} = \Delta X_{\text{sistema}} \quad (8-40)$$

o

Sistema cerrado:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \quad (8-41)$$

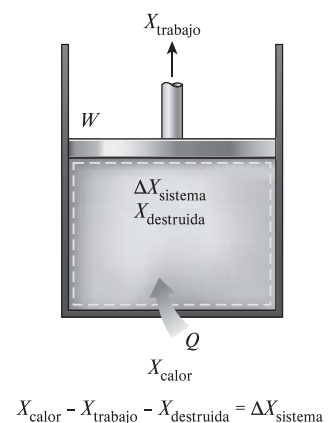


FIGURA 8-32

Balance de exergía para un sistema cerrado cuando la dirección de transferencia de calor se toma hacia el sistema mientras que la de trabajo se toma desde el sistema.

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el lugar k . Si se divide la ecuación anterior por el intervalo de tiempo Δt y se toma el límite cuando $\Delta t \rightarrow 0$, se obtiene en *forma de tasa* el balance de exergía para un sistema cerrado,

Forma de tasa:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistema}}}{dt} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = \frac{dX_{\text{sistema}}}{dt} \quad (8-42)$$

Observe que las relaciones anteriores para un sistema cerrado se desarrollan tomando como cantidades positivas tanto la transferencia de calor hacia un sistema como el trabajo realizado por el sistema. Por consiguiente, la transferencia de calor desde el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema deben considerarse como cantidades negativas cuando se utilicen estas relaciones.

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el *trabajo reversible* W_{rev} , igualando a cero el término de destrucción de exergía. El trabajo W en este caso se convierte en trabajo reversible; es decir, $W = W_{\text{rev}}$ cuando $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = 0$.

Observe que $X_{\text{destruida}}$ representa solamente la exergía destruida *dentro de la frontera del sistema*, y no la que puede ocurrir fuera de ésta durante el proceso como resultado de irreversibilidades externas. Por lo tanto, un proceso para el cual $X_{\text{destruida}} = 0$ es *internamente reversible* pero no de manera necesaria *totalmente reversible*. La exergía *total* destruida durante un proceso puede ser determinada aplicando el balance de exergía a un *sistema extendido* que incluya al sistema mismo y sus alrededores inmediatos en los cuales podrían estar ocurriendo irreversibilidades externas (Fig. 8-33). Asimismo, en este caso el cambio de exergía es igual a la suma de los cambios de exergía del sistema y el *cambio de exergía* de los alrededores inmediatos. Note que bajo condiciones estacionarias, el estado y por ende la exergía de los ambientes inmediatos (la "zona de amortiguamiento") en cualquier punto no cambia durante el proceso, en consecuencia el cambio de exergía de los alrededores inmediatos es cero. Cuando se evalúa la transferencia de exergía entre un sistema extendido y el ambiente, la temperatura de frontera del sistema extendido se considera simplemente como la temperatura ambiental T_0 .

Para un *proceso reversible*, la *generación de entropía* y por lo tanto la *destrucción de exergía* es *cero*, entonces la relación del balance de exergía en este caso se vuelve análoga a la relación de balance de energía. Es decir, el cambio de exergía del sistema es igual a la transferencia de exergía.

Observe que el *cambio de energía* de un sistema es igual a la *transferencia de energía* para cualquier proceso, pero el *cambio de exergía* de un sistema es igual a la *transferencia de exergía* únicamente para un proceso *reversible*. La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (la primera ley), pero su *calidad* está ligada a la disminución (la segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada de un incremento en la entropía y una disminución en la exergía. Cuando 10 kJ de calor se transfieren de un medio caliente a otro frío, por ejemplo, todavía se tienen 10 kJ de energía al final del proceso, pero a una temperatura más baja y por lo tanto a una calidad más baja y un menor potencial para hacer trabajo.

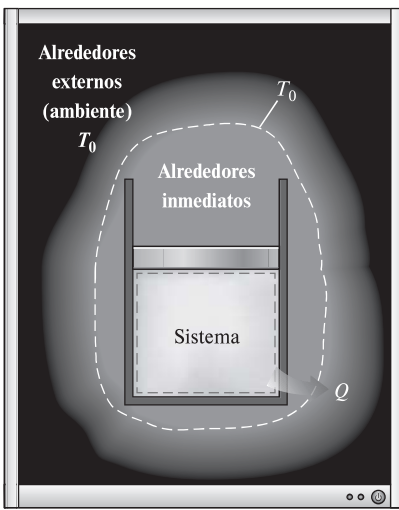


FIGURA 8-33

La exergía destruida fuera de la frontera del sistema puede ser considerada al realizar un balance de exergía sobre el sistema extendido que incluye al sistema y sus alrededores inmediatos.

EJEMPLO 8-9 Balance general de exergía para sistemas cerrados

Comenzando con los balances de energía y entropía, deduzca la relación general para el balance general de exergía de un sistema cerrado (Ec. 8-41).

SOLUCIÓN Empezando con las relaciones de balance de energía y entropía, se obtendrá una relación general para el balance de exergía de un sistema cerrado.

Análisis Se tiene un sistema cerrado general (una masa fija) que puede intercambiar el calor y trabajo con sus alrededores (Fig. 8-34). El sistema experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el estado 2. Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor *hacia* el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo *desde* el sistema, los balances de energía y entropía para este sistema cerrado se pueden expresar como

$$\text{Balance de energía:} \quad E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow Q - W = E_2 - E_1$$

Balance de entropía:

$$S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{frontera}} + S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$$

Multiplicando la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0 (S_2 - S_1)$$

Sin embargo, la transferencia de calor para el proceso 1-2 puede expresarse como $Q = \int_1^2 \delta Q$ y el lado derecho de la ecuación anterior es, a partir de la ecuación 8-17, $(X_2 - X_1) - P_0(V_2 - V_1)$. Por lo tanto,

$$\int_1^2 \delta Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 - P_0(V_2 - V_1)$$

Al hacer que T_b denote la temperatura de frontera y reestructurando, se obtiene la ecuación

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \quad (8-43)$$

la cual es equivalente a la ecuación 8-41 para el balance de exergía, sólo que por conveniencia la integración se reemplaza por la suma en esa ecuación. Esto completa la comprobación.

Comentario La relación de balance de exergía anterior se obtiene sumando las relaciones de balance de energía y entropía, por lo tanto no es una ecuación independiente. Sin embargo, puede usarse en el análisis de exergía en lugar de la relación de balance de entropía como una expresión alternativa de la segunda ley.

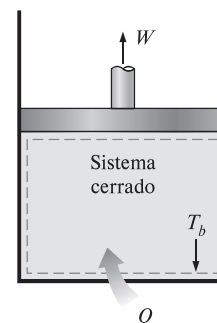


FIGURA 8-34

Sistema cerrado general considerado en el ejemplo 8-9.

EJEMPLO 8-10 Destrucción de exergía durante conducción de calor

Considere la transferencia de calor estacionaria a través del muro de ladrillo de una casa, el cual mide 5×6 m con un espesor de 30 cm. La casa se mantiene a 27°C en un día en que la temperatura del exterior es 0°C . Se miden las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro en 20°C y 5°C , respectivamente, mientras la tasa de transferencia de calor a través del muro es de 1 035 W. Determine la tasa de destrucción de exergía en el muro y la de destrucción de exergía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

SOLUCIÓN Se considera la transferencia estacionaria de calor a través de un muro. Para la tasa de transferencia de calor especificada, las temperaturas de las superficies del muro y las condiciones ambientales, se determinará la

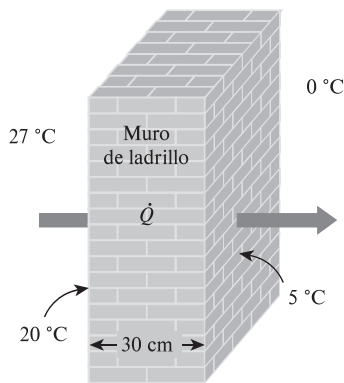


FIGURA 8-35
Esquema para el ejemplo 8-10.

tasa de destrucción de exergía dentro del muro y la tasa de destrucción de exergía total.

Suposiciones **1** El proceso es estacionario, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través del muro es constante. **2** El cambio de exergía del muro es cero durante este proceso porque el estado y por ende la exergía de este muro no cambian en ninguna parte. **3** La transferencia de calor a través del muro es unidimensional.

Análisis Se considera primero al *muro* como el sistema (Fig. 8-35), el cual es *cerrado* porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el calor y la exergía entran por un lado del muro y salen por el otro.

Si se aplica al muro la forma de tasa del balance de exergía se obtiene

$$\underbrace{\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}}_{\text{Tasa de transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{\dot{X}_{destruida}}_{\text{Tasa de destrucción de exergía}} = \underbrace{dX_{sistema}/dt}_{\text{Tasa de cambio de exergía}} \xrightarrow{0 \text{ (estacionario)}} = 0$$

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}_{ent} \right) - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}_{sal} \right) - \dot{X}_{destruida} = 0$$

$$(1\,035\text{ W}) \left(1 - \frac{273\text{ K}}{293\text{ K}} \right) - (1\,035\text{ W}) \left(1 - \frac{273\text{ K}}{278\text{ K}} \right) - \dot{X}_{destruida} = 0$$

Resolviendo, la tasa de destrucción de exergía en el muro se determina como

$$\dot{X}_{destruida} = 52.0\text{ W}$$

Observe que la transferencia de exergía a causa de calor en cualquier lugar es $(1 - T_0/T)Q$ en dicho sitio y que la dirección de la transferencia de exergía es igual a la dirección de la transferencia de calor.

Para determinar la tasa de destrucción de exergía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados del muro que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema estará a la temperatura de la habitación mientras el otro, a la temperatura exterior. El balance de exergía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) es igual al establecido anteriormente excepto en que las dos temperaturas de frontera son 300 y 273 K, respectivamente, en lugar de 293 y 278 K. Entonces la tasa de destrucción de exergía total es

$$\dot{X}_{destruida, total} = (1\,035\text{ W}) \left(1 - \frac{273\text{ K}}{300\text{ K}} \right) - (1\,035\text{ W}) \left(1 - \frac{273\text{ K}}{273\text{ K}} \right) = 93.2\text{ W}$$

La diferencia entre las dos destrucciones de exergía es 41.2 W y representa la exergía destruida en las capas del aire que se hallan en ambos lados del muro. La destrucción de exergía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible debida a una diferencia finita de temperatura.

Comentario Este problema fue resuelto en el capítulo 7 para la generación de entropía. Se podría determinar la exergía destruida simplemente multiplicando las generaciones de entropía por la temperatura ambiente de $T_0 = 273\text{ K}$.

EJEMPLO 8-11 Destrucción de exergía durante la expansión de vapor de agua

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 kg de vapor de agua a 1 MPa y 300 °C. El vapor se expande a un estado final de 200 kPa y 150 °C, por lo que realiza trabajo. Durante este proceso se estiman pérdidas de calor del sistema hacia los alrededores de 2 kJ. Si se supone que los alrededores están a $T_0 = 25\text{ °C}$ y $P_0 = 100\text{ kPa}$, determine *a*) la exergía del vapor en los estados inicial y final, *b*) el cambio de exergía del vapor, *c*) la exergía destruida y *d*) la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

SOLUCIÓN En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande vapor de agua a un estado especificado. Se determinarán las exergías del vapor en los estados inicial y final, el cambio de exergía, la exergía destruida y la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

Suposición Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma el vapor de agua contenido dentro del dispositivo de cilindro-émbolo como el sistema (Fig. 8-36), el cual es un sistema cerrado porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de frontera se lleva a cabo por el sistema y el calor se pierde desde el sistema durante el proceso.

a) Primero determinamos las propiedades del vapor de agua en los estados inicial y final, así como el estado de los alrededores:

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 1 \text{ MPa} \\ T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_1 = 2793.7 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = 0.25799 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_1 = 7.1246 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-6})$$

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 200 \text{ kPa} \\ T_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_2 = 2577.1 \text{ kJ/kg} \\ v_2 = 0.95986 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_2 = 7.2810 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-6})$$

Estado muerto:

$$\left. \begin{array}{l} P_0 = 100 \text{ kPa} \\ T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_0 \cong u_{fa, 25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg} \\ v_0 \cong v_{fa, 25^\circ\text{C}} = 0.00103 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_0 \cong s_{fa, 25^\circ\text{C}} = 0.3672 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-4})$$

Las exergías del sistema en el estado inicial X_1 y final X_2 son determinadas a partir de la ecuación 8-15 como

$$\begin{aligned} X_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})[(2793.7 - 104.83) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})(7.1246 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.25799 - 0.00103) \text{ m}^3/\text{kg}](\text{kJ/kPa} \cdot \text{m}^3)] \\ &= 35.0 \text{ kJ} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} X_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})[(2577.1 - 104.83) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})(7.2810 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.95986 - 0.00103) \text{ m}^3/\text{kg}](\text{kJ/kPa} \cdot \text{m}^3)] \\ &= 25.4 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Es decir, inicialmente el vapor de agua tiene un contenido de exergía de 35 kJ que se reduce a 25.4 kJ al final del proceso. En otras palabras, si el vapor experimentara un proceso reversible del estado inicial al estado del ambiente, produciría 35 kJ de trabajo útil.

b) El cambio de exergía para un proceso simplemente es la diferencia entre la exergía en los estados inicial y final del proceso,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = 25.4 - 35.0 = -9.6 \text{ kJ}$$

Es decir, si el proceso entre los estados 1 y 2 se ejecutara de forma reversible, el sistema entregaría 9.6 kJ de trabajo útil.

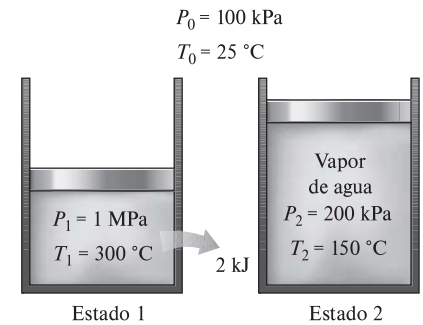


FIGURA 8-36

Esquema para el ejemplo 8-11.

c) La exergía total destruida durante este proceso puede determinarse del balance de exergía aplicado al *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo que no hay transferencia de exergía que acompañe a la de calor hacia o desde el ambiente),

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

$$-X_{\text{trabajo,sal}} - X_{\text{calor,sal}} \xrightarrow{0} -X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1 - W_{u,\text{sal}}$$

donde $W_{u,\text{salida}}$ es el trabajo de frontera útil entregado mientras el sistema se expande. Al escribir un balance de energía para el sistema, el trabajo de frontera total hecho durante el proceso se determina como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-Q_{\text{sal}} - W_{b,\text{sal}} = \Delta U$$

$$W_{b,\text{sal}} = -Q_{\text{sal}} - \Delta U = -Q_{\text{sal}} - m(u_2 - u_1)$$

$$= -(2 \text{ kJ}) - (0.05 \text{ kg})(2577.1 - 2793.7) \text{ kJ/kg}$$

$$= 8.8 \text{ kJ}$$

Éste es el trabajo de frontera total hecho por el sistema, incluido el trabajo hecho contra la atmósfera durante el proceso de expansión para empujar el aire atmosférico fuera del camino. El trabajo útil es la diferencia entre ambos:

$$W_u = W - W_{\text{alr}} = W_{b,\text{sal}} - P_0(V_2 - V_1) = W_{b,\text{sal}} - P_0 m(u_2 - v_1)$$

$$= 8.8 \text{ kJ} - (100 \text{ kPa})(0.05 \text{ kg})[(0.9599 - 0.25799) \text{ m}^3/\text{kg}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 5.3 \text{ kJ}$$

Sustituyendo, la exergía destruida se determina como

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{sal}} = 35.0 - 25.4 - 5.3 = 4.3 \text{ kJ}$$

Es decir, 4.3 kJ de potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso. En otros términos, *podrían* convertirse en trabajo 4.3 kJ adicionales de energía durante este proceso, pero no fue así.

También es posible determinar la exergía destruida a partir de

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = T_0 \left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{alr}}}{T_0} \right]$$

$$= (298 \text{ K}) \left\{ (0.05 \text{ kg})[(7.2810 - 7.1246) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] + \frac{2 \text{ kJ}}{298 \text{ K}} \right\}$$

$$= 4.3 \text{ kJ}$$

que es el mismo resultado obtenido antes.

d) Al observar que la disminución en la exergía del vapor de agua es la exergía suministrada, y que la salida de trabajo útil es la recuperada, la eficiencia según la segunda ley para este proceso puede determinarse a partir de

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = \frac{W_u}{X_1 - X_2} = \frac{5.3}{35.0 - 25.4} = \mathbf{0.552 \text{ o } 55.2\%}$$

Es decir, 44.8 por ciento del potencial de trabajo del vapor de agua se desperdicia durante este proceso.

EJEMPLO 8-12 Exergía destruida durante la agitación de un gas

Un recipiente rígido aislado contiene 2 lbm de aire a 20 psia y 70 °F. Una hélice dentro del recipiente se hace girar por una fuente de potencia externa hasta que la temperatura en el recipiente sube a 130 °F (Fig. 8-37). Si el aire de los alrededores está a $T_0 = 70$ °F, determine *a*) la exergía destruida y *b*) el trabajo reversible para este proceso.

SOLUCIÓN En un recipiente rígido adiabático se calentará aire al girar una hélice. Se determinará la exergía destruida y el trabajo reversible para este proceso.

Suposiciones **1** El aire en condiciones aproximadas a las atmosféricas puede considerarse como un gas ideal con calores específicos constantes a la temperatura ambiente. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** El volumen de un recipiente rígido es constante, por lo tanto no hay trabajo de frontera. **4** El recipiente está bien aislado y por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma el *aire* contenido dentro del recipiente como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de eje es llevado a cabo sobre el sistema.

a) La exergía destruida durante un proceso puede determinarse de un balance de exergía o directamente de $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$. Se empleará el segundo enfoque, ya que normalmente es más fácil; pero primero se determinará, a partir de un balance de entropía, la entropía generada,

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de entropía}}$$

$$0 + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = m \left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \right) \rightarrow 0$$

$$S_{\text{gen}} = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Tomando $c_v = 0.172$ Btu/lbm · °F y sustituyendo, la exergía destruida se vuelve

$$\begin{aligned} X_{\text{destruida}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0 mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (530 \text{ R})(2 \text{ lbm})(0.172 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{°F}) \ln \frac{590 \text{ R}}{530 \text{ R}} \\ &= 19.6 \text{ Btu} \end{aligned}$$

b) El trabajo reversible que en este caso representa la entrada mínima de trabajo $W_{\text{rev,entrada}}$ se puede determinar del balance de exergía igualando a cero la destrucción de exergía,

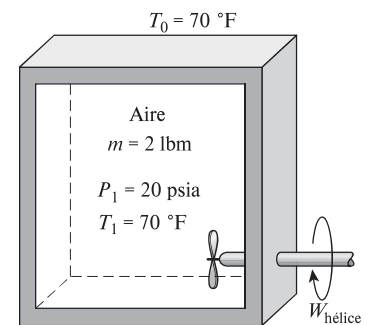


FIGURA 8-37

Esquema para el ejemplo 8-12.

$$\underbrace{X - X_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia de exergía neta por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\text{Destrucción de exergía}} \overset{0 \text{ (reversible)}}{\rightarrow} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en exergía}}$$

$$W_{\text{rev,ent}} = X_2 - X_1$$

$$= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) \overset{0}{\rightarrow} - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

ya que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $V_2 = V_1$. Observando que $T_0(S_2 - S_1) = T_0 \Delta S_{\text{sistema}} = 19.6 \text{ Btu}$, el trabajo reversible se convierte en

$$W_{\text{rev,ent}} = mc_v(T_2 - T_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (2 \text{ lbm})(0.172 \text{ Btu/lbm} \cdot ^\circ\text{F})(130 - 70)^\circ\text{F} - 19.6 \text{ Btu}$$

$$= (20.6 - 19.6) \text{ Btu}$$

$$= 1.0 \text{ Btu}$$

Por consiguiente, una entrada de trabajo de sólo 1.0 Btu sería suficiente para lograr este proceso (elevar la temperatura del aire en el recipiente de 70 a 130 °F) si todas las irreversibilidades se eliminaran.

Discusión La solución está completa en este punto, sin embargo, para ganar alguna visión física, se planteará una discusión. Primero se determina el trabajo real (el trabajo de la hélice $W_{\text{hélice}}$) realizado durante este proceso. Entonces, al aplicar el balance de energía al sistema,

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

$$W_{\text{hélice,entrada}} = \Delta U = 20.6 \text{ Btu} \quad [\text{del inciso b)]}$$

ya que el sistema es adiabático ($Q = 0$) y no involucra frontera móvil ($W_b = 0$).

Para analizar la información en perspectiva, 20.6 Btu de trabajo se consumen durante el proceso, 19.6 Btu de exergía se destruye y la entrada de trabajo reversible para el proceso es 1.0 Btu. ¿Qué significa todo esto? Simplemente que es posible crear el mismo efecto en el sistema cerrado (elevando su temperatura a 130 °F a volumen constante) con sólo consumir 1.0 Btu de trabajo en lugar de 20.6 Btu, con lo cual se ahorran 19.6 Btu de trabajo que se desperdiciaría. Esto se cumpliría por medio de una bomba de calor reversible.

Para demostrar lo anterior, considere una bomba de calor de Carnot que absorbe el calor de los alrededores a $T_0 = 530 \text{ R}$ y lo transfiere hacia el aire en el recipiente rígido hasta que la temperatura del aire T se eleve de 530 a 590 R, como se muestra en la figura 8-38. El sistema no incluye interacciones de trabajo directo en este caso, por lo que el calor suministrado al sistema puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta Q_H = dU = mc_v dT$$

El coeficiente de desempeño de una bomba de calor reversible está dado por

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{\text{neto,ent}}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

Así,

$$\delta W_{\text{neto,ent}} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{\text{BC}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v dT$$

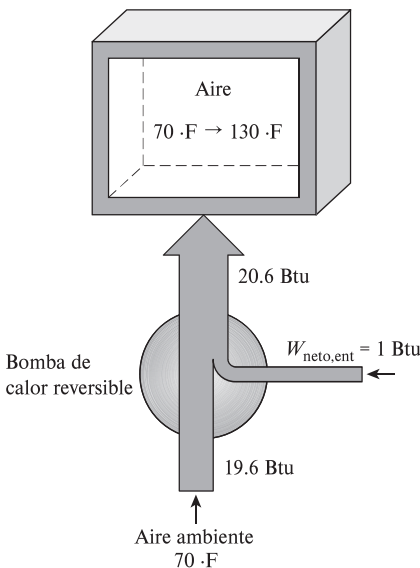


FIGURA 8-38

El mismo efecto sobre el sistema puede lograrse por una bomba de calor reversible que consume sólo 1 Btu de trabajo.

Integrando, se obtiene

$$\begin{aligned} W_{\text{neto,ent}} &= \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v dT \\ &= mc_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) - T_0 mc_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (20.6 - 19.6) \text{ Btu} = 1.0 \text{ Btu} \end{aligned}$$

El primer término del lado derecho de la última expresión se reconoce como ΔU , mientras que el segundo como la exergía destruida cuyos valores fueron determinados anteriormente. Al sustituir esos valores, se determina que la entrada de trabajo total a la bomba de calor es 1.0 Btu, con lo cual se demuestra la afirmación. Observe que el sistema todavía es suministrado con 20.6 Btu de energía; todo lo que se hizo en este último caso fue reemplazar los 19.6 Btu de trabajo valioso por una cantidad igual de “energía inútil” capturada de los alrededores.

Comentario También vale la pena mencionar que la exergía del sistema como resultado de los 20.6 Btu de trabajo de la hélice realizado sobre ésta sólo aumentó por 1.0 Btu, es decir, por la cantidad de trabajo reversible. En otros términos, si el sistema regresara a su estado inicial, produciría a lo sumo 1.0 Btu de trabajo.

EJEMPLO 8-13 Análisis de exergía del calentamiento de una habitación con un radiador

Se coloca un radiador eléctrico de 50 L que contiene aceite de calefacción en una habitación bien sellada de 75 m³ (Fig. 8-39). Tanto el aire en la habitación como el aceite en el radiador al principio están a la temperatura ambiente de 6 °C. Luego se enciende el radiador de 2.4 kW. La habitación también pierde calor a razón de 0.75 kW, y el calentador se apaga después de un tiempo cuando las temperaturas del aire de la habitación y del aceite son de 20 °C y 60 °C, respectivamente. Si se considera que la densidad y el calor del aceite son 950 kg/m³ y 2.2 kJ/kg·°C, determine a) cuánto tiempo permanece encendido el calentador, b) la destrucción de exergía y c) la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

SOLUCIÓN Se coloca un radiador eléctrico en una habitación y se enciende durante un tiempo. Se determinarán el tiempo durante el cual el calentador estuvo encendido, la destrucción de exergía, y la eficiencia según la segunda ley.

Suposiciones 1 Los cambios de las energías cinética y potencial son insignificantes. 2 El aire es un gas ideal con calores específicos constantes. 3 La habitación está bien sellada. 4 Se supone una presión atmosférica estándar de 101.3 kPa.

Propiedades Las propiedades a temperatura ambiente son $R = 0.287$ kPa·m³/kg·K, $c_p = 1.005$ kJ/kg·K, $c_v = 0.718$ kJ/kg·K (Tabla A-2a). Las propiedades del aceite son $\rho = 950$ kg/m³, $c = 2.2$ kJ/kg·K.

Análisis a) Las masas del aire y aceite son

$$\begin{aligned} m_a &= \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{(101.3 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(6 + 273 \text{ K})} = 94.88 \text{ kg} \\ m_{\text{aceite}} &= \rho V_{\text{aceite}} = (950 \text{ kg/m}^3)(0.05 \text{ m}^3) = 47.50 \text{ kg} \end{aligned}$$

Se puede utilizar un balance de energía en el sistema para determinar el tiempo durante el cual el calentador estuvo encendido.

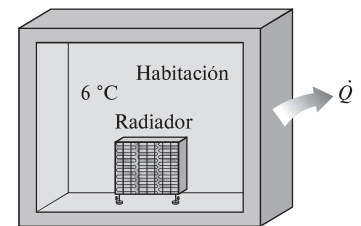


FIGURA 8-39

Esquema para el ejemplo 8-13.

$$\begin{aligned}
 (\dot{W}_{\text{ent}} - \dot{Q}_{\text{sal}})\Delta t &= [mc_v(T_2 - T_1)]_a + [mc(T_2 - T_1)]_{\text{aceite}} \\
 (2.4 - 0.75 \text{ kW})\Delta t &= [(94.88 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(20 - 6) ^\circ\text{C}] \\
 &\quad + [(47.50 \text{ kg})(2.2 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(60 - 6) ^\circ\text{C}] \\
 \Delta t &= 3\,988 \text{ s} = \mathbf{66.6 \text{ min}}
 \end{aligned}$$

b) La presión del aire en el estado final es

$$P_{a2} = \frac{m_a R T_{a2}}{V} = \frac{(94.88 \text{ kg})(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(20 + 273 \text{ K})}{75 \text{ m}^3} = 106.4 \text{ kPa}$$

La cantidad de transferencia de calor hacia los alrededores es

$$Q_{\text{sal}} = \dot{Q}_{\text{sal}}\Delta t = (0.75 \text{ kJ/s})(3\,988 \text{ s}) = 2\,999 \text{ kJ}$$

La generación de entropía es la suma de los cambios de entropía del aire, el aceite y los alrededores.

$$\begin{aligned}
 \Delta S_a &= m \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) \\
 &= (94.88 \text{ kg}) \left[(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{(20 + 273)\text{K}}{(6 + 273)\text{K}} \right. \\
 &\quad \left. - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{106.4 \text{ kPa}}{101.3 \text{ kPa}} \right] \\
 &= 3.335 \text{ kJ/K}
 \end{aligned}$$

$$\Delta S_{\text{aceite}} = mc \ln \frac{T_2}{T_1} = (47.50 \text{ kg})(2.2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{(60 + 273)\text{K}}{(6 + 273)\text{K}} = 18.49 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{alr}} = \frac{Q_{\text{sal}}}{T_{\text{alr}}} = \frac{2\,999 \text{ kJ}}{(6 + 273)\text{K}} = 10.75 \text{ kJ/K}$$

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_a + \Delta S_{\text{aceite}} + \Delta S_{\text{alr}} = 3.335 + 18.49 + 10.75 = 32.57 \text{ kJ/K}$$

La destrucción de exergía se determina como sigue

$$X_{\text{dest}} = T_0 S_{\text{gen}} = (6 + 273 \text{ K})(32.57 \text{ kJ/K}) = 9\,088 \text{ kJ} \cong \mathbf{9.09 \text{ MJ}}$$

c) La eficiencia según la segunda ley se puede definir en este caso como la relación de la energía recuperada a la exergía gastada. Es decir,

$$\begin{aligned}
 \Delta X_a &= m[c_v(T_2 - T_1)] - T_0 \Delta S_a \\
 &= (94.88 \text{ kg})[(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(20 - 6) ^\circ\text{C}] - (6 + 273 \text{ K})(3.335 \text{ kJ/K}) \\
 &= 23.16 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta X_{\text{aceite}} &= m[c(T_2 - T_1)] - T_0 \Delta S_{\text{aceite}} \\
 &= (47.50 \text{ kg})[(2.2 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(60 - 6) ^\circ\text{C}] - (6 + 273 \text{ K})(18.49 \text{ kJ/K}) \\
 &= 484.5 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{X_{\text{recuperada}}}{X_{\text{gastada}}} = \frac{\Delta X_a + \Delta X_{\text{aceite}}}{\dot{W}_{\text{ent}} \Delta t} = \frac{(23.16 + 484.5) \text{ kJ}}{(2.4 \text{ kJ/s})(3\,998 \text{ s})} = 0.0529 \text{ o } \mathbf{5.3 \%}$$

Comentario Se trata de un proceso altamente reversible ya que la forma más valiosa de energía y trabajo se utiliza para calentar el aire de la habitación. De los 9 571 kJ de exergía consumidos por el trabajo eléctrico, 9 088 kJ se destruyen, con una eficiencia según la segunda ley de 5.3 por ciento.

EJEMPLO 8-14 Potencial de trabajo de transferencia de calor entre dos recipientes

Dos recipientes de volumen constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K (Fig. 8-40). Una máquina térmica colocada

entre los dos recipientes extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y rechaza calor al recipiente de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que la máquina térmica puede producir, y las temperaturas finales de los recipientes. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

SOLUCIÓN Una máquina térmica opera entre dos recipientes llenos de aire a diferentes temperaturas. Se deben determinar el trabajo máximo que se puede producir y la temperatura final de los recipientes.

Suposición El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Propiedades La constante de gases para el aire es $0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$ (Tabla A-1). El calor específico a volumen constante del aire a temperatura ambiente es $c_v = 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ (Tabla A-2a).

Análisis Para producción máxima de trabajo, el proceso debe ser reversible y por lo tanto la generación de entropía debe ser cero. Tomamos como sistema los dos recipientes (la fuente de calor y el sumidero de calor) y la máquina térmica. Al observar que el sistema no involucra transferencia de calor ni de masa, y que el cambio de entropía para los dispositivos cíclicos es cero, el balance de entropía se puede representar como

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de energía por calor y masa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en entropía}}$$

$$0 + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{recipiente, fuente}} + \Delta S_{\text{recipiente, sumidero}} + \Delta S_{\text{máquina térmica}}$$

$$0 = \Delta S_{\text{recipiente, fuente}} + \Delta S_{\text{recipiente, sumidero}}$$

o

$$\left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \frac{V_2}{V_1} \right)_{\text{fuente}} + \left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \frac{V_2}{V_1} \right)_{\text{sumidero}} = 0$$

$$\ln \frac{T_2 T_2}{T_{1,A} T_{1,B}} = 0 \rightarrow T_2^2 = T_{1,A} T_{1,B}$$

donde $T_{1,A}$ y $T_{1,B}$ son las temperaturas iniciales de la fuente y del sumidero, respectivamente, y T_2 es la temperatura común final. Por lo tanto, la temperatura final de los recipientes para máxima producción de potencia es

$$T_2 = \sqrt{T_{1,A} T_{1,B}} = \sqrt{(900\text{K})(300\text{K})} = 519.6 \text{ K}$$

El balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ para la fuente y el sumidero se puede expresar como sigue:

Fuente:

$$-Q_{\text{fuente,sal}} = \Delta U = mc_v(T_2 - T_{1,A})$$

$$Q_{\text{fuente,sal}} = mc_v(T_{1,A} - T_2) = (30 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(900 - 519.6)\text{K} = 8193 \text{ kJ}$$

Sumidero:

$$Q_{\text{sumidero,ent}} = mc_v(T_2 - T_{1,B}) = (30 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(519.6 - 300)\text{K} = 4731 \text{ kJ}$$

Entonces el trabajo producido en este caso resulta:

$$W_{\text{máxima,sal}} = Q_H - Q_L = Q_{\text{fuente,sal}} - Q_{\text{sumidero,ent}} = 8193 - 4731 = 3462 \text{ kJ}$$

Comentario Observe que 3462 kJ de los 8193 kJ transferidos de la fuente se pueden convertir en trabajo, y esto es lo mejor que se puede hacer. Esto corresponde a una eficiencia según la primera ley de $3462/8193 = 0.423$ o 42.3 por ciento, pero a una eficiencia según la segunda ley de 100 por ciento, ya que el proceso no involucra la generación de entropía y por lo tanto la destrucción de exergía.

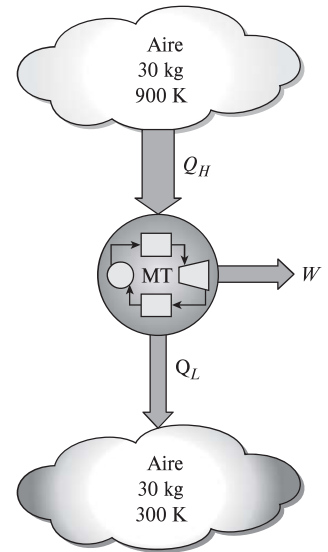


FIGURA 8-40

Esquema para el ejemplo 8-14.

8-8 ■ BALANCE DE EXERGÍA: VOLÚMENES DE CONTROL ▶

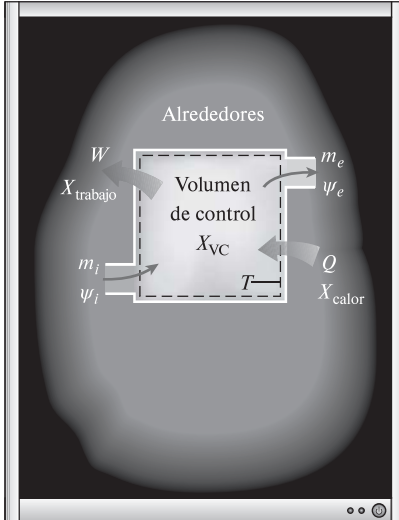


FIGURA 8-41

La exergía se transfiere hacia fuera o hacia dentro de un volumen de control mediante la masa, así como por la transferencia de calor y de trabajo.

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee exergía así como energía y entropía, y las cantidades de estas tres propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 8-41). Tomando nuevamente la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía (Ecs. 8-36 y 8-37) pueden expresarse más explícitamente para un volumen de control como

$$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabajo}} + X_{\text{masa,entrada}} - X_{\text{masa,salida}} - X_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \quad (8-44)$$

o

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \quad (8-45)$$

También puede expresarse en la **forma de tasa** como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \quad (8-46)$$

La relación anterior de balance de exergía puede enunciarse como: *la tasa de cambio de la exergía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la tasa neta de transferencia de exergía a través de la frontera del volumen de control por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control.*

Cuando los estados inicial y final del volumen de control están especificados, el cambio de exergía del volumen de control es $X_2 - X_1 = m_2\phi_2 - m_1\phi_1$.

Balance de exergía para sistemas de flujo estacionario

La mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica, como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en forma estacionaria, por lo tanto no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes. Por consiguiente, $dV_{\text{VC}}/dt = 0$ y $dX_{\text{VC}}/dt = 0$ para tales sistemas, y la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. Entonces la forma de tasa del balance general de exergía (Ec. 8-46) para un **proceso de flujo estacionario** se reduce a (Fig. 8-42)

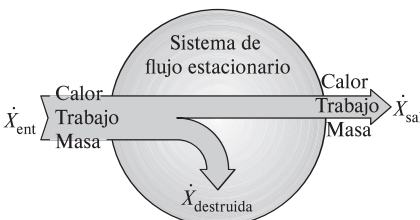


FIGURA 8-42

La transferencia de exergía a un sistema de flujo estacionario es igual a la transferencia de exergía desde éste más la destrucción de exergía dentro del sistema.

Flujo estacionario:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0 \quad (8-47)$$

Para un dispositivo de flujo estacionario y *una sola corriente* (una entrada, una salida), la relación anterior se reduce aún más a

Corriente única:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0 \quad (8-48)$$

donde los subíndices 1 y 2 representan los estados de entrada y salida, \dot{m} es el flujo másico, y el cambio en la exergía de flujo está dado por la ecuación 8-23 como

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

Dividiendo la ecuación 8-48 entre \dot{m} se obtiene el balance de exergía por *unidad de masa*,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) q_k - w + (\psi_1 - \psi_2) - x_{\text{destruida}} = 0 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8-49)$$

donde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ y $w = \dot{W}/\dot{m}$ son la transferencia de calor y el trabajo realizado por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente.

Para el caso de un dispositivo de una sola corriente adiabático sin interacciones de trabajo, la relación del balance de exergía se simplifica aún más a $\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2)$, lo cual indica que la exergía específica del fluido debe disminuir mientras fluye a través de un dispositivo adiabático sin trabajo o permanecer igual ($\psi_2 = \psi_1$) en el caso límite de un proceso reversible a pesar de los posibles cambios en otras propiedades del fluido.

Trabajo reversible

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el trabajo reversible W_{rev} si se iguala a cero la exergía destruida. En ese caso el trabajo W se vuelve trabajo reversible. Es decir,

$$\text{General:} \quad W = W_{\text{rev}} \quad \text{cuando } X_{\text{destruida}} = 0 \quad (8-50)$$

Por ejemplo, la potencia reversible para un dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se determina a partir de la ecuación 8-48,

$$\text{Corriente única:} \quad \dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k \quad (\text{kW}) \quad (8-51)$$

la cual se reduce para un dispositivo adiabático a

$$\text{Adiabático, corriente única:} \quad \dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \quad (8-52)$$

Observe que la exergía destruida es cero solamente para un proceso reversible, por lo que el trabajo reversible representa la salida de trabajo máximo para los dispositivos productores de trabajo, como las turbinas, y la entrada mínima de trabajo para dispositivos consumidores de trabajo, como los compresores.

Eficiencia según la segunda ley para dispositivos de flujo estacionario

La *eficiencia según la segunda ley* de varios dispositivos de flujo estacionario se puede determinar a partir de su definición general, $\eta_{\text{II}} = (\text{Exergía recuperada})/(\text{Exergía gastada})$. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, la eficiencia según la segunda ley de una *turbina adiabática* puede determinarse a partir de

$$\eta_{II,turb} = \frac{w_{sal}}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{w_{sal}}{w_{rev,sal}} \quad \text{o} \quad \eta_{II,turb} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\psi_1 - \psi_2} \quad (8-53)$$

donde $s_{gen} = s_2 - s_1$. Para un *compresor adiabático* con energías cinética y potencial insignificantes, la eficiencia según la segunda ley se vuelve

$$\eta_{II,comp} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{w_{ent}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} = \frac{w_{ent,rev}}{w_{ent}} \quad \text{o} \quad \eta_{II,comp} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{h_2 - h_1} \quad (8-54)$$

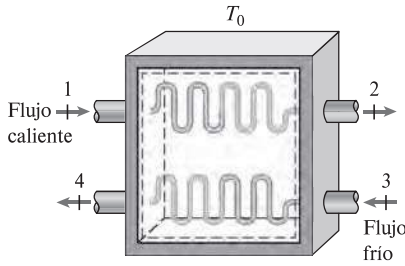


FIGURA 8-43

Un intercambiador de calor con dos flujos de fluido que no se mezclan.

donde de nuevo $s_{gen} = s_2 - s_1$. Observe que, en el caso de la turbina, el recurso de exergía que se utiliza es el vapor, y la exergía gastada es simplemente la disminución en la exergía del vapor. La exergía recuperada es el trabajo del eje de la turbina. En el caso del compresor, el recurso de exergía es el trabajo mecánico, y la exergía gastada es el trabajo que consume el compresor. La exergía recuperada en este caso es el aumento en la exergía del fluido comprimido.

Para un *intercambiador de calor* adiabático con dos flujos de fluido que no se mezclan (Fig. 8-43), la exergía suministrada es la disminución en la exergía del flujo caliente, mientras que la exergía recuperada es el aumento en la exergía del flujo frío, siempre y cuando éste no se encuentre a una temperatura inferior a los alrededores. Entonces la eficiencia según la segunda ley del intercambiador de calor se vuelve

$$\eta_{II,HX} = \frac{\dot{m}_{frio}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{o} \quad \eta_{II,HX} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (8-55)$$

donde $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{caliente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frio}(s_4 - s_3)$. Quizá se pregunte qué pasa si el intercambiador de calor no es adiabático; es decir, pierde algún calor hacia sus alrededores que se hallan a T_0 . Si la temperatura de la frontera (la superficie exterior del intercambiador de calor) T_f es igual T_0 , la definición anterior sigue cumpliéndose (excepto el término de generación de entropía que necesita ser modificado si se usa la segunda definición). Sin embargo, si $T_f > T_0$, entonces la exergía del calor perdido en la frontera debe ser incluida en la exergía recuperada.

$$\eta_{II,HX} = \frac{\dot{m}_{frio}(\psi_4 - \psi_3) + \dot{Q}_{pérdida}(1 - T_0/T_f)}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (8-56)$$

donde T_f es la temperatura de la frontera del sistema a través del cual cruza el calor perdido a razón de $\dot{Q}_{pérdida}$. También, $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{caliente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frio}(s_4 - s_3) + \dot{Q}_{pérdida}/T_f$ en este caso.

Aunque en la práctica no se intenta emplear esta exergía y se permite que sea destruida, el intercambiador de calor no debe considerarse como responsable de tal destrucción, la cual ocurre fuera de sus fronteras. Si nuestro interés se centra en la exergía destruida durante el proceso, y no sólo dentro de las fronteras del dispositivo, entonces tiene sentido considerar un *sistema extendido* que incluya los alrededores inmediatos del dispositivo, y cuyas fronteras del nuevo sistema ampliado estén a T_0 . La eficiencia según la segunda ley del sistema extendido refleja los efectos de las irreversibilidades que ocurren dentro y fuera del dispositivo.

Una situación interesante surge cuando la temperatura del flujo frío permanece en todo momento por debajo de la temperatura de los alrededores. En ese caso la exergía del flujo frío realmente disminuye en lugar de aumentar. En estos casos es mejor redefinir la eficiencia según la segunda ley como la razón entre la suma de exergías de los flujos que salen y la suma de las exergías de los flujos que entran.

Para una *cámara de mezclado* adiabático en la que un flujo caliente 1 se mezcla con un flujo frío 2, formando una mezcla 3, el recurso de exergía es el fluido caliente. Entonces la exergía gastada es la disminución de exergía del fluido caliente, y la exergía recuperada es el aumento de exergía del fluido frío. Al observar que el estado 3 es el estado común de la mezcla, la eficiencia según la segunda ley se puede expresar como

$$\eta_{II,mez} = \frac{\dot{m}_{frio}(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_3)} \quad \text{o} \quad \eta_{II,mez} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_3)} \quad (8-57)$$

donde $\dot{S}_{gen} = (\dot{m}_{caliente} + \dot{m}_{frio})s_3 - \dot{m}_{caliente} s_1 - \dot{m}_{frio} s_2$.

EJEMPLO 8-15 Análisis de una turbina de vapor mediante la segunda ley

El vapor de agua entra en una turbina en forma estacionaria a 3 MPa y 450 °C a una razón de 8 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 150 °C (Fig. 8-44). El vapor pierde calor hacia el aire de los alrededores a una tasa de 300 kW y el cual se halla a 100 kPa y 25 °C, mientras que los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. Determine *a)* la salida de potencia real, *b)* la salida de potencia máxima posible, *c)* la eficiencia según la segunda ley, *d)* la exergía destruida y *e)* la exergía del vapor en las condiciones de entrada.

SOLUCIÓN Se tiene una turbina de vapor de agua que opera en forma estacionaria entre los estados especificados de entrada y salida. Se determinará la salida de potencia real y máxima, la eficiencia según la segunda ley, la exergía destruida y la exergía de entrada.

Suposiciones 1 Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{vc} = 0$, $\Delta E_{vc} = 0$ y $\Delta X_{vc} = 0$. 2 Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera a la *turbina* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Asimismo, el calor se pierde hacia el aire de los alrededores y el sistema realiza trabajo.

Las propiedades del vapor de agua en los estados de entrada y de salida y el estado del ambiente son

Estado de entrada:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 3 \text{ MPa} \\ T_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3344.9 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.0856 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-6})$$

Estado de salida:

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.2 \text{ MPa} \\ T_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 2769.1 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 7.2810 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-6})$$

Estado muerto:

$$\left. \begin{array}{l} P_0 = 100 \text{ kPa} \\ T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_0 \cong h_{fa 25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg} \\ s_0 \cong s_{fa 25^\circ\text{C}} = 0.3672 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Tabla A-4})$$

a) La salida real de potencia de la turbina es determinada de la forma de tasa del balance de energía,

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{sistema}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \xrightarrow{0 \text{ (estacionario)}} = 0$$

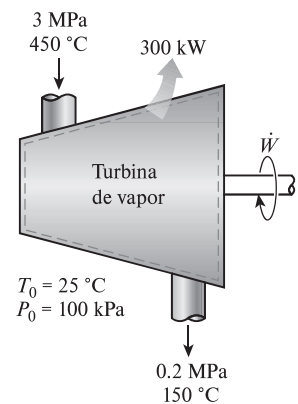


FIGURA 8-44

Esquema para el ejemplo 8-15.

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{ent}} &= \dot{E}_{\text{sal}} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{sal}} + \dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{dado que } e_c \cong e_p \cong 0) \\ \dot{W}_{\text{sal}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q}_{\text{sal}} \\ &= (8 \text{ kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1) \text{ kJ/kg}] - 300 \text{ kW} \\ &= 4\,306 \text{ kW}\end{aligned}$$

b) La salida de potencia máxima (potencia reversible) se determina a partir de la forma de la tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 ; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\text{Tasa de destrucción de exergía}} \overset{0 \text{ (reversible)}}{=} \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio en exergía}} \overset{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0$$

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{ent}} &= \dot{X}_{\text{sal}} \\ \dot{m}\psi_1 &= \dot{W}_{\text{rev,sal}} + \dot{X}_{\text{calor}} \overset{0}{=} + \dot{m}\psi_2 \\ \dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \\ &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - \Delta e_c \overset{0}{=} - \Delta e_p \overset{0}{=}] \end{aligned}$$

Observe que la transferencia de exergía debida al calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0 . Al sustituir se obtiene,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{rev,sal}} &= (8 \text{ kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1) \text{ kJ/kg}] \\ &\quad - (298 \text{ K})(7.0856 - 7.2810) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= 5\,072 \text{ kW}\end{aligned}$$

c) La eficiencia según la segunda ley de una turbina es la relación del trabajo real entregado al trabajo reversible,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{\text{sal}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{4\,306 \text{ kW}}{5\,072 \text{ kW}} = \mathbf{0.849 \text{ u } 84.9\%}$$

Es decir, se desperdicia 15.1 por ciento del potencial de trabajo durante este proceso.

d) La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la exergía destruida, la cual se determina como

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_{\text{sal}} = 5\,072 - 4\,306 = 776 \text{ kW}$$

Es decir, se desperdicia el potencial para producir trabajo útil a una tasa de 776 kW durante este proceso. La exergía destruida también podría ser determinada calculando primero la tasa de generación de entropía \dot{S}_{gen} durante el proceso.

e) La exergía (máximo potencial de trabajo) del vapor de agua en las condiciones de entrada es simplemente la exergía del flujo, y se determina a partir de

$$\begin{aligned}\psi_1 &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2} \overset{0}{=} + gz_1 \overset{0}{=} \\ &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \\ &= (3\,344.9 - 104.83) \text{ kJ/kg} - (298 \text{ K})(7.0856 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= 1\,238 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Es decir, sin contar las energías cinética y potencial, cada kilogramo de vapor de agua que entra a la turbina tiene un potencial de trabajo de 1 238 kJ. Esto corresponde a un potencial de potencia de $(8 \text{ kg/s})(1\,238 \text{ kJ/kg}) = 9\,904 \text{ kW}$. Obviamente, la turbina convierte en trabajo $4\,306/9\,904 = 43.5$ por ciento del potencial de trabajo disponible del vapor.

EJEMPLO 8-16 Exergía destruida durante la mezcla de flujos de fluido

En una cámara de mezclado entra agua a 20 psia y 50 °F a una tasa de 300 lbm/min para ser mezclada de manera estacionaria con vapor de agua que ingresa a 20 psia y 240 °F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130 °F y pierde calor hacia el aire de los alrededores a $T_0 = 70$ °F a una tasa de 180 Btu/min (Fig. 8-45). Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía para este proceso.

SOLUCIÓN Agua líquida y vapor de agua son mezclados en una cámara que pierde calor a una tasa especificada. Se determinarán la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estacionario, ya que no hay cambio con respecto al tiempo en ningún punto, y por lo tanto $\Delta m_{vc} = 0$, $\Delta E_{vc} = 0$, y $\Delta S_{vc} = 0$. **2** No hay interacciones de trabajo. **3** Las energías cinética y potencial son despreciables, $ec \cong ep \cong 0$.

Análisis Tomamos como sistema la *cámara de mezclado* (Fig. 8-45). Éste es un *volumen controlado*, ya que la masa cruza el límite del sistema durante el proceso. Observamos que hay dos entradas y una salida.

Bajo las suposiciones y observaciones indicadas, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estacionario se pueden expresar en forma de tasa como sigue:

$$\text{Balance de masa: } \dot{m}_{\text{ent}} - \dot{m}_{\text{sal}} = dm_{\text{sistema}}/dt \stackrel{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0 \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Balance de energía:

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sal}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio en las energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \stackrel{0 \text{ (estacionario)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{\text{sal}} \quad (\text{donde } \dot{W} = 0 \text{ ec } \cong ep \cong 0)$$

Al combinar los balances de masa y energía se obtiene

$$\dot{Q}_{\text{sal}} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Las propiedades deseadas en los estados especificados se determinan por las tablas de vapor que serán:

$$\text{Estado 1: } \left. \begin{array}{l} = 20 \text{ psia} \\ = 50 \text{ °F} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f_a 50 \text{ °F}} = 18.07 \text{ Btu/lbm} \\ s_1 = s_{f_a 50 \text{ °F}} = 0.03609 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

$$\text{Estado 2: } \left. \begin{array}{l} = 20 \text{ psia} \\ = 240 \text{ °F} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 1\,162.3 \text{ Btu/lbm} \\ s_2 = 1.7406 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

$$\text{Estado 3: } \left. \begin{array}{l} = 20 \text{ psia} \\ = 130 \text{ °C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = h_{f_a 130 \text{ °F}} = 97.99 \text{ Btu/lbm} \\ s_3 = s_{f_a 130 \text{ °F}} = 0.08174 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

Al sustituir,

$$180 \text{ Btu/min} = [300 \times 18.07 + \dot{m}_2 \times 1\,162.3 - (300 + \dot{m}_2) \times 97.99] \text{ Btu/min}$$

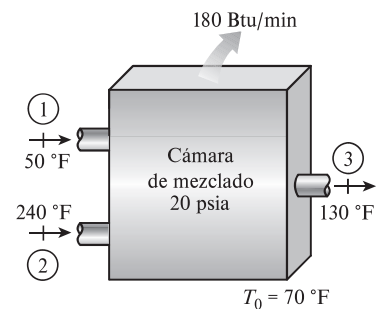


FIGURA 8-45

Esquema para el ejemplo 8-16.

lo cual da

$$\dot{m}_2 = 22.7 \text{ lbm/min}$$

La salida máxima de potencia (potencia reversible) se determina a partir de la forma de tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 ; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\text{Tasa de destrucción de exergía}} \xrightarrow{0 \text{ (reversible)}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio en exergía}} \xrightarrow{0 \text{ (estacionario)}} = 0$$

$$\dot{X}_{\text{ent}} = \dot{X}_{\text{sal}}$$

$$\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 = \dot{W}_{\text{rev,sal}} + \dot{X}_{\text{calor}}^0 + \dot{m}_3\psi_3$$

$$\dot{W}_{\text{rev,sal}} = \dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3$$

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0 , y que las energías cinética y potencial son insignificantes. Por consiguiente,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}_1(h_1 - T_0s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0s_3) \\ &= (300 \text{ lbm/min})[18.07 \text{ Btu/lbm} - (530 \text{ R})(0.03609 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})] \\ &\quad + (22.7 \text{ lbm/min})[1162.3 \text{ Btu/lbm} - (530 \text{ R})(1.7406 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})] \\ &\quad - (322.7 \text{ lbm/min})[97.99 \text{ Btu/lbm} - (530 \text{ R})(0.18174 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})] \\ &= 4588 \text{ Btu/min} \end{aligned}$$

Es decir, sería posible producir trabajo a una tasa de 4 588 Btu/min si se opera una máquina térmica entre los flujos de fluidos caliente y frío en lugar de permitir que se mezclaran directamente.

La exergía destruida está determinada por,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_u^0 = T_0\dot{S}_{\text{gen}}$$

Por lo tanto,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} = 4588 \text{ Btu/min}$$

ya que no hay trabajo real producido durante el proceso.

Comentario La tasa de generación de entropía para este proceso se determinó como $\dot{S}_{\text{gen}} = 8.65 \text{ Btu/min} \cdot \text{R}$. Por lo tanto, se podría determinar también la exergía destruida a partir de la segunda parte de la ecuación anterior:

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = T_0\dot{S}_{\text{gen}} = (530 \text{ R})(8.65 \text{ Btu/min} \cdot \text{R}) = 4585 \text{ Btu/min}$$

La ligera diferencia entre los dos resultados se debe al error de redondeo.

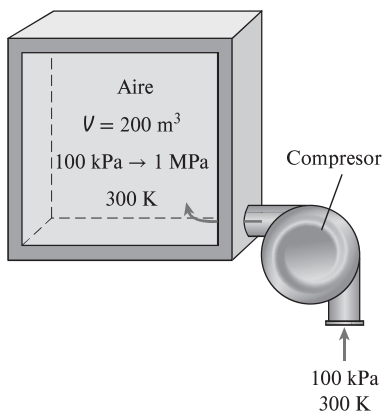


FIGURA 8-46
Esquema para el ejemplo 8-17.

EJEMPLO 8-17 Llenado de un sistema de almacenamiento con aire comprimido

Un recipiente rígido de 200 m³ contiene aire atmosférico que se halla inicialmente a 100 kPa y 300 K. El recipiente será usado para almacenar el aire comprimido a 1 MPa y 300 K (Fig. 8-46), el cual será proporcionado por un compresor que toma el aire atmosférico a $P_0 = 100 \text{ kPa}$ y $T_0 = 300 \text{ K}$. Determine el requerimiento de trabajo mínimo para este proceso.

SOLUCIÓN El aire será comprimido y se almacenará a alta presión en un recipiente grande. Se determinará el trabajo mínimo requerido.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** Las propiedades del aire en la entrada permanecen constantes durante todo el proceso de llenado.

Análisis Se toma al *recipiente rígido combinado con el compresor* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que éste es un proceso de flujo no estacionario dado que la masa contenida del sistema cambia cuando el recipiente es llenado. Asimismo, sólo hay una entrada y no existe salida.

El trabajo mínimo requerido para un proceso es el *trabajo reversible* que puede determinarse a partir del balance de exergía aplicado en el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo tanto no hay transferencia de exergía que acompañe la transferencia de calor desde o hacia el ambiente), y al igualar a cero el término de destrucción de exergía,

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\text{Destrucción de exergía}} \overset{0 \text{ (reversible)}}{=} \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en exergía}}$$

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}} = X_2 - X_1$$

$$W_{\text{rev,ent}} + m_1 \psi_1 \overset{0}{=} m_2 \phi_2 - m_1 \phi_1 \overset{0}{=}$$

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2 \phi_2$$

Observe que $\phi_1 = \psi_1 = 0$ porque el aire inicial en el recipiente y el aire que entra se encuentran en el estado al que está el ambiente, y la exergía de una sustancia en el estado del ambiente es cero. La masa final de aire y la exergía del aire presurizado en el recipiente al final del proceso son

$$m_2 = \frac{P_2 V}{RT_2} = \frac{(1\,000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 2\,323 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \phi_2 &= (u_2 - u_0) \overset{0 \text{ (dado que } T_2 = T_0)}{=} + P_0(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + \frac{V_2^2}{2} \overset{0}{=} + gz_2 \overset{0}{=} \\ &= P_0(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) \end{aligned}$$

Se observa que

$$P_0(u_2 - u_0) = P_0 \left(\frac{RT_2}{P_2} - \frac{RT_0}{P_0} \right) = RT_0 \left(\frac{P_0}{P_2} - 1 \right) \quad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

$$T_0(s_2 - s_0) = T_0 \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} \right) = -RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} \quad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

Por consiguiente,

$$\begin{aligned} \phi_2 &= RT_0 \left(\frac{P_0}{P_2} - 1 \right) + RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} = RT_0 \left(\ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{P_0}{P_2} - 1 \right) \\ &= (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K}) \left(\ln \frac{1\,000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} + \frac{100 \text{ kPa}}{1\,000 \text{ kPa}} - 1 \right) \\ &= 120.76 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2 \phi_2 = (2\,323 \text{ kg})(120.76 \text{ kJ/kg}) = 280\,525 \text{ kJ} \cong 281 \text{ MJ}$$

Comentario Observe que se requiere un mínimo de 281 MJ de entrada de trabajo para llenar el recipiente con aire comprimido a 300 K y 1 MPa. En realidad, la entrada de trabajo requerida será mayor por una cantidad igual a destrucción de exergía durante el proceso. Compare este resultado con el del ejemplo 8-7. ¿Qué se puede concluir?

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL*

Aspectos cotidianos de la segunda ley

La termodinámica es una ciencia natural fundamental que trata varios aspectos de la energía, e incluso las personas que no se dedican a la técnica poseen un conocimiento básico sobre la energía y la primera ley de la termodinámica, ya que difícilmente algún aspecto de la vida no involucra transferencia o transformación de energía en diferentes formas. Por ejemplo, todas las *personas que hacen dietas* basan su estilo de vida en el principio de la conservación de energía. Aunque se comprenden con rapidez los aspectos de la primera ley de la termodinámica y sean fácilmente aceptados por la mayoría de las personas, no hay un conocimiento generalizado sobre la segunda ley de la termodinámica, y de hecho no son del todo apreciados los aspectos de ésta incluso por las personas que poseen fundamentos técnicos. Esto ocasiona que algunos estudiantes vean la segunda ley como algo que es de interés teórico en lugar de una importante y práctica herramienta de ingeniería. Como resultado, los estudiantes muestran poco interés en el estudio detallado de la segunda ley de la termodinámica, lo cual es desafortunado para ellos porque terminan con una perspectiva unilateral acerca de la termodinámica y carecen de la visión completa.

Muchos *sucesos ordinarios* que pasan inadvertidos pueden servir como excelentes vehículos para comunicar conceptos importantes de la termodinámica. Se intenta demostrar la relevancia de los conceptos de la segunda ley como exergía, trabajo reversible, irreversibilidad y la eficiencia según la segunda ley en diversos aspectos de la vida diaria mediante ejemplos con los que incluso las personas sin fundamentos técnicos pueden identificarse. La esperanza es que se refuerce la comprensión y apreciación de la segunda ley y que se motive para usarla más frecuentemente tanto en áreas técnicas como no técnicas. Al lector crítico se le recuerda que los conceptos presentados posteriormente son *moderados y difíciles de cuantificar*, y que se incluyen aquí para estimular el interés en el estudio de la segunda ley de la termodinámica y reforzar la comprensión y apreciación acerca de esta ley.

Los conceptos de la segunda ley se usan implícitamente en varios aspectos de la vida diaria, y muchas personas exitosas parecen hacer uso extenso de éstos aun sin comprenderlos. Además, hay un creciente reconocimiento de que la calidad juega un papel tan importante como la cantidad en las actividades diarias ordinarias. El siguiente párrafo apareció en un artículo de la *Reno Gazette-Journal*, el 3 de marzo de 1991:

El Dr. Held se considera un sobreviviente de la conspiración del tictac. Aproximadamente hace cuatro años, en una fecha cercana a su cumpleaños número 40, él trabajaba tarde con jornadas de 21 horas diarias, laborando fuera, cuidando de sus tres niños y practicando deportes. Dormía aproximadamente entre cuatro y cinco horas durante la noche. . . “Actualmente me voy a la cama a las 9:30 y me levanto a las 6”, afirma Held. “Hago el doble de lo que antes solía hacer. No tengo que hacer las cosas dos veces o leer tres veces algo antes de entenderlo.”

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

Esta declaración tiene una fuerte relevancia en el análisis de la segunda ley, ya que indica que el problema no es cuánto tiempo tenemos (primera ley), sino más bien qué tan eficazmente lo usamos (segunda ley). Que una persona *consiga hacer más en menos tiempo* no es diferente a que un automóvil recorra *más kilómetros con menos combustible*.

En la termodinámica, el *trabajo reversible* para un proceso es definido como la salida máxima de trabajo útil (o la entrada mínima de trabajo) para ese proceso. Esto significa el trabajo útil que un sistema puede entregar (o consumir) durante un proceso entre dos estados especificados si ese proceso se ejecuta en una manera reversible (perfecta). La diferencia entre los trabajos reversible y útil real se debe a las imperfecciones, tal diferencia se denomina *irreversibilidad* (el potencial de trabajo desperdiciado). Para el caso especial del estado final correspondiente al estado muerto o al de los alrededores, el trabajo reversible se vuelve un máximo y se llama *exergía* del sistema en el estado inicial. La irreversibilidad para un proceso reversible o perfecto es cero.

En la vida diaria puede verse la *exergía* de una persona como el mejor trabajo que la persona puede realizar bajo las condiciones más favorables. El *trabajo reversible* en la vida diaria, por otro lado, puede verse como el mejor trabajo que una persona puede hacer bajo algunas condiciones especificadas. Entonces, la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo real llevado a cabo bajo esas condiciones puede verse como *irreversibilidad* o *exergía destruida*. En sistemas técnicos, se intenta identificar las fuentes con mayores irreversibilidades para minimizarlas y así maximizar el desempeño. En la vida cotidiana una persona debe hacer exactamente lo mismo para aumentar al máximo su desempeño.

La exergía de una persona en un momento y un lugar dados pueden ser vistos como la cantidad máxima de trabajo que pueden hacer en ese tiempo y lugar. La exergía es ciertamente difícil de cuantificar debido a la interdependencia de capacidades físicas e intelectuales de una persona. La habilidad de realizar tareas físicas e intelectuales simultáneamente incluso complica aún más las cosas. Obviamente la *educación* y la *capacitación* aumentan la exergía de una persona, mientras que el *envejecimiento* disminuye la exergía física. A diferencia de la mayor parte de las cosas mecánicas, la exergía de los seres humanos es una función de tiempo, por lo que la exergía física y/o intelectual de una persona se desperdiciará si no se utiliza en el momento adecuado. Un barril de petróleo no pierde nada de su exergía si se deja almacenado durante 40 años, pero una persona perderá mucha de su exergía total durante ese periodo si él o ella permanecen inmóviles.

Por ejemplo, un granjero que trabaje adecuadamente puede hacer uso total de su *exergía física*, pero utilizar muy poco su *exergía intelectual*; por lo tanto, podría aprender un idioma extranjero o una ciencia escuchando algunos CD educativos al mismo tiempo que realiza su trabajo físico. Esto también se cumple para las personas que pasan un tiempo considerable en el automóvil al trasladarse a su trabajo. Se espera que algún día podamos hacer el análisis de la exergía para las personas y sus actividades, lo cual indicará a la gente la manera de minimizar su destrucción de exergía y conseguir hacer más en menos tiempo. Las microcomputadoras pueden realizar varias tareas a la vez, ¿por qué los seres humanos no son capaces de hacer lo mismo?

Los *niños* nacen con diferentes niveles de *exergía* (talentos) en diferentes áreas. Aplicarles exámenes de aptitud profesional en una edad temprana es simplemente un esfuerzo para descubrir la magnitud de sus "exergías", o talentos ocultos. Entonces los niños se orientan hacia áreas en las que tienen mayor exergía. Una vez como adultos, es más probable que se desempeñen

en niveles altos sin forzar sus posibilidades más allá de los límites si se adaptan naturalmente en esas áreas.

Es posible comparar el nivel de *agudeza* de una persona con su *exergía* en las tareas intelectuales. Cuando una persona descansa bien, el grado de agudeza y, por ende su *exergía* intelectual, está en un límite máximo y esta *exergía* disminuye con el tiempo cuando la persona se cansa, como se ilustra en la figura 8-47. Las diferentes tareas cotidianas requieren distintos niveles de *exergía* intelectual, de ahí que la diferencia entre la agudeza disponible y la requerida pueda considerarse como la *agudeza desperdiciada* o *destrucción de exergía*. Para minimizar esta destrucción de *exergía* debe haber un estrecho vínculo entre la agudeza disponible y la requerida.

Considere a un estudiante bien descansado que planea utilizar las próximas cuatro horas para estudiar y ver una película que dura dos horas. Desde el punto de vista de la *primera ley*, no hay diferencia en el orden en que se realizarán estas tareas, pero desde el punto de vista de la *segunda ley* representa mucha diferencia. De estas dos tareas, estudiar requiere más agudeza intelectual que la que se necesita para ver una película, por lo que tiene sentido termodinámico estudiar primero, cuando la agudeza es alta, y ver la película después, cuando la agudeza es menor, como se muestra en la figura. Un estudiante que realiza estas actividades de manera inversa desperdiciará una gran cantidad de agudeza viendo la película, como se ilustra en la figura 8-47, y tendrá que repasar más al estudiar debido a la insuficiente agudeza, por lo que conseguirá hacer menos en el mismo lapso.

En termodinámica, la *eficiencia según la primera ley* (o eficiencia térmica) de una máquina térmica se define como la relación entre la salida de trabajo neta y la entrada de calor total. Es decir, es la fracción del calor suministrado que se convierte en trabajo neto. En general, la eficiencia según la primera ley puede considerarse como la razón entre la salida deseada y la entrada requerida. La eficiencia según la primera ley no hace referencia al *mejor desempeño posible* y en consecuencia esta eficiencia por sí sola no es una medida realista del desempeño. Para superar esta deficiencia se define la eficiencia según la se-

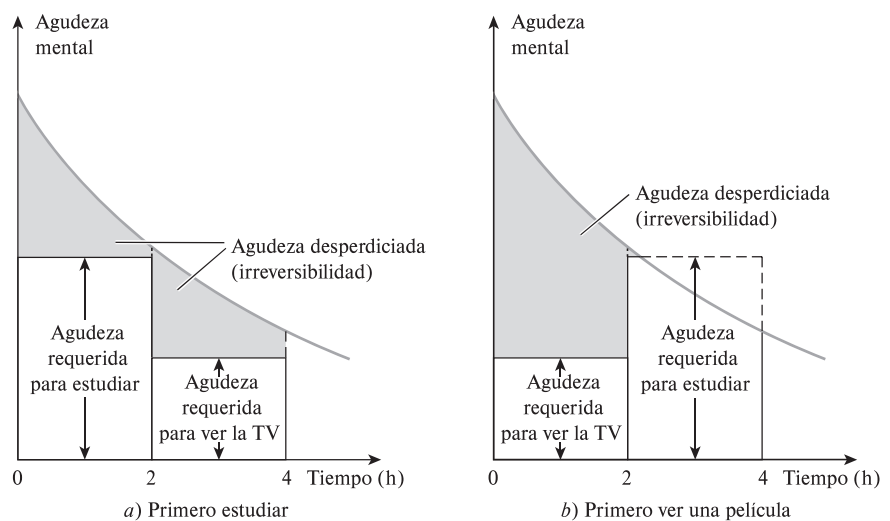


FIGURA 8-47

Irreversibilidad asociada con un estudiante que estudia y ve una película en la televisión, durante dos horas en cada caso.

gunda ley, la cual es una medida del desempeño real relativo al mejor desempeño posible bajo las mismas condiciones. Para máquinas térmicas, la eficiencia según la segunda ley se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la máxima eficiencia térmica posible (reversible) en las mismas condiciones.

En la vida diaria la *eficiencia según la primera ley* o el *desempeño* de una persona puede considerarse como el logro de esa persona en relación con el esfuerzo que dedica. Por otro lado, la *eficiencia según la segunda ley* de una persona es el desempeño de ésta en relación con su mejor desempeño posible de acuerdo con las circunstancias.

La *felicidad* se relaciona estrechamente con la *eficiencia según la segunda ley*. Los niños pequeños son probablemente los seres humanos más felices porque si se consideran sus limitadas capacidades, es poco lo que pueden hacer, aunque lo hacen bastante bien. Los niños tienen eficiencias según la segunda ley muy altas en su vida diaria. El término “vida plena” también se refiere a la eficiencia según la segunda ley. Se considera que una persona tiene vida plena, y por lo tanto una eficiencia según la segunda ley muy alta, si ha utilizado todas sus habilidades hasta el límite a lo largo de su vida.

Incluso una persona discapacitada tendrá que dedicar un esfuerzo considerable para lograr lo que una persona normal consigue, aun cuando logre menos con mayor esfuerzo, pero seguramente con un desempeño impresionante logrará más elogios. Así, es posible afirmar que esta persona discapacitada tuvo una baja eficiencia según la primera ley (logró poco con un gran esfuerzo) pero una muy alta eficiencia según la segunda ley (logró tanto como es posible de acuerdo con las circunstancias).

En la vida diaria la *exergía* puede considerarse también como las *oportunidades que tenemos*, mientras que la destrucción de *exergía* como las *oportunidades desperdiciadas*. El tiempo es el máximo activo, y el tiempo desperdiciado es la oportunidad desperdiciada para hacer algo útil (Fig. 8-48).

La segunda ley de la termodinámica tiene también interesantes ramificaciones filosóficas. La masa y la energía son cantidades conservadas, y están relacionadas con la primera ley de la termodinámica, mientras que la entropía y la *exergía* son cantidades no conservadas, y están relacionadas con la segunda ley. El universo que percibimos por nuestros cinco sentidos consiste en cantidades conservadas, y por lo tanto tendemos a considerar las cantidades no conservadas como si no fueran reales, e incluso fuera de este universo. La teoría del “big bang”, ampliamente aceptada, acerca del origen del universo, hizo surgir la idea de que éste es un universo totalmente material, y de que todo está hecho de materia (o más correctamente, de masa-energía). Como las cantidades conservadas, la masa y la energía, encajan en la descripción de cantidades verdaderamente físicas, pero la entropía y la *exergía* no encajan, ya que la entropía se puede crear, y la *exergía* se puede destruir. Así, la entropía y la *exergía* no son verdaderamente cantidades físicas, aunque están estrechamente relacionadas con las cantidades físicas de masa y energía. Por lo tanto, la segunda ley trata de cantidades que pertenecen a una clase diferente de existencia —un universo en el que las cosas comienzan a existir a partir de nada, y salen de la existencia a la nada—, y abre un universo que está más allá del universo conservado, totalmente material, que conocemos.

Un argumento similar se puede dar para las leyes de la naturaleza que gobiernan la materia. No hay duda de que tanto la primera ley de la termodinámica como la segunda existen, y éstas y otras leyes como las leyes de Newton sobre el movimiento gobiernan el universo físico tras bambalinas. Como lo expresa Alfred Montapert: “*Las leyes de la naturaleza son el gobierno invisible de la Tierra*”. Albert Einstein expresa este fenómeno así: “*Hay un espíritu manifiesto*

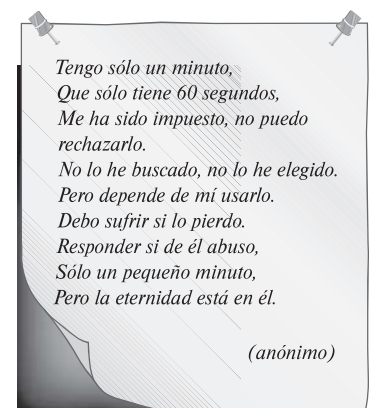


FIGURA 8-48

Una expresión poética de *exergía* y destrucción de *exergía*.

en las leyes del universo". Con todo, estas leyes que constituyen el núcleo de las ciencias, no se pueden percibir con nuestros cinco sentidos, y no tienen existencia material y, por lo tanto, no están sujetas a las limitaciones del tiempo y el espacio. Como tales, las leyes que parecen haberse infundido en toda la materia como un espíritu gobiernan en todas partes, pero no están en ninguna parte. Parece que cantidades como entropía y exergía que comienzan a existir a partir de la nada y salen de la existencia a la nada junto con las leyes de la naturaleza como la primera ley y la segunda ley que gobiernan el universo del "big bang" con una mano invisible y poderosa, están señalando el camino para una definición ampliada de la existencia que esté más en línea con los fenómenos percibidos y observados.

Los argumentos presentados en esta sección son de naturaleza exploratoria, se espera que den pie a algunas interesantes discusiones e investigaciones que puedan conducir a un mejor entendimiento acerca del desempeño en diversos aspectos de la vida cotidiana. Con el tiempo la segunda ley podría emplearse para determinar cuantitativamente la manera más efectiva de mejorar la calidad de vida y el desempeño cotidiano, del mismo modo que se emplea en el presente para mejorar la realización de los sistemas técnicos.

RESUMEN

El contenido de energía del universo es constante, al igual que su contenido de masa. Sin embargo, en tiempos de crisis se nos bombardea con discursos y artículos sobre "cómo conservar" la energía. Al igual que los ingenieros, sabemos que la energía realmente se conserva, pero lo que no se conserva es la *exergía*, la cual es el potencial de trabajo útil de la energía. Una vez desperdiciada la exergía, nunca se recupera. Cuando se usa energía (para calentar las casas, por ejemplo) no se destruye nada de energía, únicamente se convierte en una forma menos útil, una forma con menor exergía.

El potencial de trabajo útil de un sistema en el estado especificado se llama *exergía*, la cual es una propiedad y se asocia con el estado del sistema y de los alrededores. Un sistema que se encuentra en equilibrio con sus alrededores tiene exergía cero y se dice que está en el *estado muerto*. La exergía de calor suministrado por las fuentes de energía térmica es equivalente a la salida de trabajo de una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente.

El *trabajo reversible* W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que debe suministrarse) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. El trabajo reversible es la salida (o entrada) de trabajo útil obtenido cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. La diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u se debe a las irreversibilidades presentes durante el proceso y se denomina *irreversibilidad* I , la cual es equivalente a la *exergía destruida* y se expresa como

$$I = X_{destruida} = T_0 S_{gen} = W_{rev,sal} - W_{u,sal} = W_{u,ent} - W_{rev,ent}$$

donde S_{gen} es la entropía generada durante el proceso. Para un proceso totalmente reversible, los términos de trabajo útil y reversible son idénticos, por lo tanto la destrucción de exergía es

cero. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se llama *trabajo desperdiciado* o *trabajo perdido*.

La *eficiencia según la segunda ley* es una medida del desempeño de un dispositivo con relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados inicial y final y está proporcionada por

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{tér}}{\eta_{tér,rev}} = \frac{W_u}{W_{rev}}$$

para máquinas térmicas y otros dispositivos productores de trabajo, y

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} = \frac{W_{rev}}{W_u}$$

para refrigeradores, bombas de calor y otros dispositivos que consumen trabajo. En general, la eficiencia según la segunda ley se expresa como

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía gastada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía gastada}}$$

Las exergías de una masa fija (exergía de no flujo) y de una corriente de flujo se expresan como

Exergía de no flujo:

$$\begin{aligned} \phi &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \end{aligned}$$

Exergía de flujo:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Entonces, el *cambio de exergía* de una masa fija o de un flujo de fluido cuando experimenta un proceso de un estado 1 a un estado 2 está determinado por

$$\begin{aligned}\Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) \\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &\quad + m \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) \\ \Delta \psi &= \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &\quad + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\end{aligned}$$

La exergía puede transferirse debido al calor, trabajo y flujo másico, y la transferencia de exergía acompañada de transferencia de calor, trabajo y masa están dadas por

Transferencia de exergía por calor:

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q$$

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases}$$

Transferencia de exergía por masa:

$$X_{\text{masa}} = m\psi$$

La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre decrece o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante. Esto se conoce como el *principio de disminución de exergía* y se expresa como

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \leq 0$$

El balance de exergía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se expresa como

General:

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\text{Transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\text{Destrucción de exergía}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en exergía}}$$

General, en forma de tasa:

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\text{Tasa de destrucción de exergía}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio en exergía}}$$

General, por unidad de masa:

$$(x_{\text{ent}} - x_{\text{sal}}) - x_{\text{destruida}} = \Delta x_{\text{sistema}}$$

donde

$$\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$$

$$\dot{X}_{\text{trabajo}} = \dot{W}_{\text{útil}}$$

$$\dot{X}_{\text{masa}} = \dot{m}\psi$$

Para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{\text{destruida}}$ desaparece. Al tomar la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema, y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía se pueden expresar más explícitamente como

$$\begin{aligned}\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] \\ + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sal}} m\psi - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) \\ + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt}\end{aligned}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. J. E. Ahern, *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1980.
2. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 3a. ed., Nueva York, Wiley Interscience, 2006.
3. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1982.
4. Y. A. Çengel, "A Unified and Intuitive Approach to Teaching Thermodynamics", ASME International Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, 17-22 de noviembre, 1996.

PROBLEMAS*

Exergía, irreversibilidad, trabajo reversible y eficiencia según la segunda ley

8-1C ¿Qué estado final maximiza la salida de trabajo de un dispositivo?

8-2C ¿Es diferente la exergía de un sistema en distintos ambientes?

8-3C ¿En qué condiciones el trabajo reversible es igual a la irreversibilidad para un proceso?

8-4C ¿Cómo se diferencia el trabajo útil del trabajo real? ¿En qué tipo de sistemas son idénticos?

8-5C ¿Cómo se diferencia el trabajo reversible del trabajo útil?

8-6C ¿Es un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{\text{gen}} = 0$) necesariamente reversible?

8-7C Considere un ambiente de presión absoluta cero (como el espacio exterior). ¿Cómo se comparará el trabajo real con el trabajo útil en ese ambiente?

8-8C Es bien sabido que el trabajo real entre los dos estados especificados depende de la trayectoria seguida durante el proceso. ¿Se puede decir lo mismo para el trabajo reversible?

8-9C Considere dos pozos geotérmicos cuyos contenidos de energía se estiman iguales. ¿Las exergías de estos pozos serán necesariamente iguales? Explique.

8-10C Considere dos sistemas que están a la misma presión que el ambiente. El primer sistema está a la misma temperatura que el ambiente, mientras el segundo está a una temperatura menor que el ambiente. ¿Cómo compararía las exergías de estos dos sistemas?

8-11C ¿Cuál es la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica? ¿En qué se distingue de la eficiencia definida con base en la primera ley?

8-12C ¿Una planta de generación eléctrica que tiene una eficiencia térmica más alta, tiene necesariamente una eficiencia según la segunda ley también más alta que una planta con una eficiencia térmica menor? Explique.

8-13C ¿Un refrigerador que tiene un COP más alto tiene necesariamente una eficiencia más alta según la segunda ley que uno con un COP más bajo? Explique.

8-14E Se genera vapor de agua saturado en una caldera convirtiendo un líquido saturado a un vapor saturado a 200 psia. Esto se hace transfiriendo calor de los gases de combustión, que están a 700 °F, al agua en los tubos de la caldera. Calcule el potencial de trabajo desperdiciado asociado con este proce-

so de transferencia térmica. ¿Cómo afecta el aumento de temperatura de los gases de combustión al potencial de trabajo de flujo de vapor? Tome $T_0 = 80$ °F y $P_0 = 14.7$ psia.

Respuesta: 149 Btu/lbm

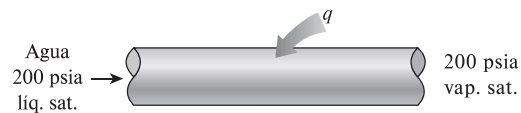


FIGURA P8-14E

8-15 Un método de satisfacer la demanda adicional de potencia en los periodos pico es bombear algo de agua de un gran cuerpo de agua (como un lago) a un depósito de agua a mayor elevación en los tiempos de baja demanda y generar electricidad en los tiempos de alta demanda dejando que esta agua baje y haga girar una turbina (es decir, convertir la energía eléctrica en energía potencial y luego nuevamente en energía eléctrica). Para una capacidad de almacenamiento de energía de 5×10^6 kWh, determine la cantidad mínima de agua que se necesita almacenar a una elevación promedio (relativa al nivel del suelo) de 75 m. Respuesta: 2.45×10^{10} kg

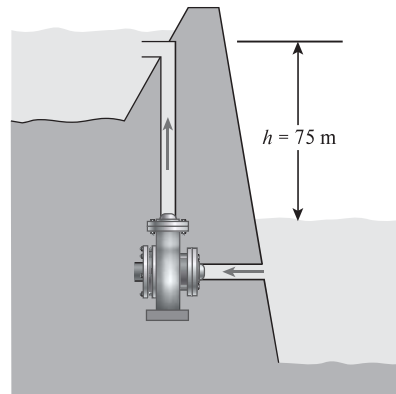




FIGURA P8-15

8-16 Una máquina térmica que recibe calor de un horno a 1 200 °C y rechaza calor de desecho a un río a 20 °C tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la eficiencia de la segunda ley de esta planta de potencia.

8-17 Considere un depósito de energía térmica a 1 500 K que puede suministrar calor a razón de 150 000 kJ/h. Determine la exergía de esta energía suministrada, suponiendo una temperatura ambiente de 25 °C.

8-18 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 100 K a razón de 400 kJ/s, y rechaza calor de desecho a un medio a 320 K. La producción medida de potencia de la máquina térmica es de 120 kW, y la temperatura ambiente es de 25 °C. Determine a) la potencia reversible, b) la tasa de irreversibilidad y c) la eficiencia según la segunda ley de esta máquina térmica. Respuestas: a) 284 kW, b) 164 kW, c) 42.3 por ciento

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto, y se exhorta a los alumnos a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un icono  son extensos y se recomienda emplear un software apropiado para resolverlos.

8-19  Reconsidere el problema 8-18, y con un software apropiado, estudie el efecto de reducir la temperatura a la que se rechaza el calor de desecho en la potencia reversible, la tasa de irreversibilidad y la eficiencia según la segunda ley al variar la temperatura de rechazo de calor de 500 a 298 K, y grafique los resultados.

8-20E Una máquina térmica que rechaza calor de desecho a un sumidero a 510 R tiene una eficiencia térmica de 25 por ciento y una eficiencia según la segunda ley de 50 por ciento. Determine la temperatura de la fuente que suministra calor a esta máquina. *Respuesta:* 1 020 R

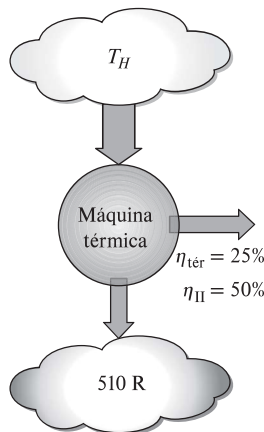


FIGURA P8-20E

8-21 Una central geotérmica utiliza agua líquida geotérmica a 150 °C a razón de 210 kg/s como fuente de calor, y produce 5.1 MW de potencia neta en un ambiente a 25 °C. Si 7.5 MW de la exergía que entra en la planta con el agua geotérmica se destruyen dentro de la central, determine *a*) la exergía del agua geotérmica que entra en la planta, *b*) la eficiencia según la segunda ley, y *c*) la exergía del calor rechazado por la planta.

8-22 Una casa que pierde calor a razón de 35 000 kJ/h cuando la temperatura exterior cae a 4 °C se va a calentar con calefactores de resistencia eléctrica. Si la casa se ha de mantener a 25 °C todo el tiempo, determine la entrada de trabajo reversible para este proceso y la irreversibilidad.

Respuestas: 0.685 kW, 9.04 kW

8-23E Un congelador se mantiene a 20 °F quitándole calor a razón de 75 Btu/min. La potencia consumida por el congelador es de 0.70 hp, y el aire del entorno está a 75 °F. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la irreversibilidad y *c*) la eficiencia según la segunda ley de este congelador.

Respuestas: *a*) 0.20 hp, *b*) 0.50 hp, *c*) 28.9 por ciento

8-24 Las necesidades de energía eléctrica de una comunidad se deben satisfacer con molinos eólicos con rotores de 40 m de diámetro. Los molinos se deben ubicar donde el viento sopla constantemente a una velocidad promedio de 6 m/s. Determine el número mínimo de molinos que es necesario instalar si la producción de potencia requerida es de 1 500 kW.

8-25 Demuestre que la potencia que produce una turbina de viento es proporcional al cubo de la velocidad del viento y al cuadrado del diámetro de envergadura de las aspas.

8-26 Dos dispositivos a presión constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K. Una máquina térmica colocada entre los dos extrae calor del dispositivo a alta temperatura, y lo rechaza hacia el dispositivo a baja temperatura. Determine la cantidad de trabajo que la máquina puede producir y la temperatura final de los dispositivos. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Análisis de exergía de sistemas cerrados

8-27C ¿Puede un sistema tener una eficiencia según la segunda ley más alta que la eficiencia según la primera ley durante un proceso? Dé ejemplos.

8-28 Una masa de 8 kg de helio sufre un proceso desde un estado inicial de 3 m³/kg y 15 °C hasta un estado final de 0.5 m³/kg y 80 °C. Suponiendo que los alrededores están a 25 °C y 100 kPa, determine el aumento en el potencial de trabajo útil del helio durante este proceso.

8-29E ¿Cuál es un recurso más valioso para producción de trabajo en un sistema cerrado, 15 pies³ de aire a 100 psia y 250 °F o 20 pies³ de helio a 60 psia y 200 °F? Considere $T_0 = 77 °F$ y $P_0 = 14.7$ psia.

8-30 ¿Cuál tiene la capacidad de producir más trabajo en un sistema cerrado, 1 kg de vapor de agua a 800 kPa y 180 °C o 1 kg de R-134a a 800 kPa y 180 °C? Tome $T_0 = 25 °C$ y $P_0 = 100$ kPa. *Respuestas:* 623 kJ (vapor), 47.5 kJ (R-134a)

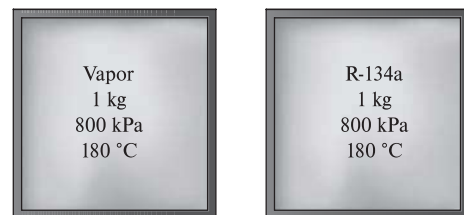


FIGURA P8-30

8-31 El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 20 L y está lleno de vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 200 °C. En este momento tanto la válvula de entrada como la de salida del radiador están cerradas. Después de un rato se observa que la temperatura del vapor desciende a 80 °C a consecuencia de la transferencia de calor al aire del cuarto, que está a 21 °C. Suponiendo que los alrededores están a 0 °C, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor al cuarto y *b*) la cantidad máxima de calor que puede suministrarse al cuarto si el calor del radiador es suministrado a la máquina térmica que está impulsando la bomba de calor. Suponga que la máquina térmica opera entre el radiador y los alrededores.

Respuestas: *a*) 30.3 kJ, *b*) 116 kJ

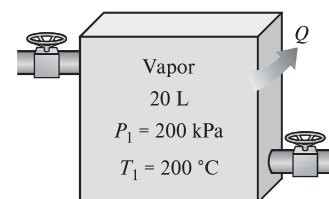



FIGURA P8-31

8-32  Reconsidere el problema 8-31, y con un software apropiado, investigue el efecto de la temperatura final de vapor contenido por el radiador en la cantidad de transferencia de calor real y en la cantidad máxima de calor que se puede transferir. Varie la temperatura final del vapor de 80 a 21 °C y grafique el calor real y máximo transferido al cuarto en función de la temperatura final del vapor.

8-33E Un recipiente rígido bien aislado contiene 6 lbm de una mezcla saturada de vapor-líquido de agua a 35 psia. Inicialmente, tres cuartas partes de la masa están en fase líquida. Un calentador eléctrico de resistencia colocado en el recipiente se enciende y se mantiene encendido hasta que todo el líquido en el recipiente se vaporiza. Suponiendo que los alrededores están a 75 °F y 14.7 psia, determine *a*) la destrucción de exergía y *b*) la eficiencia según la segunda ley para este proceso.

8-34 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 8 kg de refrigerante 134a a 0.7 MPa y 60 °C. El refrigerante se enfría ahora a presión constante hasta que existe como líquido a 20 °C. Si los alrededores están a 100 kPa y 20 °C, determine *a*) la exergía del refrigerante en los estados inicial y final, y *b*) la exergía destruida durante el proceso.

8-35 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 0.018 m³ de vapor saturado de refrigerante 134a a una presión de 0.6 MPa. El refrigerante se deja expandir ahora de manera reversible, hasta que la presión cae a 0.16 MPa. Determine el cambio de la exergía del refrigerante durante este proceso y el trabajo reversible. Suponga que los alrededores están a 25 °C y 100 kPa.

8-36E Un tanque rígido de 12 pies³ contiene refrigerante 134a a 30 psia y 55 por ciento de calidad. Ahora se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 120 °F hasta que la presión sube a 50 psia. Suponiendo que los alrededores están a 75 °F, determine *a*) la cantidad de transferencia de calor entre la fuente y el refrigerante y *b*) la exergía destruida durante este proceso. *Respuestas:* *a*) 447 Btu, *b*) 77.8 Btu

8-37E Se comprime gas oxígeno en un dispositivo de cilindro-émbolo, de un estado inicial de 12 pies³/lbm y 75 °F a un estado final de 1.5 pies³/lbm y 525 °F. Determine la entrada de trabajo reversible y el aumento en la exergía del oxígeno durante este proceso. Suponga que el entorno está a 14.7 psia y 75 °F.

8-38 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 2 L de aire a 100 kPa y 25 °C. El aire se comprime ahora a un estado final de 600 kPa y 150 °C. La entrada de trabajo útil es de 1.2 kJ. Suponiendo que el entorno está a 100 kPa y 25 °C, determine *a*) la exergía del aire en los estados inicial y final, *b*) el trabajo mínimo que se debe suministrar para llevar a cabo el

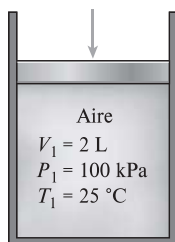


FIGURA P8-38

proceso de compresión, y *c*) la eficiencia según la segunda ley de este proceso.

Respuestas: *a*) 0, 0.171 kJ; *b*) 0.171 kJ, *c*) 14.3 por ciento

8-39 Un recipiente rígido aislado de 0.8 m³ contiene 1.54 kg de dióxido de carbono a 100 kPa. Ahora una rueda de paleta realiza trabajo contra el sistema hasta que la presión en el recipiente sube a 135 kPa. Determine *a*) el trabajo real efectuado por la rueda de paletas durante este proceso y *b*) el trabajo mínimo de la rueda de paletas con el cual se puede realizar este proceso (entre los dos mismos estados inicial y final). Considere $T_0 = 298$ K. *Respuestas:* *a*) 101 kJ; *b*) 7.18 kJ

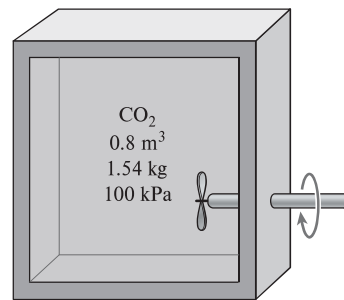



FIGURA P8-39

8-40 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 20 L de aire a 140 kPa y 27 °C. Ahora se calienta el aire durante 10 minutos mediante un calentador de resistencia de 100 W colocado adentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso, y el entorno está a 27 °C y 100 kPa. Determine la exergía destruida durante este proceso. *Respuesta:* 19.9 kJ

8-41 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos partes iguales por una mampara. Inicialmente, una parte contiene 4 kg de agua líquida comprimida a 200 kPa y 80 °C y el otro lado está vacío. Ahora se quita la mampara y el agua llena todo el recipiente. Si la presión final en el recipiente es de 40 kPa, determine la exergía destruida durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 25 °C y 100 kPa. *Respuesta:* 10.3 kJ

8-42  Reconsidere el problema 8-41, y con un software apropiado, estudie el efecto de la presión final en el tanque en la exergía destruida durante el proceso. Grafique la exergía destruida en función de la presión final para presiones finales de 45 y 5 kPa, y comente los resultados.

8-43 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos partes iguales por una mampara. Inicialmente, una parte contiene 3 kg de gas argón a 300 kPa y 70 °C, y el otro lado está vacío. Ahora se quita la mampara y el gas llena todo el recipiente. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine la exergía destruida durante este proceso. *Respuesta:* 129 kJ

8-44 Un bloque de hierro de 50 kg y otro de cobre de 20 kg inicialmente están a 80 °C, se dejan caer en un lago que está a 15 °C. Después de un rato se establece el equilibrio térmico debido a la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Suponiendo que los alrededores están a 20 °C determine la cantidad de trabajo que se podría producir si todo el proceso de efectuara de manera reversible.

8-45 Bolas de acero al carbón ($\rho = 7\,833\text{ kg/m}^3$ y $c_p = 0.465\text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$) de 8 mm de diámetro se recosen calentándolas primero a 900°C en un horno y luego permitiendo que se enfrién lentamente a 100°C en aire ambiente a 35°C . Si van a recocer 1 200 bolas por hora, determine *a*) la tasa de transferencia de calor de las bolas al aire y *b*) la tasa de destrucción de exergía debido a la pérdida de calor de las bolas al aire.
Respuestas: a) 260 W, b) 146 W

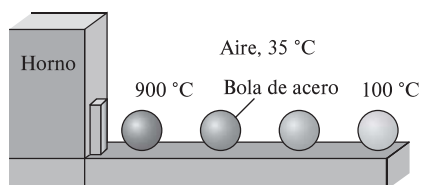


FIGURA P8-45

8-46E Un bloque de cobre de 70 lbm que está inicialmente a 220°F se deja caer en un recipiente aislado que contiene 1.2 pies^3 de agua a 65°F . Determine *a*) la temperatura final de equilibrio y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante el proceso. Suponga que el entorno está a 65°F .

8-47 Un huevo ordinario puede aproximarse como una esfera de 5.5 cm de diámetro. En un inicio el huevo está a una temperatura uniforme de 8°C y se sumerge en agua hirviendo a 97°C . Considere que las propiedades del huevo son $\rho = 1\,020\text{ kg/m}^3$ y $c_p = 3.32\text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$; determine cuánto calor se transfiere al huevo para cuando su temperatura promedio se eleva a 85°C y la cantidad de destrucción exergética asociada con este proceso de transferencia de calor. Sea $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

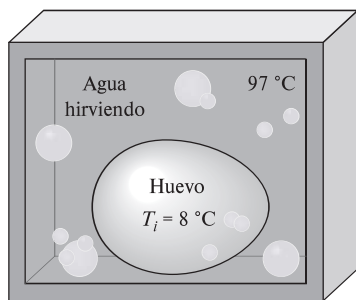


FIGURA P8-47

8-48 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 1.4 kg de refrigerante 134a a 100 kPa y 20°C . Ahora se transfiere calor desde una fuente a 150°C al refrigerante, y el émbolo, que descansa sobre un conjunto de topes, se comienza a mover cuando la presión interior llega a 120 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que la temperatura llega a 80°C . Suponiendo que el entorno está a 25°C y 100 kPa, determine *a*) el trabajo realizado, *b*) la transferencia de calor, *c*) la exergía destruida y *d*) la eficiencia según la segunda ley de este proceso.

Respuestas: a) 0.497 kJ, b) 67.9 kJ, c) 14.8 kJ y d) 26.2 por ciento

8-49 Un tanque de 0.04 m^3 inicialmente contiene aire a condiciones ambientales de 100 kPa y 22°C . Ahora, un tanque de

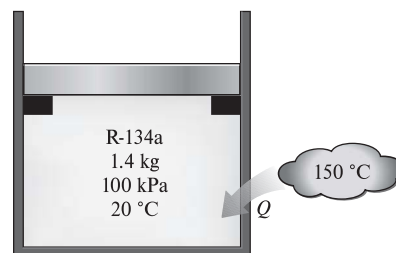


FIGURA P8-48

15 L que contiene agua líquida a 85°C se introduce en el tanque sin que se escape aire. Después de algo de transferencia de calor del agua al aire y los alrededores, tanto el agua como el aire están a 44°C . Determine *a*) la cantidad de calor perdido hacia los alrededores y *b*) la destrucción de exergía durante este proceso.

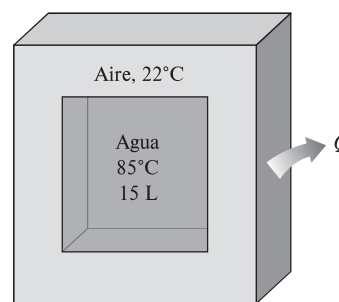


FIGURA P8-49

Análisis de exergía de volúmenes de control

8-50 El vapor se reduce de 8 MPa y 450°C a 6 MPa. Determine la potencia de trabajo desperdiciado durante este proceso de estrangulación. Suponga que el entorno está a 25°C .

Respuesta: 36.6 kJ/kg

8-51 Entra refrigerante R-134a a una válvula de expansión a 1 200 kPa como líquido saturado y sale a 200 kPa. Determine *a*) la temperatura del R-134a a la salida de la válvula de expansión y *b*) la generación de entropía y la destrucción de exergía durante este proceso. Considere $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

8-52 Entra aire a una tobera de forma constante a 200 kPa y 65°C a 35 m/s y sale a 95 kPa y 240 m/s. Se estima que la pérdida de calor de la tobera hacia el medio circundante a 17°C es 3 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

Respuestas: a) 34.0°C , b) 36.9 kJ/kg

8-53 Reconsidere el problema 8-52, y con un software apropiado, estudie el efecto de variar la velocidad de salida de la tobera de 100 a 300 m/s tanto en la temperatura de salida como en la exergía destruida, y grafique los resultados.

8-54 A una tobera adiabática entra vapor a 500 kPa, 200°C y 30 m/s y sale como vapor saturado a 200 kPa. Calcule la eficiencia de la tobera según la segunda ley. Considere $T_0 = 25^\circ\text{C}$.
Respuesta: 88.4 por ciento


8-55 Entra vapor de agua a un difusor a 10 kPa y 60 °C a 375 m/s y sale como vapor saturado a 50 °C y 70 m/s. El área de salida del difusor es de 3 m². Determine *a)* el flujo másico del vapor y *b)* el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Suponga que el entorno está a 25 °C.

8-56 Gas argón entra a un compresor adiabático a 120 kPa y 30 °C a una velocidad de 20 m/s y sale de él a 1.2 MPa, 530 °C y 80 m/s. El área de entrada del compresor es de 130 cm². Suponiendo que los alrededores están a 25 °C, determine la potencia de entrada reversible y la exergía destruida.

Respuestas: 126 kW, 4.12 kW

8-57E Entra aire a un compresor a 14.7 psia y 77 °F y se comprime a 140 psia y 200 °F. Determine el trabajo mínimo requerido para esta compresión, en Btu/lbm, con los mismos estados de entrada y salida. ¿Requiere el trabajo mínimo un compresor adiabático?

8-58 Un compresor comprime aire de 101 kPa y 27 °C a 400 kPa y 220 °C a razón de 0.15 kg/s. Ignorando los cambios de las energías cinética y potencial y suponiendo que los alrededores están a 25 °C, determine la entrada de potencia reversible para este proceso. *Respuesta:* 24.5 kW

8-59  Reconsidere el problema 8-58, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión de salida del compresor en la potencia reversible. Varíe la presión de salida del compresor de 200 a 600 kPa mientras la temperatura de salida se mantiene a 220 °C. Grafique la entrada de potencia reversible para este proceso en función de la presión de salida del compresor.

8-60 El compresor adiabático de un sistema de refrigeración comprime R-134a desde vapor saturado a 160 kPa hasta 800 kPa y 50 °C. ¿Cuál es la potencia mínima requerida por este compresor cuando su tasa de flujo másico es 0.1 kg/s? Considere $T_0 = 25 °C$

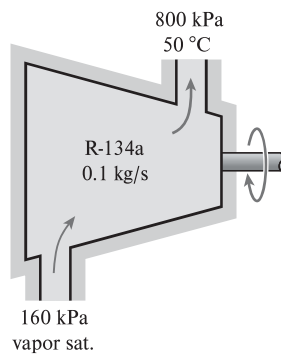


FIGURA P8-60

8-61 Un compresor adiabático comprime refrigerante R-134a a 140 kPa y -10 °C hasta un estado de salida de 700 kPa y 60 °C. Ignorando los cambios de las energías cinética y potencial y suponiendo que el entorno está a 27 °C, determine la eficiencia isentrópica y *b)* la eficiencia del compresor según la segunda ley.

8-62 Entra aire a un compresor en condiciones ambientales de 100 kPa y 20 °C a razón de 6/m³/s a baja velocidad y sale a

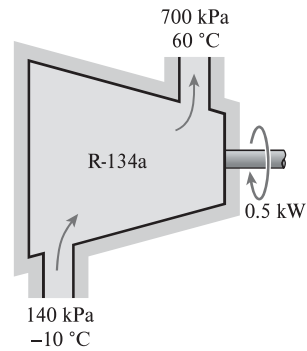


FIGURA P8-61

900 kPa, 60 °C y 80 m/s. El compresor se enfría con agua que experimenta una elevación de la temperatura de 10 °C. La eficiencia isotérmica del compresor es 70 por ciento. Determine *a)* las entradas de potencia real y reversible, *b)* la eficiencia según la segunda ley y *c)* la tasa de flujo másico del agua de enfriamiento.

8-63 Entran gases de combustión a una turbina de gas a 900 °C, 800 kPa, y 100 m/s y sale a 650 °C, 400 kPa y 220 m/s. Considerando $c_p = 1.15 \text{ kJ/kg} \cdot \text{C}$ y $k = 1.3$ para los gases de combustión, determine *a)* la energía de los gases de combustión en la entrada de la turbina y *b)* el trabajo producido por la turbina en condiciones reversibles. Suponga que el entorno está a 25 °C y 100 kPa. ¿Puede ser adiabática esta turbina?

8-64 Entra vapor a una turbina a 9 MPa, 600 °C y 60 m/s y sale a 20 kPa y 90 m/s con un contenido de humedad de 5 por ciento. La turbina no está adecuadamente aislada, y se estima que pierde calor a razón de 220 kW. La salida de potencia de la turbina es 4.5 MW. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine *a)* la salida de potencia reversible de la turbina, *b)* la exergía destruida adentro de la turbina, y *c)* la eficiencia de la turbina según la segunda ley, *d)* también calcule el posible incremento de la salida de potencia de la turbina si ésta estuviera perfectamente aislada.

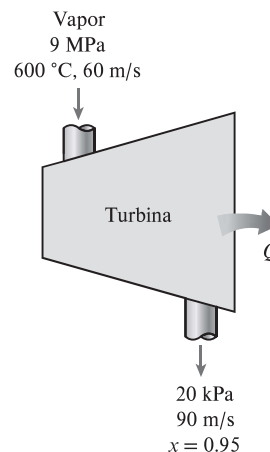


FIGURA P8-64

8-65 Se condensa refrigerante 134a en un sistema de refrigeración cuando rechaza calor al aire ambiente a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. El 134a entra al condensador a 700 kPa y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, a razón de 0.05 kg/s , y sale a la misma presión como líquido saturado. Determine *a*) la tasa de rechazo de calor en el condensador, *b*) el COP de este ciclo de refrigeración si la carga de enfriamiento en estas condiciones es de 6 kW , y *c*) la tasa de destrucción de exergía en el condensador.

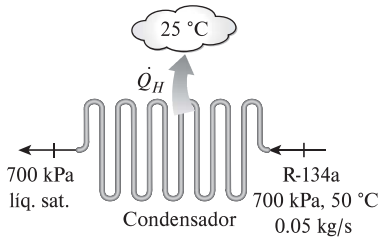


FIGURA P8-65

8-66 Entra aire al evaporador de un acondicionador de aire de ventana a 100 kPa y $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una tasa de flujo volumétrico de $6\text{ m}^3/\text{min}$. Entra refrigerante R-134a al evaporador a 120 kPa con una calidad de 0.3 a razón de $2\text{ kg}/\text{min}$ y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la destrucción de exergía en este proceso suponiendo *a*) que las superficies externas del acondicionador de aire están aisladas y *b*) que el medio ambiente a $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ transfiere calor al evaporador del acondicionador de aire a razón de $30\text{ kJ}/\text{min}$.

8-67E Refrigerante 22 absorbe calor de un espacio enfriado a $50\text{ }^{\circ}\text{F}$ cuando fluye por un evaporador de un sistema de refrigeración. El R-22 entra al evaporador a $10\text{ }^{\circ}\text{F}$, a razón de $0.08\text{ lbm}/\text{s}$, con una calidad de 0.3 , y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) la tasa de enfriamiento proporcionada en Btu/h , *b*) la tasa de destrucción de exergía en el evaporador y *c*) la eficiencia del evaporador según la segunda ley. Considere $T_0 = 77\text{ }^{\circ}\text{F}$. Las propiedades del R-22 a la entrada y a la salida del evaporador son $h_1 = 107.5\text{ Btu}/\text{lbm}$, $s_1 = 0.2851\text{ Btu}/\text{lbm}\cdot\text{R}$, $h_2 = 172.1\text{ Btu}/\text{lbm}$, $s_2 = 0.4225\text{ Btu}/\text{lbm}\cdot\text{R}$.

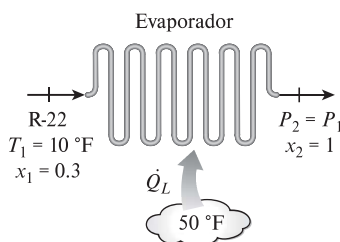


FIGURA P8-67E

8-68 Se expande vapor de agua, de una manera estacionaria, en una turbina a razón de $18\text{ }000\text{ kg}/\text{h}$, entra a 7 MPa y $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, y sale a 50 kPa como vapor saturado. Suponiendo que el entorno está a 100 kPa y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine *a*) el potencial de producir potencia del vapor en las condiciones de entrada y *b*) la producción de potencia de la turbina si no hubiera irreversibilidades presentes. *Respuestas:* *a*) $7\text{ }710\text{ kW}$, *b*) $5\text{ }775\text{ kW}$

8-69 Una turbina adiabática opera con aire que entra a 550 kPa , 425 K , y 150 m/s y sale a 110 kPa , 325 K , y 50 m/s . Determine la producción de trabajo real y máxima de esta turbina, en kJ/kg . ¿Por qué los trabajos máximo y real no son los mismos? Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8-70E Entra aire a un compresor en condiciones ambientales de 15 psia y $60\text{ }^{\circ}\text{F}$, a baja velocidad, y sale a 150 psia , $620\text{ }^{\circ}\text{F}$ y $350\text{ pies}/\text{s}$. El compresor se enfría por el aire ambiente a $60\text{ }^{\circ}\text{F}$, a razón de $1\text{ }500\text{ Btu}/\text{min}$. El suministro de potencia en el compresor es de 400 hp . Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la porción del suministro de potencia que se usa sólo para superar las irreversibilidades.

8-71 Entran gases calientes de combustión a la tobera de un motor turboreactor a 230 kPa , $627\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 60 m/s , y salen a 70 kPa y $450\text{ }^{\circ}\text{C}$. Suponiendo que la tobera es adiabática y que el entorno está a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la disminución de la exergía de los gases. Considere $k = 1.3$ y $c_p = 1.15\text{ kJ}/\text{kg}\cdot\text{ }^{\circ}\text{C}$ para los gases de combustión.

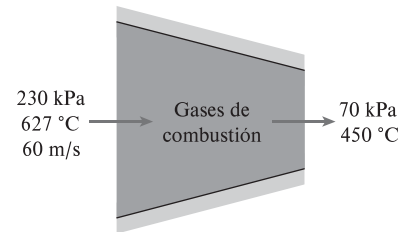


FIGURA P8-71

8-72 Aire ambiente a 100 kPa y 300 K se comprime isentrópicamente en un dispositivo de flujo estacionario hasta 0.8 MPa . Determine *a*) el suministro de trabajo al compresor, *b*) la exergía del aire a la salida del compresor y *c*) la exergía del aire comprimido después de que se enfría a 300 K a una presión de 0.8 MPa .

8-73 Un recipiente rígido de 0.6 m^3 se llena con agua líquida saturada a $135\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora se abre una válvula en el fondo del recipiente y se saca la mitad de la masa total del recipiente en fase líquida. Se transfiere calor al agua desde una fuente a $210\text{ }^{\circ}\text{C}$, de modo que la temperatura en el recipiente permanece constante. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía para este proceso. Suponga que el entorno está a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 100 kPa . *Respuestas:* *a*) $1\text{ }115\text{ kJ}$, *b*) 126 kJ , 126 kJ

8-74 ¿Cuánta energía se pierde en un recipiente rígido lleno con 1 kg de R-134a líquido cuya temperatura permanece constante a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, a medida que el vapor de R-134a sale del recipiente? El recipiente puede intercambiar calor con la atmósfera circundante, la cual está a 100 kPa y $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se deja salir el vapor hasta que desaparece la última gota de líquido en el interior de recipiente.

8-75 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.12 m^3 de helio a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión interior constante de 200 kPa . Se abre ahora una válvula y se permite que escape helio hasta que el volumen interior del cilindro disminuye a la mitad. Hay trans-

ferencia de calor entre el helio y su entorno a 20 °C y 95 kPa , de modo que la temperatura del helio en el cilindro permanece constante. Determine *a*) el potencial de trabajo máximo del helio en el estado inicial, y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

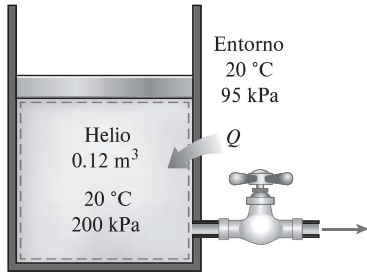


FIGURA P8-75

8-76 Un dispositivo vertical aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 15 kg de agua, de los cuales 13 kg están en fase de vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa dentro del cilindro. Ahora se permite que entre vapor a 2 MPa y 400 °C al cilindro desde una línea de suministro hasta que todo el líquido en el cilindro se vaporiza. Suponiendo que el entorno está a 25 °C y 100 kPa , determine *a*) la cantidad de vapor que ha entrado y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

Respuestas: *a*) 8.27 kg , *b*) $2\ 832\text{ kJ}$

8-77 Agua líquida a 200 kPa y 15 °C se calienta en una cámara mezclándola con vapor saturado de agua a 200 kPa y 200 °C . El agua líquida entra a la cámara a razón de 4 kg/s , y se estima que la cámara mezcladora pierde calor hacia el aire circundante a 25 °C a razón de 600 kJ/min . Si la mezcla sale de la cámara a 200 kPa y 80 °C , determine *a*) la tasa de flujo másico y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso de mezclado.

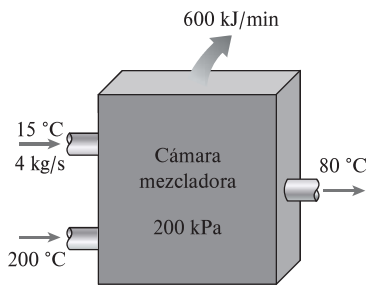


FIGURA P8-77

8-78 Considere una familia de cuatro de la que cada miembro toma una ducha de seis minutos cada mañana. El flujo promedio a través de la regadera es de 10 L/min . El agua municipal a 15 °C se calienta a 55 °C en un calentador eléctrico de agua y se atempera a 42 °C mediante agua fría en el codo en T antes de dirigirse a la regadera. Determine la cantidad de exergía que esta familia destruye por año como resultado de sus duchas diarias. Considere $T_0 = 25\text{ °C}$.

8-79 El aire exterior ($c_p = 1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{°C}$) se va a precalentar mediante gases calientes de escape en un intercambiador de calor de flujo cruzado antes de que entre al horno. El aire entra al intercambiador de calor a 101 kPa y 30 °C a razón de $0.5\text{ m}^3/\text{s}$. Los gases de combustión ($c_p = 1.10\text{ kJ/kg}\cdot\text{°C}$) entran a 350 °C a razón de 0.85 kg/s y salen a 260 °C . Determine la tasa de transferencia de calor al aire y la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

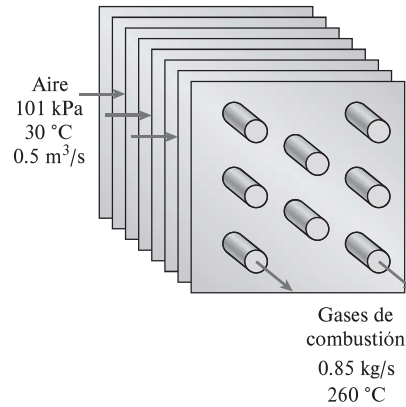


FIGURA P8-79

8-80 Se utiliza un intercambiador de calor de carcasa y tubos bien aislados para calentar agua ($c_p = 4.18\text{ kJ/kg}\cdot\text{°C}$) en los tubos de 20 a 70 °C a razón de 4.5 kg/s . Aceite caliente ($c_p = 2.30\text{ kJ/kg}\cdot\text{°C}$) que entra por el lado de la carcasa a 170 °C a razón de 10 kg/s suministra calor. Sin tener en cuenta cualquier pérdida de calor desde el intercambiador de calor, determine *a*) la temperatura de salida del aceite y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Considere $T_0 = 25\text{ °C}$.

8-81E Se debe condensar vapor de agua en el lado de coraza de un intercambiador de calor a 120 °F . El agua de enfriamiento entra a los tubos a 60 °F a razón de 115.3 lbm/s y sale a 73 °F . Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado, determine *a*) la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Tome $T_0 = 77\text{ °F}$.

8-82 Inicialmente un tanque rígido de 0.1 m^3 contiene refrigerante R-134a a 1.2 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque está conectado mediante una válvula a una línea de suministro que conduce refrigerante 134a a 1.6 MPa y 30 °C . Se abre la válvula, y el refrigerante entra en el tanque, y se cierra cuando éste contiene sólo vapor saturado a 1.4 MPa . El refrigerante intercambia calor con una fuente a 200 °C durante este proceso. Los alrededores están a 15 °C y 100 kPa . Determine *a*) la masa del refrigerante que entró al tanque y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

8-83 Un tanque rígido de 0.2 m^3 inicialmente contiene vapor saturado de refrigerante 134a a 1 MPa . El tanque está conectado mediante una válvula a una línea de suministro que conduce refrigerante 134a a 1.4 MPa y 60 °C . Se abre la válvula, y el refrigerante entra al tanque. La válvula se cierra cuando la mitad del volumen del tanque es líquido y el resto es vapor a 1.2 MPa .

El refrigerante intercambia calor con los alrededores a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante este proceso. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) la destrucción de exergía asociada con este proceso.

8-84 Deduzca una expresión para el potencial de trabajo del contenido monofásico de un recipiente rígido adiabático cuando éste inicialmente está vacío y luego se llena a través de un orificio de un fluido de trabajo, cuyas propiedades permanecen fijas, proveniente de una fuente.

Problemas de repaso

8-85E Un refrigerador tiene una eficiencia según la segunda ley de 28 por ciento, y extrae calor del espacio refrigerado a razón de 800 Btu/min. Si el espacio se mantiene a $25\text{ }^{\circ}\text{F}$ mientras la temperatura del aire circundante es de $90\text{ }^{\circ}\text{F}$, determine el suministro de potencia al refrigerador.

8-86 Las superficies interna y externa de una ventana de cristal de $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ y 0.5 cm de espesor en invierno están a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Si la tasa de pérdida de calor a través de la ventana es de 4.4 kJ/s determine la cantidad de pérdida de calor, en kJ, a través del cristal durante un periodo de 5 h. También, determine la destrucción de exergía asociada con este proceso. Considere $T_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8-87 Una cacerola de aluminio tiene un fondo plano cuyo diámetro es de 30 cm . Se transfiere calor de manera constante al agua hirviendo contenida en la cacerola a través de su fondo a razón de $1\text{ }100\text{ W}$. Si las temperaturas de las superficies interna y externa del fondo de la cacerola están a $104\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $105\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente, determine la tasa de destrucción de exergía en el fondo de la cacerola durante este proceso, en W. Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8-88 Una tubería de 10 m de largo y 5 cm de diámetro externo a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ pierde calor hacia el aire circundante a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ por convección natural a razón de $1\text{ }175\text{ W}$. Determine la tasa a la cual el potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso a consecuencia de esta pérdida de calor.

8-89 Se condensa vapor de agua en un sistema cerrado a una presión constante de 75 kPa desde vapor saturado hasta líquido saturado al rechazar calor hacia un depósito de energía térmica a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$. Determine la eficiencia de este proceso según la segunda ley. Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $P_0 = 100\text{ kPa}$.

8-90 Refrigerante 134a se convierte de líquido saturado a vapor saturado en un sistema cerrado durante un proceso reversible a presión constante mediante transferencia de calor desde un depósito de calor a $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Desde el punto de vista de la se-

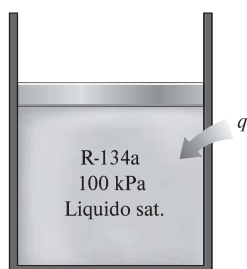


FIGURA P8-90

gunda ley, ¿es más eficaz realizar este cambio de fase a 100 kPa o a 180 kPa ? Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $P_0 = 100\text{ kPa}$.

8-91 Un intercambiador de calor de contraflujo, bien aislado y de paredes delgadas se utilizará para enfriar aceite ($c_p = 2.20\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) de 150 a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 2 kg/s mediante agua ($c_p = 4.18\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) que entra a $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 1.5 kg/s . El diámetro de la tubería es de 2.5 cm y su longitud es de 6 m . Determine *a*) la razón de transferencia de calor y *b*) la razón de destrucción exergética en el intercambiador de calor.

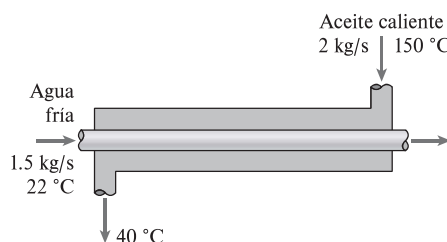


FIGURA P8-91

8-92 Un intercambiador de calor bien aislado debe calentar agua ($c_p = 4.18\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 0.4 kg/s . El calentamiento se efectúa con agua geotérmica ($c_p = 4.31\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$) disponible a $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una tasa de flujo másico de 0.3 kg/s . El tubo interior es de pared delgada y su diámetro es de 0.6 cm . Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

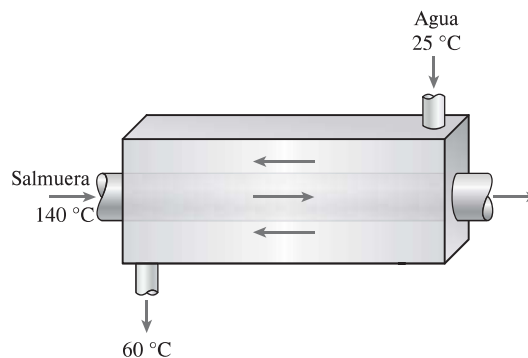


FIGURA P8-92

8-93 Los gases de escape calientes que salen de un motor de combustión interna a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 150 kPa a razón de 0.8 kg/s se van a utilizar para producir vapor saturado a $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ en intercambiador de calor aislado. Entra agua al intercambiador de calor a la temperatura ambiente de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, y los gases de escape salen del intercambiador de calor a $350\text{ }^{\circ}\text{C}$. Determine *a*) la tasa de producción de vapor, *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor, y *c*) eficiencia del intercambiador de calor según la segunda ley.

8-94 La base de un lago de cráter tiene un área de $20\text{ }000\text{ m}^2$, y el agua que contiene es de 12 m de profundidad. El suelo alrededor del cráter es casi plano y está a 105 m por debajo de la base del lago. Determine la cantidad máxima de trabajo eléctrico

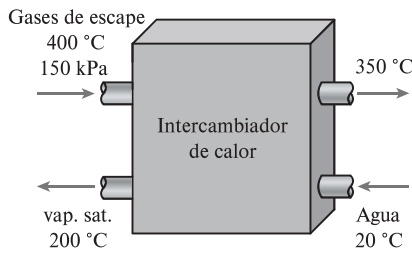


FIGURA P8-93

co, en kWh, que se puede generar alimentando esta agua a una central hidroeléctrica. *Respuesta:* 72 600 kWh

8-95 Un elemento de calefacción de resistencia eléctrico de 1 500 W y 30 cm de largo cuyo diámetro es de 1.2 cm se sumerge en 70 kg de agua inicialmente a 20 °C. Suponiendo que el contenedor del agua está bien aislado, determine cuánto tardará este calentador en elevar la temperatura del agua a 80 °C. También, determine la entrada de trabajo mínima y la destrucción de exergía durante este proceso, en kJ. Considere $T_0 = 20$ °C.

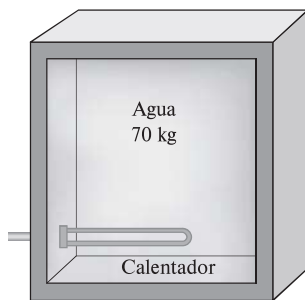


FIGURA P8-95

8-96 Entra gas nitrógeno a un difusor a 100 kPa y 110 °C a 205 m/s y sale a 110 kPa y 45 m/s. Se estima que el difusor pierde 2.5 kJ/kg de calor hacia los alrededores a 100 kPa y 27 °C. El área de salida del difusor es de 0.04 m². Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a)* la temperatura de salida, *b)* la tasa de destrucción de exergía, y *c)* la eficiencia del difusor según la segunda ley.

Respuestas: a) 127 °C, b) 12.4 kW, c) 76.1 por ciento

8-97 Entra vapor a una tobera adiabática a 300 kPa, 150 °C, y 45 m/s, y sale como vapor saturado a 150 kPa. Calcule la velocidad real y la velocidad de salida máxima. Considere $T_0 = 25$ °C. *Respuestas:* 372 m/s, 473 m/s

8-98 Entra vapor de agua a una tobera adiabática a 3.5 MPa y 300 °C a baja velocidad, y sale a 1.6 MPa y 250 °C a razón de 0.4 kg/s. Si el estado ambiente es de 100 kPa y 18 °C, determine *a)* la velocidad de salida, *b)* la tasa de destrucción de exergía y *c)* la eficiencia según la segunda ley.

8-99 Dos recipientes rígidos están conectados por una válvula. El tanque *A* está aislado y contiene 0.2 m³ de vapor de agua a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El recipiente *B* no está aislado y contiene 3 kg de vapor de agua a 200 kPa y 250 °C. La válvula se abre ahora, y el vapor fluye del recipiente *A* al *B*

hasta que la presión en el recipiente *A* cae a 300 kPa. Durante este proceso se transfieren 900 kJ de calor del recipiente *B* al entorno a 0 °C. Suponiendo que el vapor que queda dentro del recipiente *A* ha sufrido un proceso adiabático reversible, determine *a)* la temperatura final en cada recipiente y *b)* el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

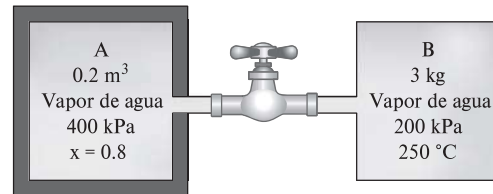


FIGURA P8-99

8-100E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 8 pies³ de gas helio a 40 psia y 70 °F. El helio se comprime ahora en un proceso politrópico ($PV^n = \text{constante}$) a 140 psia y 320 °F. Suponiendo que el entorno está a 14.7 psia y 70 °F, determine *a)* el trabajo útil real consumido, y *b)* el suministro mínimo de trabajo útil necesario para este proceso. *Respuestas:* a) 50.0 Btu, b) 46.3 Btu

8-101 Una turbina adiabática opera con aire que entra a 550 kPa y 425 K y sale a 110 kPa y 325 K. Calcule la eficiencia según la segunda ley de esta turbina. Considere $T_0 = 25$ °C. *Respuesta:* 64.0 por ciento.

8-102 Entra vapor de agua a 7 MPa y 400 °C a una turbina adiabática de dos etapas a razón de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1.8 MPa para otro uso. El resto del vapor se sigue expandiendo en la segunda etapa y sale de la turbina a 10 kPa. Si la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento, determine el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso como resultado de las irreversibilidades. Suponga que el entorno está a 25 °C.

8-103E Entra gas argón a una turbina adiabática a 1 350 °F y 200 psia a razón de 40 lbm/min y escapa a 20 psia. Si la salida de potencia de la turbina es de 105 hp, determine *a)* la eficiencia isentrópica y *b)* la eficiencia de la turbina según la segunda ley. Suponga que los alrededores están a 77 °F.

8-104 Entra vapor de agua a una turbina adiabática de 2 etapas a 8 MPa y 500 °C. Se expande en la primera etapa a un estado de 2 MPa y 350 °C. Luego el vapor se recalienta a presión constante a una temperatura de 500 °C antes de dirigirse a la segunda etapa, de donde sale a 30 kPa y una calidad de 97 por ciento. La producción de trabajo de la turbina es de 5 MW. Suponiendo que el entorno está a 25 °C, determine la producción de potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía adentro de esta turbina. *Respuestas:* 5 457 kW, 457 kW

8-105 Para controlar una turbina isentrópica de vapor de agua, se coloca una válvula de estrangulación en la línea de vapor que va a la entrada de la turbina. Se suministra vapor a 6 MPa y 600 °C a la entrada de la válvula, y la presión de escape de la turbina se ajusta a 40 kPa. ¿Cuál es el efecto en la exergía del flujo a la entrada de la turbina cuando la válvula de estrangulación está parcialmente cerrada de manera que la presión a la

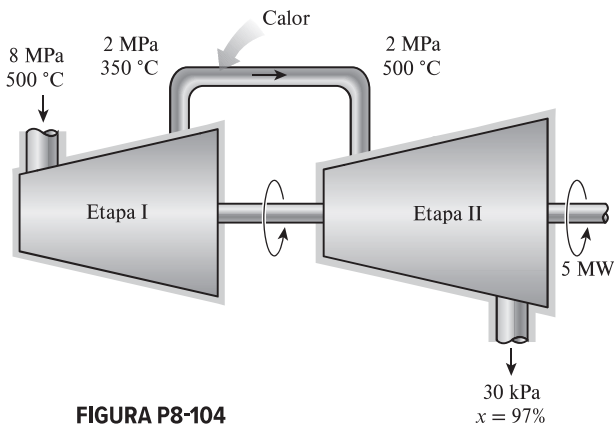


FIGURA P8-104

entrada de la turbina sea de 2 MPa? Compare la eficiencia según la segunda ley del sistema cuando la válvula está parcialmente abierta y cuando está totalmente abierta. Tome $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

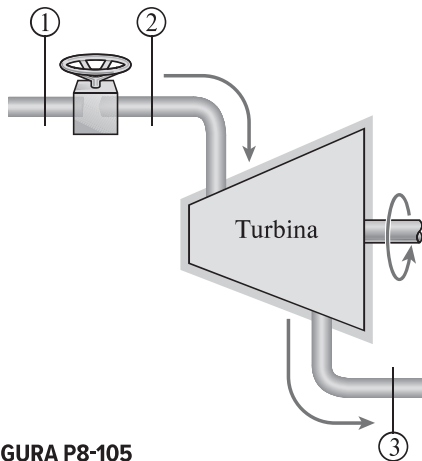


FIGURA P8-105

8-106 Considere un cilindro rígido horizontal bien aislado que está dividido en dos compartimentos por un émbolo libre de moverse, pero el cual no permite que ninguno de los dos gases se infiltre al otro lado. Inicialmente, un lado del émbolo contiene 1 m^3 de gas N_2 a 500 kPa y 80°C , mientras que el otro lado contiene 1 m^3 de gas He a 500 kPa y 25°C . Ahora se establece el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Usando calores específicos a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura final de equilibrio en el cilindro y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento? Considere $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

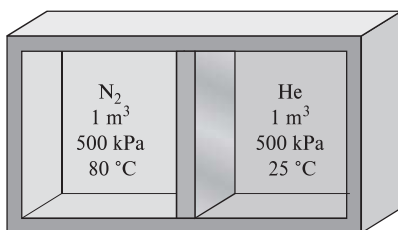


FIGURA P8-106

8-107 Repita el problema 8-106 suponiendo que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre, inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.

8-108 Se vierte una tonelada de agua líquida a 65°C en un cuarto de $3\text{ m} \times 4\text{ m} \times 7\text{ m}$, bien aislado y bien sellado inicialmente a 16°C y 100 kPa . Suponiendo calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura final de equilibrio en el cuarto, *b*) la destrucción de exergía y *c*) la cantidad máxima de trabajo que se puede producir durante este proceso, en kJ . Considere $T_0 = 10^\circ\text{C}$.

8-109 En las grandes plantas termoeléctricas, el agua de alimentación se calienta a menudo en calentadores de tipo cerrado que son básicamente intercambiadores de calor, mediante vapor de agua extraído en alguna etapa de la turbina. El vapor de agua entra al calentador de agua de alimentación a 1.6 MPa y 250°C , y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 4 MPa y 30°C , y sale 10°C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Despreciando cualquier pérdida de calor a través de la superficie exterior del calentador, determine *a*) la relación de los flujos mássicos del vapor extraído y el agua de alimentación calentada, y *b*) el trabajo reversible para este proceso por unidad de masa del agua de alimentación. Suponga que el entorno está a 25°C .

Respuestas: *a*) 0.333 , *b*) 110 kJ/kg

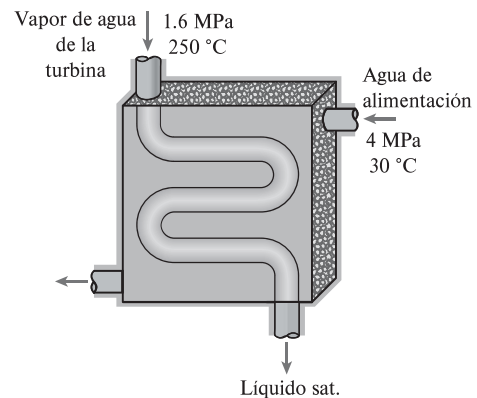


FIGURA P8-109

8-110 Reconsidere el problema 8-109, y con un software apropiado investigue el efecto del estado del vapor a la entrada del calentador de agua de alimentación en la relación entre las tasas de flujo mássico y la potencia reversible. Varíe la presión del vapor extraído entre 200 y $2\,000\text{ kPa}$. Grafique la relación entre las tasas de flujo mássico del vapor extraído y del calentador de agua de alimentación y el trabajo reversible para este proceso por unidad de masa del agua de alimentación como funciones de la presión de extracción.

8-111 Un método de calentamiento solar pasivo consiste en apilar galones de agua líquida dentro de los edificios y exponerlos a la luz del sol. La energía solar almacenada en el agua durante el día se libera por la noche al aire de la habitación, calentándola un poco. Considere una casa que se mantiene a 22°C y cuya calefacción es auxiliada por un sistema de almacenaje de agua de 270 L . Si el agua se calienta a 45°C durante

el día, determine la cantidad de calor que esta agua suministrará a esta casa por las noches. Suponiendo una temperatura exterior de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, determine la destrucción exergética asociada con el proceso. *Respuestas:* 25 900 kJ, 904 kJ

8-112 Una casa solar pasiva que pierde calor hacia sus alrededores a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a una tasa promedio de 50 000 kJ/h se mantiene a $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ en todo momento durante 10 horas de una noche de invierno. Cincuenta recipientes de vidrio calentarán la casa, cada uno con 20 L de agua calentada a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante el día mediante la absorción de energía solar. Un calentador de resistencia eléctrica de 15 kW controlado por termostato se enciende siempre que es necesario para mantener la casa a $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Determine *a)* por cuánto tiempo estuvo encendido el sistema de calefacción eléctrica esa noche, *b)* la destrucción exergética y *c)* el trabajo de entrada mínimo requerido para esa noche, en kJ.

8-113 Un recipiente rígido de 100 L bien aislado se llena inicialmente con nitrógeno a 1 000 kPa y $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora se abre una válvula y se deja escapar la mitad de la masa de nitrógeno. Determine el cambio del contenido de exergía del recipiente.

8-114 Una olla de presión de 4 L tiene una presión operativa de 175 kPa. Al principio la olla se llena a la mitad de su capacidad con agua líquida y la otra mitad con vapor de agua. Después se coloca la olla sobre una unidad de calefacción eléctrica de 750 W que se mantiene encendida durante 20 minutos. Suponiendo que los alrededores están a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 100 kPa, determine *a)* la cantidad de agua que permaneció en la olla y *b)* la destrucción exergética asociada con todo el proceso.

Respuestas: *a)* 1.51 kg, *b)* 689 kJ

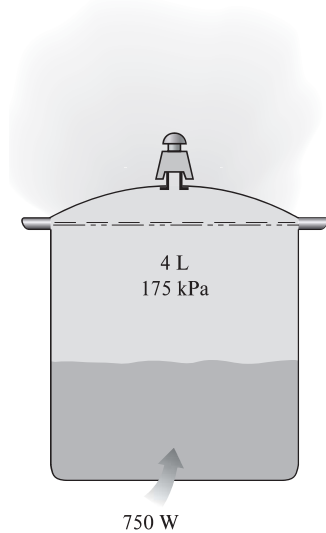


FIGURA P8-114

8-115 Repita el problema 8-114 si se suministrara calor a la olla desde una fuente de calor a $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ en vez de la unidad de calefacción eléctrica.

8-116 Considere una botella rígida de 20 L al vacío, rodeada por la atmósfera a 100 kPa y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora se abre una válvula en el cuello de la botella y se deja entrar aire a la botella. El aire atrapado en la botella finalmente alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de

calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia neta de calor a través de la pared de la botella y la exergía destruida durante este proceso de llenado.

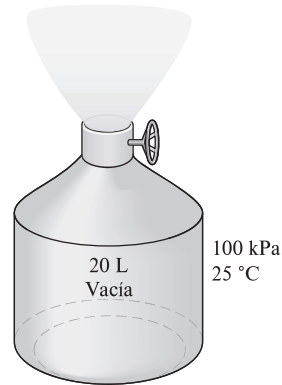


FIGURA P8-116

8-117 Un cilindro rígido que contiene 50 L de nitrógeno cuenta con una válvula de alivio de seguridad ajustada a 1 200 kPa. Inicialmente este cilindro contiene nitrógeno a 1 200 kPa y $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora se transfiere calor al nitrógeno desde un depósito de energía térmica a $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, y se permite que escape el nitrógeno hasta que su masa es la mitad de su masa inicial. Determine el cambio del potencial de trabajo del nitrógeno a consecuencia de este calentamiento. Considere $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8-118 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción, que se muestra en la figura P8-118, contiene inicialmente 0.01 m^3 de gas argón a 400 K y 350 kPa. Se transfiere calor al argón desde un horno a 1 200 K, y el argón se expande isotérmicamente hasta que su volumen se duplica. No hay ninguna transferencia térmica entre el argón y el aire atmosférico del entorno, que está a 300 K y 100 kPa. Determine *a)* la producción de trabajo útil, *b)* la exergía destruida y *c)* el trabajo máximo que se puede producir durante este proceso.

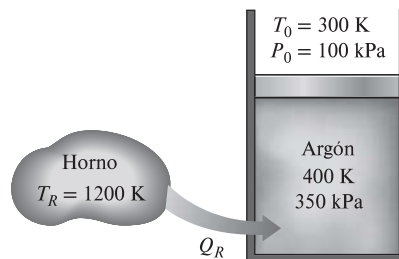


FIGURA P8-118

8-119 Un recipiente de volumen constante contiene 30 kg de nitrógeno a 900 K, y un dispositivo de presión constante contiene 15 kg de argón a 300 K. Una máquina térmica colocada entre el recipiente y el dispositivo extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo, y rechaza calor hacia el dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas fina-

les del nitrógeno y el argón. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

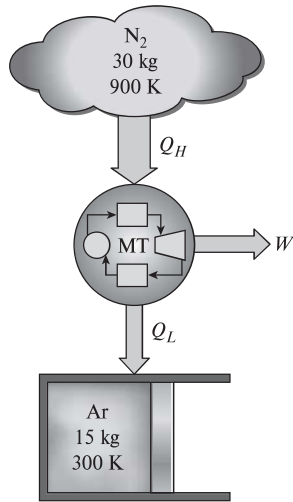


FIGURA P8-119

8-120 El tanque de almacenamiento de aire comprimido que se muestra en la figura P8-120 tiene un volumen de $500\,000\text{ m}^3$, e inicialmente contiene aire a 100 kPa y 20 °C . El compresor isentrópico comprime el aire que entra al compresor a 100 kPa y 20 °C hasta que el tanque se llena a 600 kPa y 20 °C . Todos los intercambios de calor se realizan con el aire del entorno a 20 °C . Calcule el cambio del potencial de trabajo del aire almacenado en el tanque. ¿Cómo se compara esto con el trabajo necesario para comprimir el aire cuando se está llenando el recipiente?

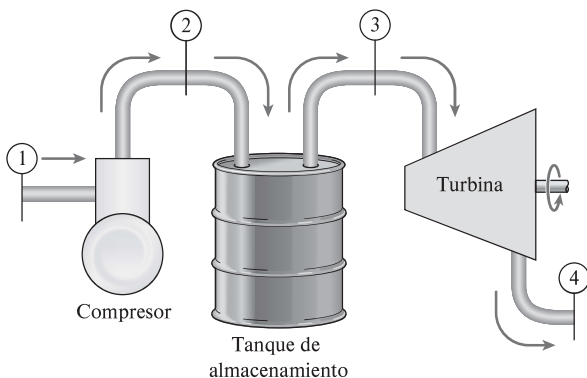


FIGURA P8-120

8-121 Reconsidere el problema 8-120. El aire almacenado en el tanque del problema anterior se libera ahora a través de la turbina isentrópica hasta que el contenido del tanque está a 100 kPa y 20 °C . La presión siempre es de 100 kPa a la salida de la turbina, y todos los intercambios de calor son con el aire del entorno, que está a 20 °C . ¿Cómo se compara el trabajo total producido por la turbina con el cambio del potencial de trabajo del aire en el tanque de almacenamiento?

8-122E En una planta de manufactura, placas de latón cuadradas, de $1\text{ pie} \times 3\text{ pies}$ y 1.5 pulgadas de espesor ($\rho = 532.5\text{ lbm/}$

pies^3 y $c_p = 0.091\text{ Btu/lbm} \cdot \text{°F}$), que inicialmente están a una temperatura uniforme de 75 °F , se calientan pasándolas por un horno a $1\,300\text{ °F}$ a razón de 175 por minuto. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio sube a $1\,000\text{ °F}$, determine la tasa de transferencia de calor hacia las placas en el horno y la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor.

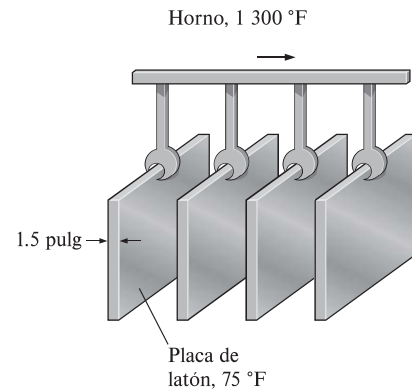


FIGURA P8-122E

8-123 Largas varillas cilíndricas de acero ($\rho = 7\,833\text{ kg/m}^3$ y $c_p = 0.465\text{ kJ/kg} \cdot \text{°C}$) de 10 cm de diámetro se someten a un tratamiento térmico haciéndolas pasar a una velocidad de 3 m/min a través de un horno de 6 m de largo mantenido a 900 °C . Si las varillas entran al horno a 30 °C y salen a 700 °C , determine *a*) la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno y *b*) la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor. Considere $T_0 = 25\text{ °C}$.

8-124 En una planta de productos lácteos, se pasteuriza continuamente a 72 °C la leche que originalmente está a 4 °C , a razón de 12 L/s , durante 24 h/día y 365 días/año . La leche se calienta a la temperatura de pasteurización mediante agua caliente que se calienta en una caldera de gas natural que tiene una eficiencia de 82 por ciento. La leche pasteurizada luego se enfría con agua fría a 18 °C antes de refrigerarla finalmente hasta su temperatura inicial de 4 °C . Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una efectividad de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de $\$1.30/\text{termia}$ ($1\text{ termia} = 105\,500\text{ kJ}$), determine cuánta energía y cuánto dinero ahorraría el regenerador para esta empresa por año, y la reducción anual de la destrucción de exergía.

8-125E Entra refrigerante 134a a un compresor adiabático como vapor saturado a 30 psia a razón de $20\text{ pies}^3/\text{min}$ y sale a 70 psia de presión. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la entrada de potencia real y *b*) la eficiencia del compresor según la segunda ley. Suponga que los alrededores están a 75 °F . Respuestas: 2.85 hp, b) 79.8 por ciento

8-126 Refrigerante 134a a $1\,600\text{ kPa}$ y 80 °C se expande adiabáticamente en un sistema cerrado hasta 100 kPa con una eficiencia de expansión de 85 por ciento. Determine la eficiencia de esta expansión según la segunda ley. Considere $T_0 = 25\text{ °C}$ y $P_0 = 100\text{ kPa}$.

8-127 Entran gases de combustión a una turbina de gas a 627 °C y 1.2 MPa a razón de 2.5 kg/s , y salen a 527 °C y 500 kPa . Se estima que la turbina pierde calor a razón de 20 kW . Usando las propiedades del aire para los gases de combustión y suponiendo que el entorno está a 25 °C y 100 kPa , determine *a)* las producciones de potencia real y reversible de la turbina, *b)* la exergía destruida dentro de la turbina y *c)* la eficiencia de la turbina según la segunda ley.

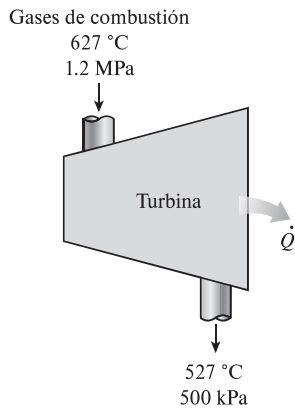


FIGURA P8-127

8-128 Entra agua a una bomba a 100 kPa y 30 °C a razón de 1.35 kg/s y sale a 4 MPa . Si la bomba tiene una eficiencia isentrópica de 70 por ciento , determine *a)* la entrada de potencia real, *b)* la tasa de calentamiento por fricción, *c)* la destrucción de exergía, y *d)* la eficiencia según la segunda ley para una temperatura ambiente de 20 °C .

8-129 Se expande gas argón de 3.5 MPa y 100 °C a 500 kPa en una válvula adiabática de expansión. Para condiciones ambientales de 100 kPa y 25 °C , determine *a)* la exergía del argón a la entrada, *b)* la destrucción de exergía durante el proceso y *c)* la eficiencia según la segunda ley.

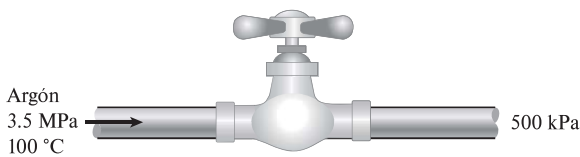


FIGURA P8-129

8-130 ¿Puede ser negativa la exergía de un sistema cerrado? ¿Qué tal la exergía de flujo? Explique utilizando una sustancia incompresible como ejemplo.

8-131 Obtenga una relación para la eficiencia según la segunda ley de una máquina térmica que recibe calor Q_H de una fuente a temperatura T_H y rechaza calor Q_L hacia un sumidero a T_L , la cual es más alta que T_0 (la temperatura de los alrededores), mientras produce trabajo en la cantidad de W .

8-132 Escribiendo las ecuaciones de la primera y la segunda leyes y simplificándolas, obtenga la ecuación para el cálculo de trabajo reversible de un sistema de flujo estacionario que intercambia calor con el medio circundante a T_0 en la cantidad de

Q_0 , así como con un depósito térmico a T_R en la cantidad de Q_R . (Pista: Elimine Q_0 entre las dos ecuaciones.)

8-133 Escribiendo las ecuaciones de la primera y segunda leyes y simplificándolas, obtenga la ecuación para el cálculo de trabajo reversible de un sistema de flujo uniforme que intercambia calor con el entorno a T_0 a razón de \dot{Q}_0 , así como con un depósito térmico a T_R a razón de \dot{Q}_R . (Pista: Elimine \dot{Q}_0 entre las dos ecuaciones.)

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

8-134 Teniendo en cuenta las limitaciones impuestas por la segunda ley de la termodinámica, elija la afirmación *errónea* de las siguientes:

- a) Una máquina térmica no puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento .
- b) Para todos los procesos reversibles, la eficiencia según la segunda ley es de 100 por ciento .
- c) La eficiencia de una máquina térmica según la segunda ley no puede ser mayor que su eficiencia térmica.
- d) La eficiencia de un proceso según la segunda ley es de 100% si no se genera entropía durante ese proceso.
- e) El coeficiente de desempeño de un refrigerador puede ser mayor que 1 .

8-135 Se pierde calor a través de una pared plana, de una manera estacionaria, a razón de 800 W . Si las temperaturas de las superficies interior y exterior de la pared son 20 y 9 °C , respectivamente, y la temperatura ambiente es de 0 °C , la tasa de destrucción de exergía dentro de la pared es

- a) 0 W
- b) 11 W
- c) 15 W
- d) 29 W
- e) 76 W

8-136 Entra agua líquida a un sistema adiabático de tuberías a 15 °C , a razón de 3 kg/s . Se observa que la temperatura del agua se eleva 0.3 °C en el tubo debido a la fricción. Si la temperatura ambiente también es de 15 °C , la tasa de destrucción de exergía en el tubo es

- a) 3.8 kW
- b) 24 kW
- c) 72 kW
- d) 98 kW
- e) 124 kW

8-137 Un depósito de agua contiene 100 toneladas de agua a una elevación promedio de 60 m . La cantidad máxima de potencia eléctrica que se puede generar mediante esta agua es

- a) 8 kWh
- b) 16 kWh
- c) $1\ 630\text{ kWh}$
- d) $16\ 300\text{ kWh}$
- e) $58\ 800\text{ kWh}$

8-138 Una casa se mantiene a 21 °C en invierno mediante calefactores eléctricos de resistencia. Si la temperatura exterior es de 3 °C , la eficiencia del calentador de resistencia según la segunda ley es

- a) 0%
- b) 4.1%
- c) 6.1%
- d) 8.6%
- e) 16.3%

8-139 Un horno puede suministrar calor, de una manera estacionaria, a $1\ 300\text{ K}$ a razón de 500 kJ/s . La máxima cantidad

de potencia que se puede producir usando el calor suministrado por este horno en un entorno a 300 K es

- a) 115 kW b) 192 kW c) 385 kW
d) 500 kW e) 650 kW

8-140 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 500 K a una razón de 600 kJ/s y rechaza el calor residual hacia un sumidero a 300 K. Si la producción de potencia de la máquina es de 400 kW, la eficiencia de esta máquina térmica según la segunda ley

- a) 42% b) 53% c) 83%
d) 67% e) 80%

8-141 Se estrangula aire de 50 °C y 800 kPa a una presión de 200 kPa a razón de 0.5 kg/s en un entorno a 25 °C. El cambio de la energía cinética es insignificante, y no ocurre transferencia térmica durante el proceso. El potencial de potencia desperdiciado durante este proceso es

- a) 0 b) 0.20 kW c) 47 kW
d) 59 kW e) 119 kW

8-142 Entra vapor de agua, de una manera estacionaria, a una turbina a 4 MPa y 600 °C y sale a 0.2 MPa y 150 °C en un entorno a 25 °C. La disminución de la exergía del vapor al fluir por la turbina es

- a) 879 kJ/kg b) 1 123 kJ/kg c) 1 645 kJ/kg
d) 1 910 kJ/kg e) 4 260 kJ/kg

8-143 Un sólido de 12 kg cuyo calor específico es de 2.8 kJ/kg·°C está a una temperatura uniforme de -10 °C. Para una temperatura ambiente de 20 °C, el contenido de exergía de este sólido es

- a) Menor que cero b) 0 kJ c) 4.6 kJ
d) 55 kJ e) 1 008 kJ

Problemas de diseño y ensayo

8-144 Obtenga la siguiente información sobre una central eléctrica que esté cerca de su ciudad: la producción neta de energía; el tipo y cantidad de combustible que utiliza; la energía consumida por las bombas, ventiladores y otro equipo auxiliar; las pérdidas de gases de combustión; las temperaturas en diferentes ubicaciones; y la tasa de rechazo de calor en el condensador. Mediante ésta y otra información relevante, determine la tasa de irreversibilidad en esa central eléctrica.

8-145 Los seres humanos son probablemente las criaturas más capaces, y tienen un alto nivel de potenciales, o exergías físicas, intelectuales, emocionales y espirituales. Desafortunadamente, las personas usan poco sus exergías, y desperdician la mayoría de éstas. Escriba cuatro gráficas de exergía contra tiem-

po, y grafique sus exergías físicas, intelectuales, emocionales y espirituales en cada una de estas gráficas para un periodo de 24 h, usando su mejor juicio basado en su experiencia. En estas cuatro gráficas, grafique sus exergías respectivas que ha utilizado durante las últimas 24 h. Compare las dos curvas en cada gráfica y determine si usted está viviendo una vida “plena” o si usted está desperdiciando su vida. ¿Puede pensar en algunas maneras de reducir la falta de coincidencia entre sus exergías y la utilización que usted hace de ellas?

8-146 Los sistemas domésticos de agua caliente incluyen un alto nivel de irreversibilidad y por lo tanto tienen bajas eficiencias según la segunda ley. El agua en estos sistemas se calienta desde alrededor de 15 °C hasta alrededor de 60 °C, y la mayor parte del agua caliente se mezcla con agua fría para reducir su temperatura a 45 °C o incluso a una temperatura más baja antes de usarla para cualquier propósito útil como tomar una ducha o lavar ropa a una temperatura tibia. El agua se desecha a aproximadamente la misma temperatura a la que se usó y se reemplaza por nueva agua fría a 15 °C. Rediseñe un sistema típico residencial de agua caliente de manera que se reduzca notablemente la irreversibilidad. Dibuje un esquema del diseño que propone.

8-147 Considere sistemas de calefacción de gas natural, de resistencia eléctrica y de bomba de calor. Para una carga de calefacción especificada, ¿cuál de estos sistemas hará el trabajo con la menor irreversibilidad? Explique.

8-148 La temperatura del aire en un edificio se puede mantener a un nivel deseable durante el invierno usando diferentes métodos de calefacción. Compare calentar este aire en una unidad de intercambio de calor con vapor de agua condensándose con calentarlo con un calentador de resistencia eléctrica. Realice un análisis basado en la segunda ley para determinar el método de calentamiento que genera la menor entropía y que por lo tanto ocasiona la menor destrucción de exergía.

8-149 Una caldera de vapor puede ser vista como un intercambiador de calor. Los gases de combustión se pueden modelar como una corriente de aire porque son propiedades termodinámicas que se aproximan a las del aire. Utilizando este modelo considere una caldera que ha de convertir agua líquida saturada a 500 psia en vapor saturado mientras mantiene constante la presión del agua. Determine la temperatura a la cual el aire (es decir, los gases de combustión) deben entrar a esta unidad de modo que la transferencia de exergía del aire al agua hirviendo se realice con una pérdida mínima.

8-150 Se diseña una tobera adiabática para acelerar un gas ideal desde casi 0 m/s, P_1 y T_1 a V m/s. A medida que la eficiencia de esta tobera disminuye, la presión a la salida de ésta también debe disminuir para mantener la velocidad a V . Grafique el cambio de la energía de flujo en función de la eficiencia de la tobera para un gas ideal (por ejemplo, aire).