

# ANÁLISIS DE MASA Y ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL

En el capítulo 4 se aplicó a sistemas cerrados la relación de balance de energía expresada como  $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ . En este capítulo se amplía el análisis de energía a sistemas en los que hay flujo másico a través de sus fronteras, es decir, volúmenes de control, con énfasis particular en sistemas de flujo estacionario.

Este capítulo se inicia con el desarrollo de la relación general de *conservación de la masa* para volúmenes de control y se continúa con una explicación del trabajo de flujo y la energía de flujos de fluido. Luego, se aplica el balance de energía a sistemas que involucran *procesos de flujo estacionario* y se analizan dispositivos comunes con este tipo de flujo como toberas, difusores, compresores, turbinas, válvulas de estrangulamiento, cámaras de mezclado e intercambiadores de calor. Por último, se aplica el balance de energía a *procesos de flujo no-variable*, como la carga y descarga de recipientes.



## OBJETIVOS

En el capítulo 5, los objetivos son:

- Desarrollar el principio de conservación de la masa.
- Aplicar el principio de conservación de la masa a varios sistemas que incluyen volúmenes de control de flujo estacionario y no estacionario.
- Aplicar la primera ley de la termodinámica como enunciado del principio de conservación de la energía para volúmenes de control.
- Identificar la energía que lleva un flujo de fluido que cruza una superficie de control como la suma de energía interna, trabajo de flujo, energías cinética y potencial del fluido y relacionar la combinación de la energía interna y el trabajo de flujo con la propiedad entalpía.
- Resolver problemas de balance de energía para dispositivos comunes de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas, válvulas de estrangulamiento, mezcladores, calentadores e intercambiadores de calor.
- Aplicar el balance de energía a procesos de flujo no estacionario con particular énfasis en el proceso de flujo uniforme como el modelo encontrado comúnmente para los procesos de carga y descarga.

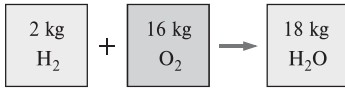


FIGURA 5-1

La masa se conserva incluso durante las reacciones químicas.

## 5-1 ■ CONSERVACIÓN DE LA MASA

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza. Todos estamos familiarizados con este principio y no es difícil de entender. Una persona no tiene que ser un científico para saber cuánto aderezo de vinagre y aceite se obtiene al mezclar 100 g de aceite con 25 g de vinagre. Incluso el balanceo de ecuaciones químicas se hace con base en el principio de conservación de la masa. Cuando 16 kg de oxígeno reaccionan con 2 kg de hidrógeno, se forman 18 kg de agua (Fig. 5-1). En un proceso de electrólisis, el agua se separa en 2 kg de hidrógeno y 16 kg de oxígeno.

Técnicamente, la masa no se conserva con exactitud. Sin embargo, la masa  $m$  y la energía  $E$  se pueden convertir entre sí según una fórmula bien conocida que propuso Albert Einstein (1879-1955):

$$E = mc^2 \quad (5-1)$$

donde  $c$  es la velocidad de la luz en un vacío, que es  $c = 2.9979 \times 10^8$  m/s. Esta ecuación sugiere que existe una equivalencia entre masa y energía. Todos los sistemas físicos y químicos exhiben interacciones energéticas con su entorno, pero la cantidad de energía involucrada es equivalente a una masa extremadamente pequeña comparada con la masa total del sistema. Por ejemplo, cuando se forma 1 kg de agua a partir del oxígeno e hidrógeno en condiciones atmosféricas normales, la cantidad de energía liberada es de 15.8 MJ, que corresponde a una masa de sólo  $1.76 \times 10^{-10}$  kg. No obstante, en reacciones nucleares, la equivalencia de masa con respecto a la cantidad de energía involucrada es una fracción significativa de la masa total involucrada. Por lo tanto, en la mayor parte de los análisis ingenieriles, consideramos la masa y la energía como cantidades conservadas.

Para *sistemas cerrados*, el principio de conservación de la masa se usa de modo implícito al requerir que la masa del sistema permanezca constante durante un proceso. Sin embargo, para *volumenes de control*, la masa puede cruzar las fronteras, de modo que se debe mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale.

### Flujos másico y volumétrico

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo másico** y se denota mediante  $\dot{m}$ . El punto sobre un símbolo se usa para indicar la *rapidez de cambio respecto al tiempo*.

Un fluido entra o sale comúnmente de un volumen de control a través de tuberías o ductos. El flujo másico diferencial del fluido que pasa por un pequeño elemento de área  $dA_t$  en una sección transversal de flujo es proporcional a  $dA_t$ , la densidad del fluido  $\rho$  y la componente de la velocidad de flujo normal a  $dA_t$ , que se denota como  $V_n$ , y se expresa como (Fig. 5-2)

$$\delta \dot{m} = \rho V_n dA_t \quad (5-2)$$

Observe que tanto  $\delta$  como  $d$  se usan para indicar cantidades diferenciales, pero  $\delta$  se emplea por lo regular para cantidades (como calor, trabajo y transferencia de masa) que son *funciones de la trayectoria* y tienen *diferenciales inexactas*, mientras que  $d$  se utiliza para cantidades (por ejemplo, propiedades) que son *funciones de punto* y tienen *diferenciales exactas*. Para flujo por un anillo de radio interno  $r_1$  y radio externo  $r_2$ , por ejemplo,

$$\int_1^2 dA_t = A_{t2} - A_{t1} = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad \text{pero} \quad \int_1^2 \delta \dot{m} = \dot{m}_{\text{total}} \quad (\text{flujo másico total a})$$

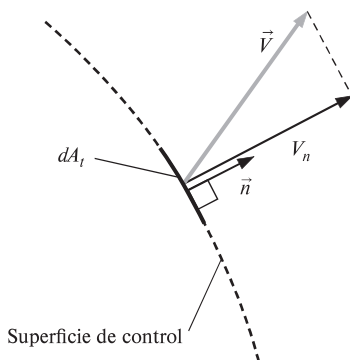


FIGURA 5-2

La velocidad normal  $V_n$  a una superficie es la componente de la velocidad perpendicular a la superficie.

través del anillo), no  $\dot{m}_2 - \dot{m}_1$ . Para valores especificados de  $r_1$  y  $r_2$ , el valor de la integral de  $dA_t$  es fijo (de ahí los nombres función de punto y diferencial exacta), pero éste no es el caso para la integral de  $\delta\dot{m}$  (por esto los nombres de función de trayectoria y diferencial inexacta).

El flujo másico a través del área de la sección transversal de un tubo o un ducto se obtiene mediante integración:

$$\dot{m} = \int_{A_t} \delta\dot{m} = \int_{A_t} \rho V_n dA_t \quad (\text{kg/s}) \quad (5-3)$$

Si bien la ecuación 5-3 es válida todo el tiempo (de hecho es *exacta*), no siempre es práctica para análisis de ingeniería como resultado de la integral. En cambio, sería bueno contar con una expresión en términos de valores promedio del flujo másico a través de la sección transversal del tubo. En un flujo general compresible, tanto  $\rho$  como  $V_n$  varían a lo largo del tubo. Sin embargo, en muchas aplicaciones prácticas, la densidad es en esencia uniforme sobre la sección transversal del tubo, de manera que  $\rho$  se puede dejar fuera de la integral de la ecuación 5-3. Por su parte, la velocidad *nunca* es uniforme en una sección transversal de tubería debido a que el fluido se adhiere a la superficie y, por lo tanto, tiene velocidad cero en la pared (condición de no deslizamiento). Además, la velocidad varía desde cero en las paredes hasta algún valor máximo cercano o sobre la línea central de la tubería. Se define la **velocidad promedio**  $V_{\text{prom}}$  como el valor promedio de  $V_n$  en toda la sección transversal (Fig. 5-3),

$$\text{Velocidad promedio:} \quad V_{\text{prom}} = \frac{1}{A_t} \int_{A_t} V_n dA_t \quad (5-4)$$

donde  $A_t$  es el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo. Note que si la velocidad fuese  $V_{\text{prom}}$  en toda la sección transversal, la tasa de flujo másico sería idéntica a la obtenida si se integrara el perfil de velocidad real. Así, para flujo tanto incompresible como compresible donde  $\rho$  es uniforme en  $A_t$ , la ecuación 5-3 se convierte en

$$\dot{m} = \rho V_{\text{prom}} A_t \quad (\text{kg/s}) \quad (5-5)$$

Para flujo compresible se puede considerar a  $\rho$  como la densidad promedio en la sección transversal, entonces la ecuación 5-5 se puede usar todavía como una aproximación razonable. Para simplificar se elimina el subíndice en la velocidad promedio. A menos que se especifique lo contrario,  $V$  denota la velocidad promedio en la dirección del flujo. También,  $A_t$  denota el área de la sección transversal normal a la dirección de flujo.

El volumen del fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo volumétrico**  $\dot{V}$  (Fig. 5-4) y se expresa como

$$\dot{V} = \int_{A_t} V_n dA_t = V_{\text{prom}} A_t = VA_t \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (5-6)$$

El monje italiano Benedetto Castelli (1577-1644) publicó en 1628 una primera forma de la ecuación 5-6. Observe que la mayor parte de los libros de mecánica de fluidos usa  $Q$  en lugar de  $\dot{V}$  para el flujo volumétrico. Aquí se emplea  $\dot{V}$  para evitar confusión con la transferencia de calor.

Los flujos másico y volumétrico se relacionan mediante

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (5-7)$$

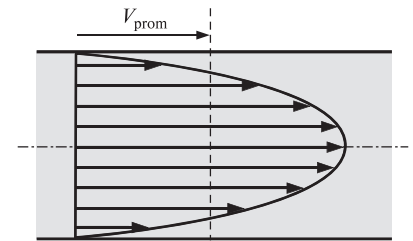


FIGURA 5-3

La velocidad promedio  $V_{\text{prom}}$  se define como la rapidez promedio a través de una sección transversal.

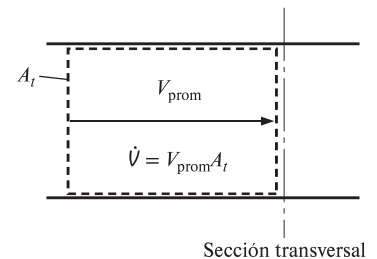


FIGURA 5-4

El flujo volumétrico es el volumen de fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo.

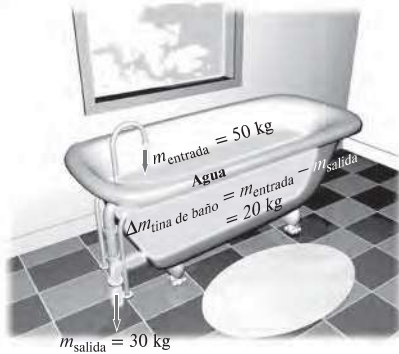


FIGURA 5-5

Principio de conservación de la masa para una tina de baño ordinaria.

donde  $\nu$  es el volumen específico. Esta relación es análoga a  $m = \rho V = V/\nu$ , que es la relación entre la masa y el volumen de un fluido contenido en un recipiente.

### Principio de conservación de la masa

El **principio de conservación de la masa** para un volumen de control se puede expresar como: *la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo  $\Delta t$  es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante  $\Delta t$ .* Es decir,

$$\left( \text{Masa total que entra} \right) - \left( \text{Masa total que sale} \right) = \left( \text{Cambio neto de masa} \right) \\ \text{al VC durante } \Delta t \quad \text{del VC durante } \Delta t \quad \text{dentro del VC durante } \Delta t$$

o bien,

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{VC}} \quad (\text{kg}) \quad (5-8)$$

donde  $\Delta m_{\text{VC}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$  es el cambio en la masa del volumen de control durante el proceso (Fig. 5-5). También se puede expresar en la *forma de tasa* como

$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{VC}}/dt \quad (\text{kg/s}) \quad (5-9)$$

donde  $\dot{m}_{\text{entrada}}$  y  $\dot{m}_{\text{salida}}$  son los flujos máscicos hacia dentro y hacia fuera del volumen de control, y  $dm_{\text{VC}}/dt$  es la misma rapidez de cambio de masa con respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control. Comúnmente se hace referencia a las ecuaciones 5-8 y 5-9 como **balance de masa** y son aplicables a cualquier volumen de control que experimenta alguna clase de proceso.

Considere un volumen de control de forma arbitraria, como se ilustra en la figura 5-6. La masa de un volumen diferencial  $dV$  dentro del volumen de control es  $dm = \rho dV$ . La masa total dentro del volumen de control en cualquier instante  $t$  se determina mediante integración como

$$\text{Masa total dentro del VC:} \quad m_{\text{VC}} = \int_{\text{VC}} \rho dV \quad (5-10)$$

Entonces la rapidez con la que cambia la cantidad de masa dentro del volumen de control, por consiguiente, se puede expresar como

$$\text{Rapidez de cambio de la masa dentro del VC:} \quad \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} \rho dV \quad (5-11)$$

Para el caso especial en que ninguna masa cruza la superficie de control (es decir, el volumen de control es semejante a un sistema cerrado), el principio de conservación de la masa se reduce al de un sistema que se puede expresar como  $dm_{\text{VC}}/dt = 0$ . Esta relación es válida si el volumen de control es fijo, móvil o se deforma.

Ahora considere flujo máscico que entra o sale del volumen de control por un área diferencial  $dA$  en la superficie de control de un volumen de control fijo; donde  $\vec{n}$  es el vector unitario exterior de  $dA$  normal a  $dA$  y  $\vec{V}$  la velocidad de flujo en  $dA$  respecto a un sistema de coordenadas fijo, como se ilustra en la figura 5-6. En general, la velocidad puede cruzar  $dA$  a un ángulo  $\theta$  de la normal de  $dA$ , y el flujo máscico es proporcional a la componente normal de la velocidad  $\vec{V}_n = \vec{V} \cos \theta$  el cual varía de un flujo de salida máximo de  $\vec{V}$  para  $\theta = 0$  (el flujo es normal a  $dA$ ) a un mínimo de cero para  $\theta = 90^\circ$  (el flujo es tangente a  $dA$ ) y a un *flujo de entrada* máximo de  $\vec{V}$  para  $\theta = 180^\circ$  (el flujo es normal a  $dA$  pero en dirección

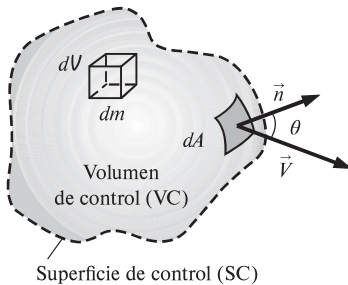


FIGURA 5-6

Volumen de control diferencial  $dV$  y la superficie de control diferencial  $dA$  utilizada en la obtención de la relación de conservación de la masa.

contraria). Si se utiliza el concepto del producto punto de dos vectores, la magnitud de la componente normal de la velocidad se puede expresar como

$$\text{Componente normal de la velocidad: } V_n = V \cos \theta = \vec{V} \cdot \vec{n} \quad (5-12)$$

El flujo másico por  $dA$  es proporcional a la densidad del fluido  $\rho$ , la velocidad normal  $V_n$  y el área de flujo  $dA$ , así que se expresa como

$$\text{Flujo másico diferencial: } \delta \dot{m} = \rho V_n dA = \rho (V \cos \theta) dA = \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (5-13)$$

El flujo neto que entra o sale del volumen de control por toda la superficie de control se obtiene integrando  $\delta \dot{m}$  sobre la totalidad de esta última,

$$\text{Flujo másico neto: } \dot{m}_{\text{neto}} = \int_{\text{SC}} \delta \dot{m} = \int_{\text{SC}} \rho V_n dA = \int_{\text{SC}} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (5-14)$$

Note que  $V_n = \vec{V} \cdot \vec{n} = V \cos \theta$  es positivo para  $\theta < 90^\circ$  (flujo hacia fuera) y negativo para  $\theta > 90^\circ$  (flujo hacia dentro). Por lo tanto, la dirección del flujo se explica de forma automática y la integral de superficie de la ecuación 5-14 da directamente el flujo másico *neto*. Un valor positivo para  $\dot{m}_{\text{neto}}$  indica salida neta de flujo y otro negativo indica entrada neta de flujo de masa.

Al reacomodar los términos de la ecuación 5-9 como  $dm_{\text{VC}}/dt + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}} = 0$ , la relación de conservación de la masa para un volumen de control fijo se puede expresar como

$$\text{Conservación general de la masa: } \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} \rho dV + \int_{\text{SC}} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (5-15)$$

Ésta expresa que *la rapidez de cambio de la masa dentro del volumen de control más el flujo másico neto por la superficie de control es igual a cero*.

Si se divide en dos partes la integral de superficie en la ecuación 5-15, una para los flujos salientes (positiva) y otra para los entrantes (negativa), la relación general de conservación de la masa también se puede expresar como

$$\frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} \rho dV + \sum_{\text{salida}} \rho |V_n| dA - \sum_{\text{entrada}} \rho |V_n| dA = 0 \quad (5-16)$$

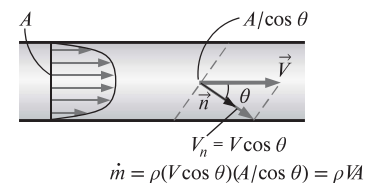
donde  $A$  representa el área para una entrada o salida y el signo de la sumatoria se usa para remarcar que están consideradas *todas* las entradas y salidas. Si se utiliza la definición de flujo másico, la ecuación 5-16 también puede ser expresada como

$$\frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} \rho dV = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad \text{o} \quad \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (5-17)$$

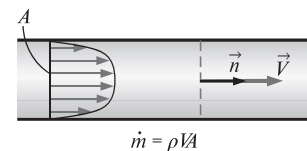
Al resolver un problema existe bastante flexibilidad en la sección de un volumen de control. Existen muchas opciones de volumen de control disponibles, pero algunas son más convenientes para trabajar. Una buena elección de un volumen de control puede facilitar en gran medida la solución de un problema aparentemente complicado. Una regla simple al elegir el volumen de control es hacer que la superficie de control sea *normal con respecto al flujo* en todos los puntos donde cruce con el caudal, siempre que sea posible. De esta manera, el producto punto  $\vec{V} \cdot \vec{n}$  simplemente se convierte en la magnitud de la velocidad,

y la integral  $\int_A \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA$  simplemente se convierte en  $\rho VA$  (Fig. 5-7).

Las ecuaciones 5-15 y 5-16 son válidas también para volúmenes de control móviles o con deformación siempre y cuando la *velocidad absoluta*  $\vec{V}$  se reemplace por la *velocidad relativa*  $\vec{V}_r$ , que corresponde a la del fluido en relación con la superficie de control.



a) Superficie de control en ángulo con respecto al flujo.



b) Superficie de control normal con respecto al flujo.

**FIGURA 5-7**

Para evitar complicaciones, siempre debe elegirse una superficie de control *normal con respecto al flujo* en todos los puntos donde cruce el caudal, aunque el resultado sea el mismo.

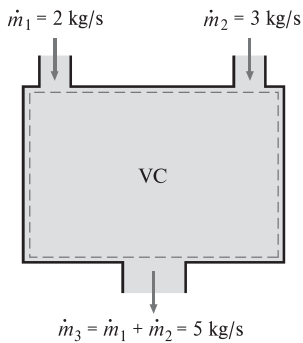


FIGURA 5-8

Principio de conservación de la masa para un sistema de flujo estacionario con dos entradas y una salida.

## Balance de masa para procesos de flujo estacionario

Durante un proceso de flujo estacionario, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo ( $m_{VC} = \text{constante}$ ). Entonces el principio de conservación de la masa requiere que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control sea igual a la cantidad total de masa que sale del mismo. Por ejemplo, para una tobera de manguera de jardín que opera de forma estacionaria, la cantidad de agua que entra a ella por unidad de tiempo es igual a la cantidad de agua que sale por unidad de tiempo.

Cuando se trata de procesos de flujo estacionario, el interés no se centra en la cantidad de masa que entra o sale de un dispositivo con el tiempo, pero sí se está interesado en la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, *el flujo másico*  $\dot{m}$ . El *principio de conservación de la masa* para un sistema general de flujo estacionario con entradas y salidas múltiples se puede expresar en forma de tasa como (Fig. 5-8)

$$\text{Flujo estacionario: } \sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (\text{kg/s}) \quad (5-18)$$

La que expresa que *la tasa total de masa que entra a un volumen de control es igual a la tasa total de masa que sale del mismo*.

Muchos dispositivos de ingeniería como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas tienen que trabajar con una sola corriente (únicamente una entrada y una salida). En estos casos, el estado de entrada se denota con el subíndice 1 y el de salida con el subíndice 2, y se eliminan los signos de sumatoria. Entonces, para *sistemas de flujo estacionario de una sola corriente* la ecuación 5-18 se reduce a

$$\text{Flujo estacionario (corriente única): } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (5-19)$$

## Caso especial: flujo incompresible

Las relaciones de conservación de la masa pueden simplificarse aún más cuando el fluido es incompresible, lo cual es el caso en los líquidos. La cancelación de la densidad en ambos lados de la relación general de flujo estacionario da

$$\text{Flujo incompresible, estacionario: } \sum_{\text{entrada}} \dot{V} = \sum_{\text{salida}} \dot{V} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (5-20)$$

Para sistemas de flujo estacionario con una sola corriente la ecuación anterior se convierte en

$$\text{Flujo incompresible, estacionario (corriente única): } \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (5-21)$$

Es necesario tener siempre presente que no existe un principio de “conservación del volumen”; por lo tanto, los flujos volumétricos que entran y salen de un dispositivo de flujo estacionario pueden ser diferentes. El flujo volumétrico en la salida de un compresor de aire es mucho menor que el de entrada, aunque el flujo másico de aire por el compresor sea constante (Fig. 5-9). Esto se debe a la mayor densidad del aire en la salida del compresor. Sin embargo, para flujo estacionario de líquidos los flujos volumétricos permanecen casi constantes porque los líquidos son esencialmente sustancias incompresibles (densidad constante). El flujo de agua a través de la tobera de una manguera de jardín ejemplifica este último caso.

El principio de conservación de la masa se basa en observaciones experimentales y requiere que se tome en cuenta toda la masa durante un proceso. Si puede llevar el balance de su chequera con mantener un registro de depósitos y retiros, o simplemente observando el principio de “conservación del dinero”,



FIGURA 5-9

Durante un proceso de flujo estacionario, los flujos volumétricos no necesariamente se conservan, aunque sí los flujos másicos.

no debe tener dificultad en aplicar el principio de conservación de la masa a sistemas de ingeniería.

**EJEMPLO 5-1 Flujo de agua por una boquilla (tobera) de manguera de jardín**

Se usa una manguera de jardín acoplada a una boquilla para llenar una cubeta de 10 galones. El diámetro interior de la manguera es de 2 cm pero se reduce a 0.8 cm en la salida de la boquilla (Fig. 5-10). Si toma 50 s llenar con agua la cubeta, determine a) los flujos volumétrico y másico de agua por la manguera y b) la velocidad promedio del agua en la salida de la boquilla.

**SOLUCIÓN** Se utiliza una manguera de jardín para llenar con agua una cubeta. Se determinarán los flujos volumétrico y másico de agua y la velocidad en la salida.

**Suposiciones** 1 El agua es una sustancia incompresible. 2 El flujo por la manguera es estacionario. 3 No se desperdicia agua debido a salpicaduras.

**Propiedades** Se toma la densidad del agua como  $1\,000\text{ kg/m}^3 = 1\text{ kg/L}$ .

**Análisis** a) Dado que 10 galones de agua se descargan en 50 s, los flujos volumétrico y másico del agua son

$$\dot{V} = \frac{V}{\Delta t} = \frac{10\text{ gal}}{50\text{ s}} \left( \frac{3.7854\text{ L}}{1\text{ gal}} \right) = 0.757\text{ L/s}$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = (1\text{ kg/L})(0.757\text{ L/s}) = 0.757\text{ kg/s}$$

b) El área de la sección transversal de la salida de la boquilla es

$$A_e = \pi r_e^2 = \pi(0.4\text{ cm})^2 = 0.5027\text{ cm}^2 = 0.5027 \times 10^{-4}\text{ m}^2$$

El flujo volumétrico a través de la manguera y la boquilla es constante. Entonces, la velocidad promedio del agua en la salida de la boquilla se convierte en

$$V_e = \frac{\dot{V}}{A_e} = \frac{0.757\text{ L/s}}{0.5027 \times 10^{-4}\text{ m}^2} \left( \frac{1\text{ m}^3}{1\,000\text{ L}} \right) = 15.1\text{ m/s}$$

**Comentario** Se puede demostrar que la velocidad promedio en la manguera es 2.4 m/s; por lo tanto, la boquilla incrementa la velocidad del agua más de seis veces.



**FIGURA 5-10**

Representación esquemática del ejemplo 5-1.

© John M. Cimbala

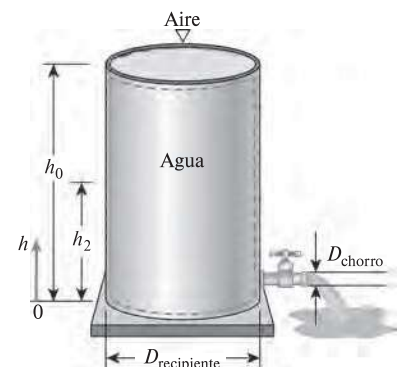
**EJEMPLO 5-2 Descarga de agua desde un recipiente**

Se llena con agua un recipiente cilíndrico para agua de 3 pies de diámetro y 4 pies de alto y cuya parte superior está abierta a la atmósfera. Luego se quita el tapón de descarga de la parte inferior del recipiente y sale un chorro de agua cuyo diámetro es de 0.5 pulg (Fig. 5-11). La velocidad promedio del chorro se determina mediante  $V = \sqrt{2gh}$ , donde  $h$  es la altura del agua dentro del recipiente medida desde el centro del agujero (una variable) y  $g$  es la aceleración debida a la gravedad. Determine cuánto tarda en bajar el nivel del agua hasta 2 pies desde el fondo.

**SOLUCIÓN** Se quita el tapón situado cerca del fondo del recipiente. Se determinará el tiempo que tarda en vaciarse la mitad del contenido del recipiente.

**Suposiciones** 1 El agua es una sustancia incompresible. 2 La distancia entre el fondo del recipiente y el centro del orificio es insignificante en comparación con la altura del agua. 3 La aceleración gravitacional es  $32.2\text{ pie/s}^2$ .

**Análisis** Se toma el volumen que ocupa el agua como el volumen de control, cuyo tamaño disminuye en este caso a medida que desciende el nivel del agua; por lo tanto se trata de un volumen de control variable (también se



**FIGURA 5-11**

Esquema para el ejemplo 5-2.

podría tratar como un volumen de control fijo, el cual consiste en el volumen interior del recipiente sin considerar el aire que reemplaza el espacio que deja el agua). Resulta obvio que se trata de un problema de flujo no estacionario puesto que las propiedades (como la cantidad de masa) dentro del volumen de control cambian con el tiempo.

La relación de la conservación de la masa para un volumen de control que experimenta cualquier proceso se expresa en forma de tasa como

$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} \quad (1)$$

Durante este proceso no entra masa al volumen de control ( $\dot{m}_{\text{entrada}} = 0$ ), y el flujo másico del agua descargada se puede expresar como

$$\dot{m}_{\text{salida}} = (\rho VA)_{\text{salida}} = \rho \sqrt{2gh} A_{\text{chorro}} \quad (2)$$

donde  $A_{\text{chorro}} = \pi D_{\text{chorro}}^2/4$  es el área de la sección transversal del chorro, la cual es constante. Dado que la densidad del agua es constante, en el recipiente la masa de agua en cualquier instante es

$$m_{\text{VC}} = \rho V = \rho A_{\text{recipiente}} h \quad (3)$$

donde  $A_{\text{recipiente}} = D_{\text{recipiente}}^2/4$  es el área de la base del recipiente cilíndrico. Sustituyendo las ecuaciones 2 y 3 en la relación del balance de masa (ecuación 1), se obtiene

$$-\rho \sqrt{2gh} A_{\text{chorro}} = \frac{d(\rho A_{\text{recipiente}} h)}{dt} \rightarrow -\rho \sqrt{2gh} (\pi D_{\text{chorro}}^2/4) = \frac{\rho (\pi D_{\text{recipiente}}^2/4) dh}{dt}$$

Al cancelar las densidades y otros términos comunes y separar las variables, se obtiene

$$dt = \frac{D_{\text{recipiente}}^2}{D_{\text{chorro}}^2} \frac{dh}{\sqrt{2gh}}$$

La integración de  $t = 0$  donde  $h = h_0$  hasta  $t = t$  donde  $h = h_2$  da

$$\int_0^t dt = -\frac{D_{\text{recipiente}}^2}{D_{\text{chorro}}^2 \sqrt{2g}} \int_{h_0}^{h_2} \frac{dh}{\sqrt{h}} \rightarrow t = \frac{\sqrt{h_0} - \sqrt{h_2}}{\sqrt{g/2}} \left( \frac{D_{\text{recipiente}}}{D_{\text{chorro}}} \right)^2$$

Después de sustituir, el tiempo de descarga es

$$t = \frac{\sqrt{4 \text{ pies}} - \sqrt{2 \text{ pies}}}{\sqrt{32.2/2 \text{ pies/s}^2}} \left( \frac{3 \times 12 \text{ pulg}}{0.5 \text{ pulg}} \right)^2 = 757 \text{ s} = 12.6 \text{ min}$$

Por lo tanto, la mitad del depósito se vacía 12.6 minutos después de quitar el tapón del orificio de descarga.

**Comentario** Usar la misma relación con  $h_2 = 0$  da  $t = 43.1$  minutos para que se descargue toda el agua. Por lo tanto, vaciar la mitad inferior toma más tiempo que vaciar la superior. Esto se debe a la disminución en la velocidad de descarga promedio del agua con la reducción de  $h$ .

## 5-2 ■ TRABAJO DE FLUJO Y ENERGÍA

### DE UN FLUIDO EN MOVIMIENTO

A diferencia de los sistemas cerrados, en los volúmenes de control hay flujo de masa a través de sus fronteras, y se requiere trabajo para introducirla o sacarla del volumen de control. Este trabajo se conoce como **trabajo de flujo** o **energía de flujo**, y se requiere para mantener un flujo continuo a través de un volumen de control.

A fin de obtener una relación para el trabajo de flujo, considere un elemento de fluido de volumen  $V$  como el que se muestra en la figura 5-12. El fluido corriente arriba fuerza inmediatamente a este elemento de fluido a entrar al volumen de control; por lo tanto, se puede considerar como un émbolo imaginario. Es posible elegir el elemento de fluido lo suficientemente pequeño para que tenga propiedades uniformes en todas partes.

Si la presión de fluido es  $P$  y el área de la sección transversal del elemento de fluido es  $A$  (Fig. 5-13), la fuerza que aplica el émbolo imaginario sobre el elemento de fluido es

$$F = PA \quad (5-22)$$

Para empujar todo el elemento de fluido dentro del volumen de control, esta fuerza debe actuar a lo largo de una distancia  $L$ . Así, el trabajo realizado al empujar el elemento de fluido por la frontera (es decir, trabajo de flujo) es

$$W_{\text{flujo}} = FL = PAL = PV \quad (\text{kJ}) \quad (5-23)$$

El trabajo de flujo por unidad de masa se obtiene al dividir ambos lados de esta ecuación entre la masa del elemento de fluido:

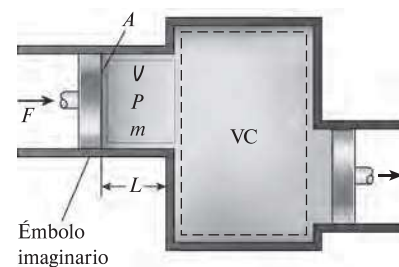
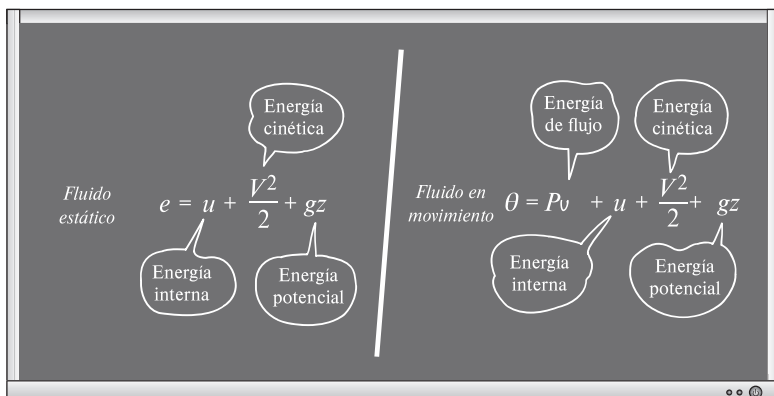
$$w_{\text{flujo}} = PV \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5-24)$$

La relación del trabajo de flujo es la misma si se empuja hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (Fig. 5-14).

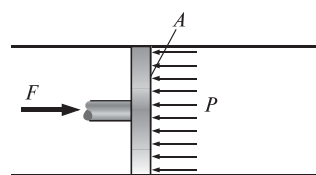
Es interesante que, a diferencia de otras formas de trabajo, el trabajo de flujo se exprese en términos de propiedades. De hecho, es el producto de dos propiedades del fluido; por esta razón algunos lo consideran como una *propiedad de combinación* (como la entalpía) y lo llaman *energía de flujo*, *energía de convección* o *energía de transportación* en lugar de trabajo de flujo. Sin embargo, otros argumentan debidamente que el producto  $PV$  representa energía sólo para fluidos que fluyen, mientras que no representa ninguna forma de energía para sistemas sin flujo (cerrados). Por lo tanto, se debe tratar como trabajo. No es posible decir con certeza cuándo terminará esta controversia, pero es reconfortante saber que ambos argumentos producen el mismo resultado para la ecuación del balance de energía. En los apartados que siguen se considera que la energía de flujo es parte de la energía de un fluido en movimiento, ya que esto simplifica en gran medida el análisis de energía de volúmenes de control.

### Energía total de un fluido en movimiento

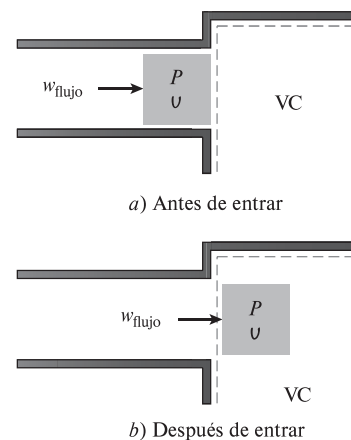
Como se explicó en el capítulo 2, la energía total de un sistema compresible simple consiste en tres partes: energías interna, cinética y potencial (Fig. 5-15). Por unidad de masa, ésta se expresa como



**FIGURA 5-22**  
Esquema para trabajo de flujo.



**FIGURA 5-13**  
En ausencia de aceleración, la fuerza que se aplica a un fluido mediante un émbolo es igual a la fuerza que el fluido aplica al émbolo.



**FIGURA 5-14**  
El trabajo de flujo es la energía necesaria para meter o sacar un fluido de un volumen de control, y es igual a  $PV$ .

**FIGURA 5-15**  
La energía total está formada por tres partes para un fluido estático y por cuatro partes para un fluido en movimiento.

$$e = u + ec + ep = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5-25)$$

donde  $V$  es la velocidad y  $z$  es la elevación del sistema en relación con algún punto externo de referencia.

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la *energía de flujo*  $PV$ , como ya se explicó; entonces, la **energía total de un fluido en movimiento** por unidad de masa (denotada por  $\theta$ ) es

$$\theta = PV + e = PV + (u + ec + ep) \quad (5-26)$$

Pero la combinación  $PV + u$  se definió antes como la entalpía  $h$ ; así que la relación en la ecuación 5-26 se reduce a

$$\theta = h + ec + ep = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5-27)$$

Si, en lugar de la energía interna, se usa la entalpía para representar la energía de un fluido en movimiento, ya no es necesario preocuparse por el trabajo de flujo. La energía relacionada con meter o sacar el fluido del volumen de control se toma en cuenta de modo automático en la entalpía, de hecho ésta es la principal razón para definir la propiedad entalpía. En adelante, la energía de una corriente de fluido que entra o sale de un volumen de control se representa mediante la ecuación 5-27, y no se hará referencia al trabajo de flujo o a la energía de flujo.

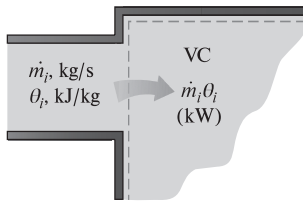


FIGURA 5-16

El producto  $\dot{m}_i\theta_i$  es la energía que la masa transporta hacia el volumen de control por unidad de tiempo.

## Energía transportada por la masa

Como  $\theta$  es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa  $m$  es simplemente  $m\theta$ , siempre y cuando las propiedades de la masa  $m$  sean uniformes. También, cuando una corriente de fluido con propiedades uniformes se mueve a un flujo másico de  $\dot{m}$ , la tasa de flujo de energía con esa corriente es  $\dot{m}\theta$  (Fig. 5-16). Es decir,

*Cantidad de energía transportada por la masa:*

$$E_{\text{masa}} = m\theta = m \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (\text{kJ}) \quad (5-28)$$

*Tasa de energía transportada por la masa:*

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}\theta = \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (\text{kW}) \quad (5-29)$$

Cuando las energías cinética y potencial de una corriente de fluido son insignificantes, como comúnmente sucede, estas relaciones se simplifican  $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$  y  $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$ .

En general, no es fácil determinar la energía total que transporta la masa hacia dentro o hacia fuera del volumen de control, ya que las propiedades de la masa en cada entrada o salida podrían estar cambiando con el tiempo así como en la sección transversal. Por lo tanto, la única forma de determinar la energía transportada que pasa por una abertura como resultado del flujo másico es considerar masas diferenciales suficientemente pequeñas  $\delta m$  que tienen propiedades uniformes y sumar sus energías totales durante el flujo.

De nuevo, como  $\theta$  es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa  $\delta m$  es  $\theta \delta m$ . Entonces la energía total transportada por la masa mediante una entrada o salida ( $m_i\theta_i$  y  $m_e\theta_e$ ) se obtiene a través de la integración. En una entrada, por ejemplo, se convierte en

$$E_{\text{entrada,masa}} = \int_{m_i} \theta_i \delta m_i = \int_{m_i} \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \delta m_i \quad (5-30)$$

La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica se pueden considerar como estacionarios y unidimensionales; por lo tanto, es posible usar las relaciones simples de las ecuaciones 5-28 y 5-29 para representar la energía que transporta una corriente de fluido.

### EJEMPLO 5-3 Energía transportada por un flujo de aire

Por un tubo fluye aire de forma continua a 300 kPa, 77 °C y 25 m/s a razón de 18 kg/min (Fig. 5-17). Determine *a*) el diámetro del tubo, *b*) la tasa de flujo de energía, *c*) la tasa de energía transportada por la masa, y *d*) el error implicado en la parte *c* si se ignora la energía cinética.

**SOLUCIÓN** Fluye aire de forma continua por un tubo en un estado especificado. Se va a determinar el diámetro del tubo, la tasa de flujo de energía y la cantidad de energía transportada por la masa. También, se va a determinar el error implicado en la determinación de la energía transportada por la masa.

**Suposiciones** 1 El flujo es continuo. 2 La energía potencial es insignificante.

**Propiedades** Las propiedades del aire son  $R = 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  y  $c_p = 1.008 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  (a 350 K de la tabla A-2b).

**Análisis** *a*) El diámetro se determina como sigue;

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(77 + 273 \text{ K})}{300 \text{ kPa}} = 0.3349 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$A = \frac{\dot{m}v}{V} = \frac{(18/60 \text{ kg/s})(0.3349 \text{ m}^3/\text{kg})}{25 \text{ m/s}} = 0.004018 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.004018 \text{ m}^2)}{\pi}} = 0.0715 \text{ m}$$

*b*) La tasa de flujo de energía es

$$\dot{W}_{\text{flujo}} = \dot{m}Pv = (18/60 \text{ kg/s})(300 \text{ kPa})(0.3349 \text{ m}^3/\text{kg}) = 30.14 \text{ kW}$$

*c*) La tasa de la energía transportada por la masa es

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{masa}} &= \dot{m}(h + ec) = \dot{m} \left( c_p T + \frac{1}{2} V^2 \right) \\ &= (18/60 \text{ kg/s}) \left[ (1.008 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(77 + 273 \text{ K}) + \frac{1}{2} (25 \text{ m/s})^2 \left( \frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) \right] \\ &= 105.94 \text{ kW} \end{aligned}$$

*d*) Si se omite la energía cinética en el cálculo de la energía transportada por la masa

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h = \dot{m}c_p T = (18/60 \text{ kg/s})(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(77 + 273 \text{ K}) = 105.84 \text{ kW}$$

Por consiguiente, el error implicado si se ignora la energía cinética es de sólo 0.09 por ciento.

**Comentario** El valor numérico de la energía transportada sólo por el aire carece de importancia ya que este valor depende del punto de referencia seleccionado para la entalpía (incluso podría ser negativo). La cantidad significativa es la diferencia entre las entalpías del aire en el tubo y del aire ambiente puesto que guarda una relación directa con la cantidad de energía suministrada para calentar el aire desde la temperatura ambiente hasta 77 °C.



FIGURA 5-17

Esquema para el ejemplo 5-3.



FIGURA 5-18

Muchos sistemas de energía como las centrales eléctricas operan en condiciones estacionarias.

© Malcolm Fife /Getty Images RF.

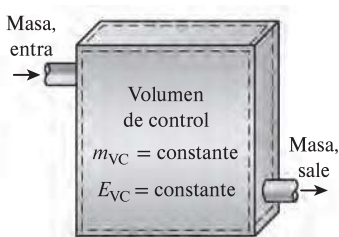


FIGURA 5-19

En condiciones de flujo estacionario, el contenido de masa y energía de un volumen de control permanecen constantes.

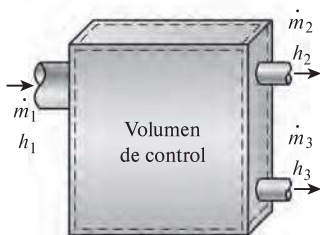


FIGURA 5-20

En condiciones de flujo estacionario, las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes (no cambian con el tiempo).

### 5-3 ■ ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS DE FLUJO ESTACIONARIO

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos bajo las mismas condiciones una vez completado el periodo de inicio transitorio y establecida la operación estacionaria; y se clasifican como *dispositivos de flujo estacionario* (Fig. 5-18). Los procesos en los que se utilizan estos dispositivos se pueden representar razonablemente bien a través de un proceso un tanto idealizado, llamado **proceso de flujo estacionario**, definido en el capítulo 1 como *un proceso durante el cual un fluido fluye de manera estacionaria por un volumen de control*. Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso. (Recuerde, *estacionario* significa *ningún cambio con el tiempo*.)

Durante un proceso de flujo estacionario, ninguna propiedad intensiva o extensiva *dentro del volumen de control* cambia con el tiempo. Por lo tanto, el volumen  $V$ , la masa  $m$  y el contenido de energía total  $E$  del volumen de control permanecen constantes (Fig. 5-19). Como resultado, el trabajo de frontera es cero para sistemas de flujo estacionario (puesto que  $V_{VC} = \text{constante}$ ) y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que  $m_{VC} = \text{constante}$  y  $E_{VC} = \text{constante}$ ). Estas observaciones simplifican en gran medida el análisis.

Las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes durante un proceso de flujo estacionario. Sin embargo, las propiedades pueden ser diferentes en entradas y salidas distintas, e incluso podrían variar en la sección transversal de una entrada o salida. No obstante, las propiedades, entre otras la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo tanto en un punto fijo como en una entrada o salida. Se deduce entonces que el flujo másico del fluido en una abertura debe permanecer constante durante un proceso de flujo estacionario (Fig. 5-20). Como una simplificación adicional, las propiedades del fluido en una abertura comúnmente son consideradas uniformes (en algún valor promedio) en la sección transversal. Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden ser especificadas por los valores promedio únicos. Asimismo, las interacciones de *calor* o *trabajo* entre un sistema de flujo estacionario y sus alrededores no cambian con el tiempo. Por lo tanto, la potencia que entrega un sistema y la tasa de transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estacionario.

El *balance de masa* para un sistema general de flujo estacionario se dio en la sección 5-1 como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (\text{kg/s}) \quad (5-31)$$

El balance de masa para un sistema de flujo estacionario de corriente única (con sólo una entrada y una salida) se dio como

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (5-32)$$

donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de la entrada y la salida, respectivamente,  $\rho$  es la densidad,  $V$  la velocidad promedio de flujo en la dirección del flujo y  $A$  el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante ( $E_{VC} = \text{constante}$ ); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ( $\Delta E_{VC} = 0$ ). En con-

secuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estacionario a

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \overset{0 \text{ (estable)}}{=} 0 \quad (5-33)$$

o bien

*Balance de energía:*

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta de entrada por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta de salida por calor, trabajo y masa}} \quad (\text{kW}) \quad (5-34)$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación 5-34 para un sistema general de flujo estacionario se puede escribir también de manera explícita como

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\theta \quad (5-35)$$

o bien

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5-36)$$

por cada entrada  por cada salida

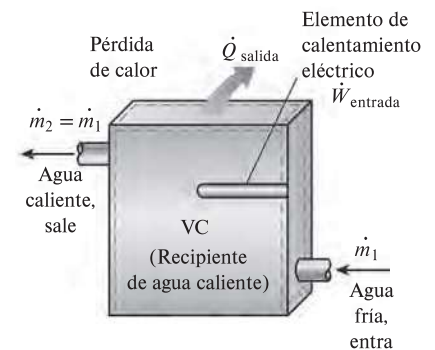
dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa resulta  $\theta = h + ec + ep = h + V^2/2 + gz$ . La relación del balance de energía para sistemas de flujo estacionario apareció por vez primera en 1859 en un libro de termodinámica alemán escrito por Gustav Zeuner.

Como ejemplo, considere un calentador eléctrico de agua ordinario en operación estacionaria, como se ilustra en la figura 5-21. Una corriente de agua fría con un flujo másico  $\dot{m}$  fluye de forma continua hacia el calentador, mientras otra de agua caliente con el mismo flujo másico sale continuamente del calentador. El calentador de agua (el volumen de control) está perdiendo calor hacia el aire circundante a una tasa de  $\dot{Q}_{\text{salida}}$ , y el elemento eléctrico de calentamiento suministra trabajo eléctrico (calentamiento) al agua a una tasa de  $\dot{W}_{\text{entrada}}$ . Con base en el principio de conservación de la energía se puede decir que la corriente de agua experimenta un incremento en su energía total a medida que fluye por el calentador, lo cual es igual a la energía eléctrica suministrada al agua menos las pérdidas de calor.

La relación del balance de energía recién presentada es de naturaleza intuitiva y es fácil de usar cuando se conocen las magnitudes y direcciones de transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, cuando se lleva a cabo un estudio analítico general o se debe resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, se requiere suponer una dirección para las interacciones de éstos. En tales casos, es práctica común suponer que se transferirá calor *hacia el sistema* (entrada de calor) a una tasa  $\dot{Q}$ , y que se producirá trabajo *por el sistema* (salida de trabajo) a una tasa  $\dot{W}$ , para después resolver el problema. La primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estacionario se convierte en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5-37)$$

por cada salida  por cada entrada



**FIGURA 5-21**

Un calentador de agua en operación estacionaria.

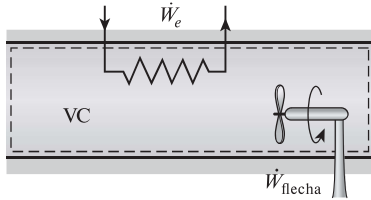


FIGURA 5-22

En operación estacionaria, los trabajos de flecha y eléctrico son las únicas formas de trabajo en un sistema simple compresible.

Obtener una cantidad negativa para  $\dot{Q}$  o  $\dot{W}$  significa simplemente que la suposición es errónea y se debe invertir. Para dispositivos de una sola corriente, la ecuación del balance de energía de flujo estacionario es

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \tag{5-38}$$

Al dividir la ecuación 5-38 entre  $\dot{m}$  se obtiene el balance de energía por unidad de masa como

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \tag{5-39}$$

donde  $q = \dot{Q}/\dot{m}$  y  $w = \dot{W}/\dot{m}$  son la transferencia de calor y el trabajo hecho por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinética y potencial (es decir,  $\Delta ec \cong 0$ ,  $\Delta ep \cong 0$ ), la ecuación del balance de energía se reduce a

$$q - w = h_2 - h_1 \tag{5-40}$$

Los distintos términos que aparecen en las ecuaciones anteriores son:

$\dot{Q}$  = tasa de transferencia de calor entre el volumen de control y sus alrededores.

Cuando el volumen de control está perdiendo calor (como en el caso del calentador de agua),  $\dot{Q}$  es negativo. Si el volumen de control está bien aislado (es decir, es adiabático), entonces  $\dot{Q} = 0$ .

$\dot{W}$  = potencia. Para dispositivos de flujo estacionario, el volumen de control es constante; por lo tanto, no hay trabajo de frontera. El trabajo requerido para meter y sacar masa del volumen de control se toma en cuenta usando las entalpías para la energía de corrientes de fluido en lugar de energías internas. Entonces  $\dot{W}$  representa las formas restantes de trabajo por unidad de tiempo (Fig. 5-22). Muchos dispositivos de flujo estacionario, como turbinas, compresores y bombas, transmiten potencia mediante una flecha, y  $\dot{W}$  se convierte simplemente en el trabajo de flecha para esos dispositivos. Si la superficie de control es cruzada por alambres eléctricos (como en el caso del calentador eléctrico de agua),  $\dot{W}$  representa el trabajo eléctrico hecho por unidad de tiempo. Si ninguno está presente, entonces  $\dot{W} = 0$ .

$\Delta h = h_2 - h_1$ . El cambio de entalpía de un fluido se determina al leer en las tablas los valores de entalpía en los estados de salida y entrada. Para gases ideales se puede aproximar mediante  $\Delta h = c_{p, prom}(T_2 - T_1)$ . Observe que  $(\text{kg/s})(\text{kJ/kg}) \cong \text{kW}$ .

$\Delta ec = (V_2^2 - V_1^2)/2$ . La unidad de energía cinética es  $\text{m}^2/\text{s}^2$ , la cual es equivalente a  $\text{J/kg}$  (Fig. 5-23). Comúnmente la entalpía se da en  $\text{kJ/kg}$ . Para sumar estas dos cantidades, la energía cinética se debe expresar en  $\text{kJ/kg}$ , lo que se lleva a cabo sin dificultad al dividir entre 1 000. Una velocidad de 45 m/s corresponde a una energía cinética de sólo 1  $\text{kJ/kg}$ , un valor muy pequeño comparado con los valores de entalpía encontrados en la práctica. Así, se puede ignorar el término de energía cinética a velocidades bajas. Cuando un fluido entra y sale de un dispositivo de flujo estacionario a más o menos la misma velocidad ( $V_1 \cong V_2$ ), el cambio en la energía cinética es cercano a cero sin importar la velocidad. Sin embargo, se debe tener cuidado a altas velocidades, porque cambios pequeños en estas velocidades pueden causar cambios importantes en la energía cinética (Fig. 5-24).

$\Delta ep = g(z_2 - z_1)$ . Para la energía potencial se puede argumentar de manera similar. Un cambio de energía potencial de 1  $\text{kJ/kg}$  corresponde a una diferen-

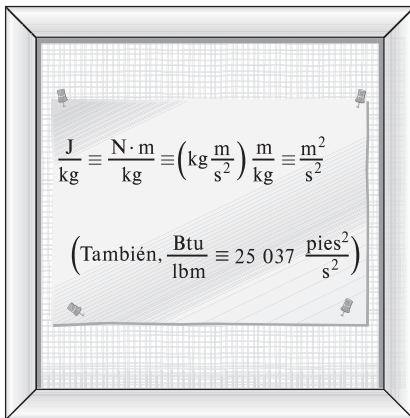


FIGURA 5-23

Las unidades  $\text{m}^2/\text{s}^2$  y  $\text{J/kg}$  son equivalentes.

	$V_1$	$V_2$	$\Delta ec$
	m/s	m/s	kJ/kg
	0	45	1
	50	67	1
	100	110	1
	200	205	1
	500	502	1

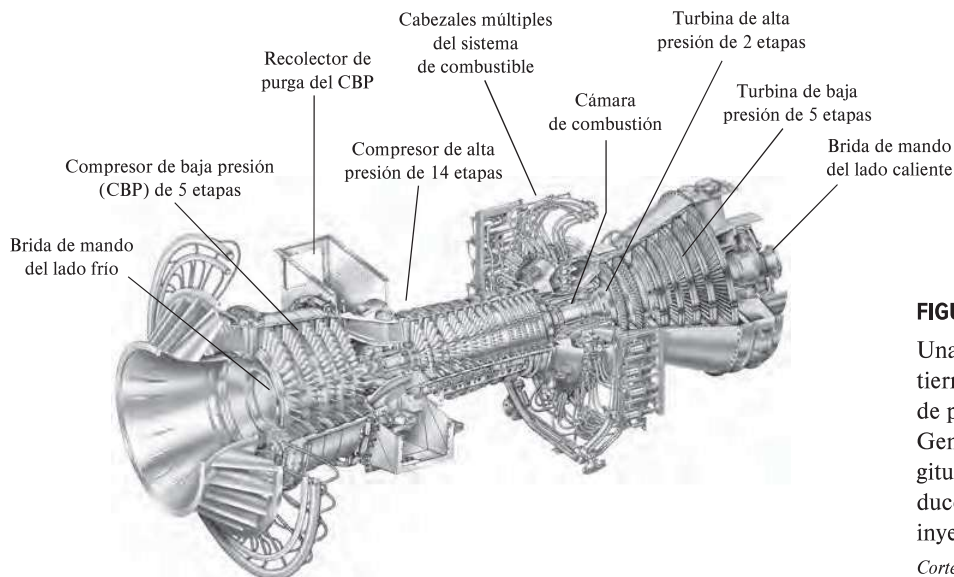
FIGURA 5-24

A velocidades muy altas, incluso cambios pequeños de velocidad causan cambios importantes en la energía cinética del fluido.

cia de elevación de 102 m; la diferencia de elevación entre la entrada y la salida de la mayor parte de los dispositivos industriales como turbinas y compresores está muy debajo de este valor, por lo que para dichos dispositivos se ignora siempre el término de energía potencial. La única vez que el término de energía potencial cobra relevancia es cuando en el proceso se necesita bombear un fluido a grandes alturas y se tiene interés en la energía de bombeo requerida.

## 5-4 ■ ALGUNOS DISPOSITIVOS INGENIERILES DE FLUJO ESTACIONARIO

Muchos dispositivos de ingeniería operan en esencia bajo las mismas condiciones durante periodos largos. Por ejemplo, los componentes de una termoelectrónica (turbinas, compresores, intercambiadores de calor y bombas) operan sin parar durante meses antes de detener el sistema para mantenimiento (Fig. 5-25); por lo tanto, pueden ser analizados de manera conveniente como dispositivos de flujo estacionario.



**FIGURA 5-25**

Una turbina moderna de gas basada en tierra que se utiliza para la producción de potencia eléctrica. Ésta es una turbina General Electric LM5000. Tiene una longitud de 6.2 m, pesa 12.5 toneladas y produce 55.2 MW a 3 600 rpm, con inyección de vapor.

*Cortesía de GE Power Systems*

En esta sección se describen algunos dispositivos comunes de flujo estacionario y se analizan algunos aspectos termodinámicos del flujo que pasa por ellos. Los principios de conservación de la masa y de conservación de la energía para estos dispositivos se ilustran con ejemplos.

### 1 Toberas y difusores

Las toberas y los difusores se utilizan generalmente en motores de propulsión por reacción, cohetes, vehículos espaciales e incluso en mangueras de jardín. Una **tobera** es un dispositivo que *incrementa la velocidad de un fluido* a expensas de la presión. Un **difusor** es un dispositivo que *incrementa la presión de un fluido* al desacelerarlo. Es decir, las toberas y los difusores llevan a cabo tareas opuestas. El área de la sección transversal de una tobera disminuye en la dirección de flujo para flujos subsónicos y aumenta para los supersónicos. Lo contrario es cierto para los difusores.

La tasa de transferencia de calor entre el fluido que fluye por una tobera o un difusor y los alrededores es comúnmente muy pequeña ( $\dot{Q} \approx 0$ ) ya que el fluido

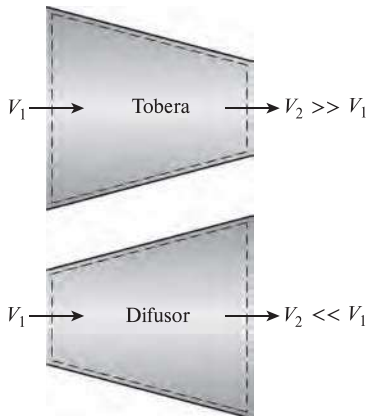


FIGURA 5-26

La forma de toberas y difusores es tal que causan grandes cambios en la velocidad del fluido y, por lo tanto, en la energía cinética.



FIGURA 5-27

El difusor del motor de jet mencionado en el ejemplo 5-4.

© Yunus Çengel

tiene velocidades altas y por lo tanto no se mantiene suficiente tiempo en el dispositivo como para que ocurra alguna transferencia de calor importante. Las toberas y difusores por lo común no implican trabajo ( $\dot{W} = 0$ ) y cualquier cambio de energía potencial es insignificante ( $\Delta ep \cong 0$ ). Pero las toberas y los difusores normalmente están relacionados con velocidades muy altas, entonces cuando un fluido pasa por alguno de estos dispositivos experimenta grandes cambios en su velocidad (Fig. 5-26). Por lo tanto, se deben tomar en cuenta los cambios de energía cinética al analizar el flujo por estos dispositivos ( $\Delta ec \neq 0$ ).

#### EJEMPLO 5-4 Desaceleración del aire en un difusor

En el difusor de un motor de propulsión entra en régimen estacionario aire a  $10^\circ\text{C}$  y  $80\text{ kPa}$ , con una velocidad de  $200\text{ m/s}$ . El área de entrada al difusor es  $0.4\text{ m}^2$ . El aire sale del difusor con una velocidad que es muy pequeña comparada con la velocidad de entrada. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la temperatura del aire que sale del difusor.

**SOLUCIÓN** Al difusor de un motor de propulsión por reacción entra aire en régimen estacionario a una velocidad especificada. Se determinarán el flujo másico del aire y la temperatura en la salida del difusor.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . **2** El aire es un gas ideal puesto que está a temperatura alta y presión baja con respecto a sus valores de punto crítico. **3** El cambio de energía potencial es cero,  $\Delta ep = 0$ . **4** La transferencia de calor es insignificante. **5** La energía cinética en la salida del difusor es insignificante. **6** No hay interacciones de trabajo.

**Análisis** Se considera al difusor como el sistema (Fig. 5-27), 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  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ .

*a*) Para determinar el flujo másico, primero es necesario hallar el volumen específico del aire. Esto se determina a partir de la relación de gas ideal en las condiciones de entrada:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(283\text{ K})}{80\text{ kPa}} = 1.015\text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015\text{ m}^3/\text{kg}} (200\text{ m/s})(0.4\text{ m}^2) = 78.8\text{ kg/s}$$

Dado que el flujo es estacionario, el flujo másico a través del difusor permanece constante en este valor.

*b*) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

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

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta ep \cong 0)$$

$$h_2 = h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

La velocidad de salida de un difusor comúnmente es pequeña comparada con la velocidad de entrada ( $V_2 \ll V_1$ ); por lo tanto, la energía cinética en la salida es insignificante. La entalpía del aire en la entrada del difusor se determina a partir de la tabla del aire (tabla A-17) como

$$h_1 = h_{a, 283 \text{ K}} = 283.14 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo se obtiene

$$\begin{aligned} h_2 &= 283.14 \text{ kJ/kg} - \frac{0 - (200 \text{ m/s})^2}{2} \left( \frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) \\ &= 303.14 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

De la tabla A-17, la temperatura correspondiente a este valor de entalpía es

$$T_2 = 303 \text{ K}$$

**Comentario** Este resultado muestra que la temperatura del aire se incrementa en cerca de 20 °C a medida que este fluido se desacelera en el difusor. El aumento de temperatura se debe sobre todo a la conversión de energía cinética en energía interna.

### EJEMPLO 5-5 Aceleración de vapor en una tobera

A una tobera cuya área de entrada es 0.2 pie<sup>2</sup> entra en forma estacionaria vapor de agua a 250 psia y 700 °F. El flujo másico de vapor por la tobera es 10 lbm/s. El vapor sale de la tobera a 200 psia con una velocidad de 900 pies/s. Las pérdidas de calor desde la tobera por unidad de masa del vapor se estiman en 1.2 Btu/lbm. Determine a) la velocidad de entrada y b) la temperatura de salida del vapor.

**SOLUCIÓN** A una tobera entra vapor de agua en forma estacionaria a un flujo y velocidad especificados. Se determinarán la velocidad de entrada del vapor y la temperatura de salida.

**Suposiciones** 1 Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en algún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . 2 No hay interacciones de trabajo. 3 El cambio de energía potencial es cero,  $\Delta ep = 0$ .

**Análisis** Se toma a la tobera como el sistema (Fig. 5-28), 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  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ .

a) El volumen específico y la entalpía del calor en la entrada de la tobera son

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 250 \text{ psia} \\ T_1 &= 700 \text{ °F} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} v_1 &= 2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm} \\ h_1 &= 1371.4 \text{ Btu/lbm} \end{aligned} \quad (\text{tabla A-6E})$$

Entonces,

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{1}{v_1} V_1 A_1 \\ 10 \text{ lbm/s} &= \frac{1}{2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm}} (V_1)(0.2 \text{ pie}^2) \\ V_1 &= 134.4 \text{ pies/s} \end{aligned}$$

b) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

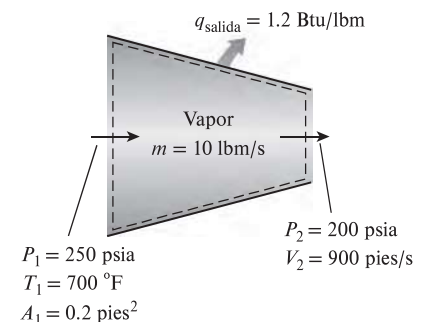


FIGURA 5-28

Esquema para el ejemplo 5-5.

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0 \text{ (estable)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta e_p \cong 0)$$

Al dividir entre el flujo másico  $\dot{m}$  y sustituir,  $h_2$  se determina como

$$h_2 = h_1 - q_{\text{salida}} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$$= (1371.4 - 1.2) \text{ Btu/lbm} - \frac{(900 \text{ pies/s})^2 - (134.4 \text{ pies/s})^2}{2} \left( \frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25\,037 \text{ pies}^2/\text{s}^2} \right)$$

$$= 1354.4 \text{ Btu/lbm}$$

Entonces,

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 200 \text{ psia} \\ h_2 = 1354.4 \text{ Btu/lbm} \end{array} \right\} T_2 = 662.0 \text{ }^\circ\text{F} \quad (\text{tabla A-6E})$$

**Comentario** Observe que la temperatura del vapor disminuye en 38.0 °F a medida que pasa por la tobera. Esta disminución de temperatura se debe principalmente a la conversión de energía interna en energía cinética. (La pérdida de calor es demasiado pequeña para causar algún efecto importante en este caso.)



**FIGURA 5-29**

Álabes de turbina unidas al eje de la turbina.

© Miss Kanithar Aiumla-Or/Shutterstock RF

## 2 Turbinas y compresores

En las centrales eléctricas de vapor, gas o en hidroeléctricas, el dispositivo que impulsa al generador eléctrico es la turbina. A medida que el fluido pasa por ésta se hace trabajo contra los álabes, los cuales están unidos a la flecha, la cual a su vez gira y la turbina produce trabajo (Fig. 5-29).

Al igual que las bombas y los ventiladores, los compresores son dispositivos que se utilizan para incrementar la presión de un fluido. A estos dispositivos el trabajo se suministra desde una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto los compresores requieren entrada de trabajo. Aun cuando estos tres dispositivos funcionan de manera similar, difieren en las tareas que llevan a cabo. Un *ventilador* se usa sobre todo para movilizar un gas y sólo incrementa ligeramente la presión, mientras que un *compresor* es capaz de comprimir el gas a presiones muy altas. Las *bombas* funcionan de manera muy parecida a los compresores excepto que manejan líquidos en lugar de gases.

Note que las turbinas producen potencia mientras que los compresores, bombas y ventiladores requieren entrada de potencia. La transferencia de calor desde las turbinas por lo general es insignificante ( $\dot{Q} \cong 0$ ) ya que normalmente están bien aisladas. La transferencia de calor es también insignificante para los compresores, a menos que haya enfriamiento intencional. Los cambios de energía potencial son insignificantes para todos estos dispositivos ( $\Delta e_p \cong 0$ ); mientras que las velocidades, con excepción de turbinas y ventiladores, son demasiado bajas para causar algún cambio importante en su energía cinética ( $\Delta e_c \cong 0$ ). Las velocidades de fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas, por lo que el fluido experimenta un cambio importante en su energía ciné-

tica. Sin embargo, este cambio es por lo regular muy pequeño con respecto al cambio de entalpía, por lo tanto no se toma en cuenta.

**EJEMPLO 5-6 Compresión de aire mediante un compresor**

Aire a 100 kPa y 280 K se comprime en régimen estacionario hasta 600 kPa y 400 K. El flujo másico del aire es 0.02 kg/s y ocurre una pérdida de calor de 16 kJ/kg durante el proceso. Si se supone que los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, determine la entrada de potencia necesaria al compresor.

**SOLUCIÓN** Se comprime aire en forma estacionaria mediante un compresor hasta una temperatura y presión especificadas. Se determinará el requerimiento de potencia al compresor.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso de flujo estacionario puesto que no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . **2** El aire es un gas ideal porque está a temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son cero,  $\Delta ec = \Delta ep = 0$ .

**Análisis** Se considera al compresor como el sistema (Fig. 5-30), el cual es un volumen de control porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que solamente hay una entrada y una salida, por lo tanto  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ . Asimismo, el sistema cede calor y se suministra trabajo al mismo.

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

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

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{puesto que } \Delta ec = \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}q_{\text{salida}} + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

La entalpía de un gas ideal depende sólo de la temperatura, de modo que las entalpías del aire a las temperaturas especificadas se determinan de la tabla para el aire (tabla A-17)

$$h_1 = h_{a, 280 \text{ K}} = 280.13 \text{ kJ/kg}$$

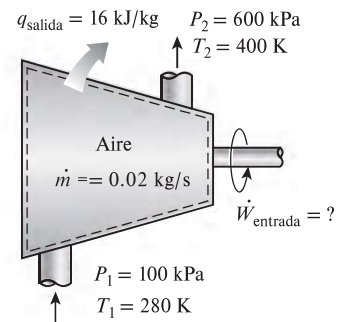
$$h_2 = h_{a, 400 \text{ K}} = 400.98 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo, la entrada de potencia al compresor se determina como

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = (0.02 \text{ kg/s})(16 \text{ kJ/kg}) + (0.02 \text{ kg/s})(400.98 - 280.13) \text{ kJ/kg}$$

$$= 2.74 \text{ kW}$$

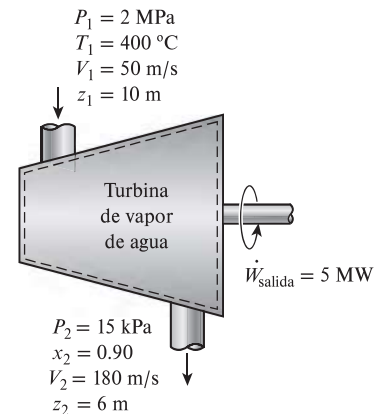
**Comentario** Observe que la entrada de energía mecánica al compresor se manifiesta mediante un aumento en la entalpía del aire y una pérdida de calor desde el compresor.



**FIGURA 5-30**  
Esquema para el ejemplo 5-6.

**EJEMPLO 5-7 Generación de potencia mediante una turbina de vapor**

La salida de potencia de una turbina de vapor adiabática es 5 MW, mientras que las condiciones de entrada y salida del vapor de agua son como se indica en la figura 5-31.



**FIGURA 5-31**  
Esquema para el ejemplo 5-7.

- a) Compare las magnitudes de  $\Delta h$ ,  $\Delta ec$  y  $\Delta ep$ .  
 b) Determine el trabajo hecho por unidad de masa del vapor de agua que fluye por la turbina.  
 c) Calcule el flujo másico del vapor.

**SOLUCIÓN** Están dadas las condiciones de entrada y salida de una turbina de vapor, así como su potencia de salida. Se determinarán los cambios en las energías cinética y potencial y la entalpía del vapor, así como el trabajo hecho por unidad de masa y el flujo másico del vapor.

**Suposiciones 1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, de modo que  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ .  
**2** El sistema es adiabático, por lo tanto no hay transferencia de calor.

**Análisis** Se toma 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, así que  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ . También, el sistema realiza trabajo. Se tienen las velocidades de entrada y salida y las elevaciones, entonces hay que considerar las energías cinética y potencial.

a) En la entrada, el vapor de agua está en un estado de vapor sobrecalentado, y su entalpía es

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 2 \text{ MPa} \\ T_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 3248.4 \text{ kJ/kg} \quad (\text{tabla A-6})$$

En la salida de la turbina, es obvio que se tiene un vapor húmedo a una presión de 15 kPa. La entalpía en este estado es

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [225.94 + (0.9)(2372.3)] \text{ kJ/kg} = 2361.01 \text{ kJ/kg}$$

Entonces

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2361.01 - 3248.4) \text{ kJ/kg} = -887.39 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta ec = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180 \text{ m/s})^2 - (50 \text{ m/s})^2}{2} \left( \frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = 14.95 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta ep = g(z_2 - z_1) = (9.81 \text{ m/s}^2)[(6 - 10) \text{ m}] \left( \frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = -0.04 \text{ kJ/kg}$$

b) El balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en la forma de tasa como

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

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (\text{dado que } \dot{Q} = 0)$$

Al dividir entre el flujo másico  $\dot{m}$  y sustituir, el trabajo que realiza la turbina por unidad de masa del vapor se determina por

$$w_{\text{salida}} = - \left[ (h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] = -(\Delta h + \Delta ec + \Delta ep)$$

$$= -[-887.39 + 14.95 - 0.04] \text{ kJ/kg} = 872.48 \text{ kJ/kg}$$

c) El flujo másico requerido para una salida de potencia de 5 MW es

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{salida}}}{w_{\text{salida}}} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{872.48 \text{ kJ/kg}} = 5.73 \text{ kg/s}$$

**Comentario** De estos resultados se pueden hacer dos observaciones. Una es que el cambio de energía potencial es insignificante en comparación con los cambios de entalpía y de energía cinética, lo cual es representativo de la mayor parte de los sistemas de ingeniería. Segunda, como resultado de la baja presión y por ende del alto volumen específico, la velocidad del vapor en la salida de la turbina puede ser muy alta. Sin embargo, el cambio de energía cinética es una pequeña fracción del cambio de entalpía (menos de 2 por ciento en este caso) y, por lo tanto, suele ser ignorado.

### 3 Válvulas de estrangulamiento

Las válvulas de estrangulamiento son *dispositivos de diferentes tipos que restringen el flujo* de un fluido provocando una caída relevante de presión. Algunos ejemplos comunes son válvulas ajustables ordinarias, tubos capilares y tapones porosos (Fig. 5-32). A diferencia de las turbinas, producen una caída de presión sin implicar trabajo. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una *gran disminución de temperatura*, por esa razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire. La magnitud de la caída de temperatura (o, a veces, el aumento de temperatura) durante un proceso de estrangulamiento se rige por una propiedad llamada *coeficiente de Joule-Thomson*, analizada en el capítulo 12.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ( $q \cong 0$ ) puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. Tampoco se realiza trabajo ( $w = 0$ ) y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar, es muy pequeño ( $\Delta ep \cong 0$ ). Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ( $\Delta ec \cong 0$ ). Entonces la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a

$$h_2 \cong h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5-41)$$

Es decir, los valores de entalpía en la entrada y la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Por esta razón, una válvula de estrangulamiento se denomina a veces *dispositivo isentálpico*. Observe, sin embargo, que para dispositivos de estrangulamiento con grandes áreas de superficie expuestas como en los tubos capilares, la transferencia de calor podría ser importante.

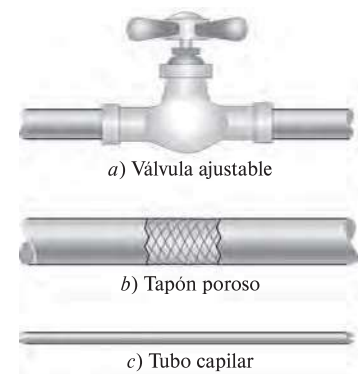
Para comprender mejor de qué manera el estrangulamiento afecta las propiedades del fluido, se expresa la ecuación 5-41 como sigue:

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2$$

o bien,

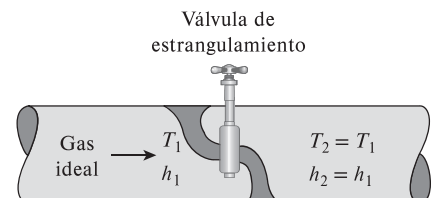
$$\text{Energía interna} + \text{energía de flujo} = \text{constante}$$

Así, el resultado final de un proceso de estrangulamiento depende de cuál de las dos cantidades se aumente durante el proceso. Si el flujo de energía se incrementa durante el proceso ( $P_2 v_2 > P_1 v_1$ ), esto se puede hacer a expensas de la energía interna. Como resultado, la energía interna disminuye, lo cual por lo regular va acompañado de una disminución de temperatura. Si se disminuye el producto  $Pv$ , la energía interna y la temperatura de un fluido se incrementarán durante un proceso de estrangulamiento. En el caso de un gas ideal,  $h = h(T)$ ; por lo tanto, la temperatura tiene que permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento (Fig. 5-33).



**FIGURA 5-32**

Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos que causan grandes caídas de presión en el fluido.



**FIGURA 5-33**

La temperatura de un gas ideal no cambia durante un proceso de estrangulamiento ( $h = \text{constante}$ ) porque  $h = h(T)$ .

Válvula de estrangulamiento

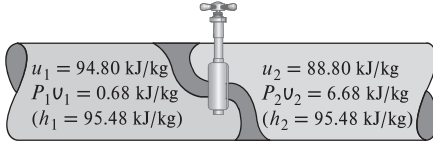


FIGURA 5-34

Durante un proceso de estrangulamiento, la entalpía (energía de flujo + energía interna) de un fluido permanece constante. Pero las energías interna y de flujo se pueden convertir entre sí.

### EJEMPLO 5-8 Expansión del refrigerante 134a en un refrigerador

Al tubo capilar de un refrigerador entra refrigerante 134a como líquido saturado a 0.8 MPa, el cual se estrangula a una presión de 0.12 MPa. Determine la calidad del refrigerante en el estado final y la disminución de temperatura durante este proceso.

**SOLUCIÓN** El refrigerante 134a que entra a un tubo capilar como líquido saturado se hace pasar a través de un dispositivo de estrangulamiento a una presión especificada. Se determinará la calidad del refrigerante y la disminución de temperatura a la salida.

**Suposiciones** 1 La transferencia de calor desde el tubo es insignificante. 2 El cambio de energía cinética del refrigerante es insignificante.

**Análisis** Un tubo capilar es un simple dispositivo que restringe el flujo, el cual se emplea comúnmente en refrigeración para causar una gran caída de presión en el refrigerante. El flujo por un tubo capilar es un proceso de estrangulamiento; así, la entalpía del refrigerante permanece constante (Fig. 5-34).

$$\text{A la entrada: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 0.8 \text{ MPa} \\ \text{líquido sat.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_1 = T_{\text{sat a } 0.8 \text{ MPa}} = 31.31 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_1 = h_{f \text{ a } 0.8 \text{ MPa}} = 95.48 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad (\text{tabla A-12})$$

$$\text{A la salida: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 0.12 \text{ MPa} \\ (h_2 = h_1) \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_f = 22.47 \text{ kJ/kg} \\ h_g = 236.99 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad T_{\text{sat}} = -22.32 \text{ }^\circ\text{C}$$

Es evidente que  $h_f < h_2 < h_g$ ; así, el refrigerante sale como un vapor húmedo en el estado de salida. La calidad en este estado es

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.48 - 22.47}{236.99 - 22.47} = 0.340$$

Como el estado de salida es un vapor húmedo a 0.12 MPa, la temperatura de salida debe ser la temperatura de saturación a esta presión, la cual es  $-22.32 \text{ }^\circ\text{C}$ . Entonces el cambio de temperatura para este proceso es

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-22.32 - 31.31)^\circ\text{C} = -53.63 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Comentario** Observe que la temperatura del refrigerante disminuye en  $53.63 \text{ }^\circ\text{C}$  durante este proceso de estrangulamiento, que 34.0 por ciento del refrigerante se evapora durante el proceso, y que la energía necesaria para evaporar este refrigerante se absorbe del mismo refrigerante.

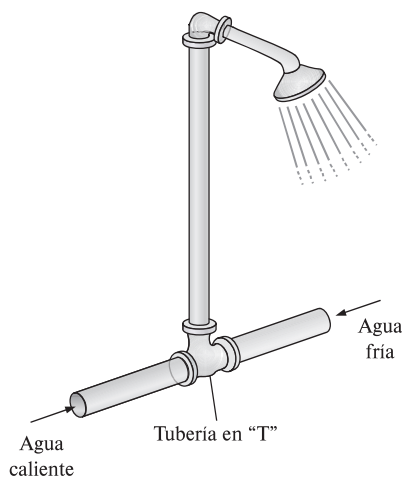


FIGURA 5-35

La tubería en forma de "T" de una regadera ordinaria sirve como cámara de mezcla para las corrientes de agua caliente y fría.

## 4a Cámaras de mezclado

En las aplicaciones de ingeniería, mezclar dos corrientes de fluido no es raro. La sección donde el proceso de mezclado tiene lugar se conoce como **cámara de mezclado**, la cual no tiene que ser exactamente una "cámara". Una tubería ordinaria en forma de "T" o en "Y" de una regadera, por ejemplo, sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua fría y caliente (Fig. 5-35).

El principio de conservación de la masa para una cámara de mezclado requiere que la suma de los flujos másicos entrantes sea igual al flujo másico de la mezcla saliente.

Las cámaras de mezclado por lo regular están bien aisladas ( $q \cong 0$ ) y normalmente no involucran trabajo ( $w = 0$ ). Asimismo, las energías cinética y potencial de las corrientes de fluido son comúnmente insignificantes ( $ec \cong 0$ ,  $ep \cong 0$ ). Entonces lo que queda en la ecuación de la energía son las energías totales de las corrientes entrantes y la mezcla que sale. El principio de conservación de la energía requiere que estas dos sean iguales entre sí; por lo tanto, para este caso la ecuación de conservación de la energía es análoga a la de la conservación de la masa.

**EJEMPLO 5-9 Mezclado de agua caliente y fría en una regadera**

Se tiene una regadera ordinaria donde se mezclan agua caliente a 140 °F y fría a 50 °F. Se desea suministrar un flujo estacionario de agua tibia a 110 °F. Determine la relación de los flujos másicos de agua caliente y fría. Suponga que las pérdidas de calor desde la cámara de mezclado son insignificantes y que el mezclado ocurre a una presión de 20 psia.

**SOLUCIÓN** En una regadera se mezclan agua fría y caliente a una temperatura especificada. Se determinará la relación de los flujos másicos del agua caliente y la fría para una temperatura especificada del flujo resultante.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes,  $ec \cong ep \cong 0$ . **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, por lo tanto  $\dot{Q} \cong 0$ . **4** No hay interacción de trabajo.

**Análisis** Se toma a la cámara de mezclado como el sistema (Fig. 5-36), el cual es un volumen de control porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que hay dos entradas y una salida.

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

$$\begin{aligned} \text{Balance de masa:} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} &= \frac{dm_{\text{sistema}}}{dt} \xrightarrow{0 \text{ (estable)}} = 0 \\ \dot{m}_{\text{entrada}} &= \dot{m}_{\text{salida}} \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \text{Balance de energía:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} &= \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \xrightarrow{0 \text{ (estable)}} = 0 \\ \dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\ \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 &= \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, ec \cong ep \cong 0) \end{aligned}$$

Combinando los balances de energía y masa,

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Al dividir esta ecuación entre  $\dot{m}_2$  se obtiene

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

donde  $y = \dot{m}_1/\dot{m}_2$  es la relación de flujo másico deseada.

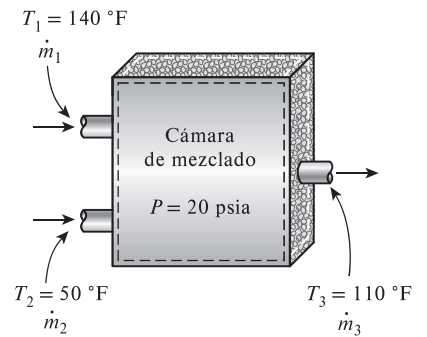
La temperatura de saturación del agua a 20 psia es 227.92 °F. Como las temperaturas de las tres corrientes están por abajo de este valor ( $T < T_{\text{sat}}$ ), el agua en las tres corrientes existe como un líquido comprimido (Fig. 5-37), el cual se puede aproximar como uno saturado a la temperatura dada. Así,

$$\begin{aligned} h_1 &\cong h_{f,a \ 140^\circ\text{F}} = 107.99 \text{ Btu/lbm} \\ h_2 &\cong h_{f,a \ 50^\circ\text{F}} = 18.07 \text{ Btu/lbm} \\ h_3 &\cong h_{f,a \ 110^\circ\text{F}} = 78.02 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

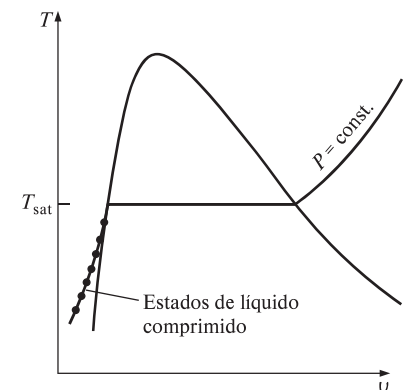
Al despejar  $y$ , y sustituir, se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{78.02 - 18.07}{107.99 - 78.02} = 2.0$$

**Comentario** El flujo másico del agua caliente debe ser el doble del flujo másico de agua fría para que la mezcla salga a 110 °F.



**FIGURA 5-36**  
Esquema para el ejemplo 5-9.



**FIGURA 5-37**  
Una sustancia existe como un líquido comprimido a temperaturas por debajo de la temperatura de saturación a la presión dada.

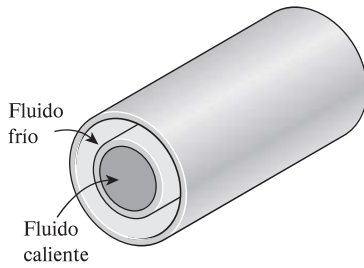


FIGURA 5-38

Un intercambiador de calor puede ser tan simple como dos tuberías concéntricas.

## 4b Intercambiadores de calor

Como su nombre lo indica, los **intercambiadores de calor** son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclados. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en varias industrias y su diseño es variado.

La forma más simple de un intercambiador de calor es un *intercambiador de calor de tubo doble* (conocido también como de *tubo y coraza*), como se muestra en la figura 5-38 y que se compone de dos tubos concéntricos de diámetros distintos. Un fluido corre por el tubo interno mientras otro lo hace en el espacio anular entre ambos tubos. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. Algunas veces el tubo interno tiene un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el área de transferencia de calor y, por consiguiente, la tasa de transferencia de calor. Las cámaras de mezclado analizadas antes se clasifican a veces como intercambiadores de calor de *contacto directo*.

El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: *en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante*.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo ( $w = 0$ ) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes ( $\Delta ec \cong 0$ ,  $\Delta ep \cong 0$ ) para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos *dentro* del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

Cuando todo el intercambiador de calor se selecciona como el volumen de control,  $\dot{Q}$  se vuelve cero porque la frontera para este caso queda justo debajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza (Fig. 5-39). Sin embargo, si únicamente se selecciona un fluido como el volumen de control, entonces el calor cruzará esta frontera y pasa de un fluido a otro, y  $\dot{Q}$  no será cero. De hecho,  $\dot{Q}$  en este caso será la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos.

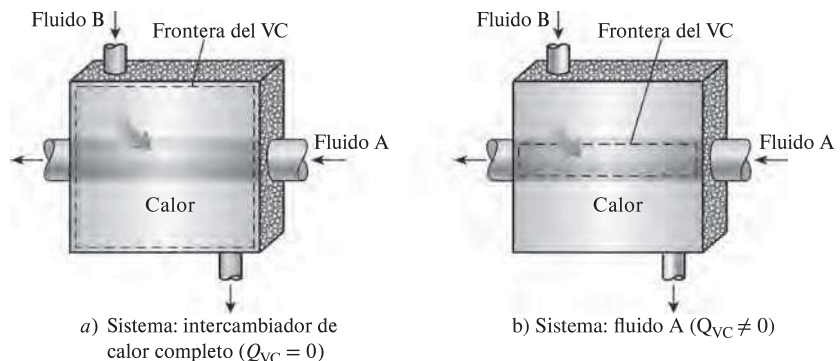


FIGURA 5-39

La transferencia de calor relacionada con un intercambiador de calor puede ser cero o distinta de cero dependiendo de cómo se elija el volumen de control.

### EJEMPLO 5-10 Enfriamiento del refrigerante 134a con agua

Refrigerante 134a se va a enfriar con agua en un condensador. El refrigerante entra al dispositivo con un flujo másico de 6 kg/min a 1 MPa y 70 °C, y sale a 35 °C. El agua de enfriamiento entra a 300 kPa y 15 °C y sale a 25 °C.

Sin considerar las caídas de presión, determine *a)* el flujo másico de agua de enfriamiento requerido y *b)* la tasa de transferencia de calor desde el refrigerante hacia el agua.

**SOLUCIÓN** Refrigerante 134a se enfría en un condensador por medio de una corriente de agua. Se determinará el flujo másico del agua de enfriamiento y la tasa de transferencia de calor del refrigerante hacia el agua.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes,  $ec \cong ep \cong 0$ . **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, así que  $\dot{Q} \cong 0$ . **4** No hay interacción de trabajo.

**Análisis** Se toma todo el intercambiador de calor como el sistema (Fig. 5-40), el cual es un volumen de control porque la masa cruza su frontera durante el proceso. En general, cuando se trata de dispositivos de flujo estacionario con varias corrientes hay varias posibilidades de selección del volumen de control, y la elección apropiada depende de la situación que se plantea. Se observa que hay dos corrientes de fluido (por lo tanto dos entradas y dos salidas) pero sin mezclado.

*a)* Bajo estas suposiciones y observaciones, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estacionario se pueden expresar en forma de tasa como:

$$\text{Balance de masa:} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}}$$

para cada corriente de fluido puesto que no hay mezclado. Así,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

$$\text{Balance de energía:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}}}_{0 \text{ (estable)}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{dado que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, ec \cong ep \cong 0)$$

La combinación de los balances de masa y energía da

$$\dot{m}_w (h_1 - h_2) = \dot{m}_R (h_4 - h_3)$$

Ahora es necesario determinar las entalpías en los cuatro estados. El agua existe como un líquido comprimido en la entrada y la salida ya que las temperaturas en ambos lugares están por abajo de la temperatura de saturación del agua a 300 kPa (133.52 °C). Considerando el líquido comprimido como uno saturado a las temperaturas dadas se tiene

$$h_1 \cong h_{f, 15^\circ\text{C}} = 62.982 \text{ kJ/kg} \quad (\text{tabla A-4})$$

$$h_2 \cong h_{f, 25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg}$$

El refrigerante entra al condensador como un vapor sobrecalentado y sale como líquido comprimido a 35 °C. De las tablas del refrigerante 134a.

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 1 \text{ MPa} \\ T_3 = 70^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 = 303.87 \text{ kJ/kg} \quad (\text{tabla A-13})$$

$$\left. \begin{array}{l} P_4 = 1 \text{ MPa} \\ T_4 = 35^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_4 \cong h_{f, 35^\circ\text{C}} = 100.88 \text{ kJ/kg} \quad (\text{tabla A-11})$$

Al sustituir, se encuentra

$$\dot{m}_w (62.982 - 104.83) \text{ kJ/kg} = (6 \text{ kg/min}) [(100.88 - 303.87) \text{ kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_w = 29.1 \text{ kg/min}$$

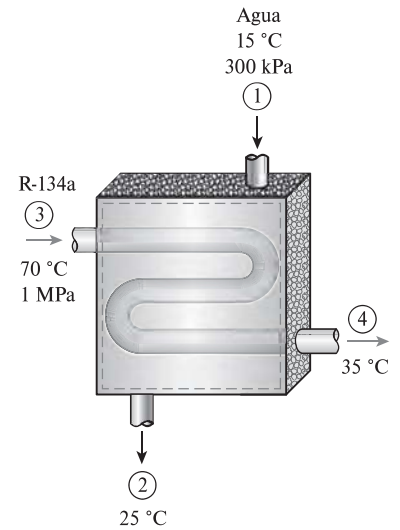


FIGURA 5-40

Esquema para el ejemplo 5-10.

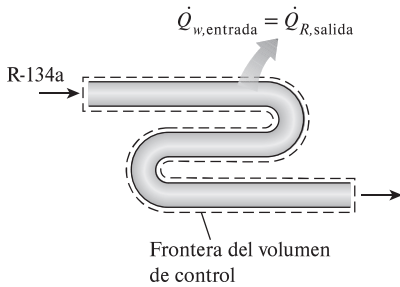


FIGURA 5-41

En un intercambiador de calor, la transferencia de calor depende de la elección del volumen de control.

b) Para determinar la transferencia de calor del refrigerante hacia el agua se tiene que elegir un volumen de control cuya frontera esté sobre la trayectoria de transferencia de calor. Se puede elegir el que ocupa cualquier fluido como el volumen de control. En este caso, se eligió el volumen que ocupa el agua. Se aplican todas las suposiciones expresadas antes, excepto que la transferencia de calor ya no es cero. Entonces, suponiendo que se va a transferir calor hacia el agua, el balance de energía para este sistema de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a

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

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{Q}_{w, \text{entrada}} + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_w h_2$$

Después de reordenar y sustituir se obtiene,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{w, \text{entrada}} &= \dot{m}_w (h_2 - h_1) = (29.1 \text{ kg/min})[(104.83 - 62.982) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1218 \text{ kJ/min} \end{aligned}$$

**Comentario** Si se hubiera elegido el volumen que ocupa el refrigerante como el de control (Fig. 5-41), se habría obtenido el mismo resultado para  $\dot{Q}_{R, \text{salida}}$  ya que el calor que gana el agua es igual al calor que pierde el refrigerante.



FIGURA 5-42

Las pérdidas de calor desde un fluido en movimiento por una tubería o ducto no aislado hacia el ambiente más frío podrían ser muy significativas.

## 5 Flujo en tuberías y ductos

El flujo (o la transferencia) de líquidos o gases en tuberías y ductos es de gran importancia en muchas aplicaciones de ingeniería. El flujo por una tubería o ducto comúnmente satisface las condiciones de flujo estacionario, de manera que se puede analizar como un proceso de flujo estacionario. Por supuesto, esto excluye los periodos transitorios de arranque y paro. La selección del volumen de control puede coincidir con la superficie interior de la porción de la tubería o ducto que se desea analizar.

En condiciones normales de operación, la cantidad de calor que gana o pierde el fluido puede ser muy significativa, en particular si la longitud de la tubería o ducto es grande (Fig. 5-42). En algunas ocasiones es deseable la transferencia de calor y es el único propósito que tiene el flujo. Algunos ejemplos de esto son el agua que fluye por las tuberías del horno de una planta de energía, el refrigerante que lo hace por un congelador y el flujo en los intercambiadores de calor. Otras veces la transferencia de calor es poco deseable y las tuberías o ductos se aíslan para evitar cualquier pérdida o ganancia de calor, en particular cuando la diferencia de temperatura entre el fluido que corre y los alrededores es grande. La transferencia de calor en este caso es insignificante.

Si en el volumen de control hay una sección de calentamiento (alambres eléctricos), un ventilador o una bomba (flecha), se deben considerar las interacciones de trabajo (Fig. 5-43), de las que el trabajo del ventilador por lo general es pequeño y con frecuencia se ignora en el análisis de energía.

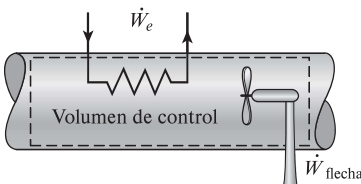


FIGURA 5-43

El flujo por una tubería o ducto podría implicar más de una forma de trabajo al mismo tiempo.

Las velocidades de flujo en ductos y tuberías son relativamente bajas, por lo que los cambios de energía cinética por lo general son insignificantes. Esto es cierto particularmente cuando el diámetro de la tubería o el ducto es constante y es posible ignorar los efectos de calentamiento. Sin embargo, los cambios de

energía cinética pueden ser importantes para el flujo de gas en ductos con áreas de sección transversal variable, sobre todo cuando son significativos los efectos de compresibilidad. El término de energía potencial también puede cobrar relevancia cuando el fluido experimenta un cambio de elevación considerable a medida que fluye por una tubería o ducto.

**EJEMPLO 5-11 Calentamiento eléctrico de aire en una casa**

Los sistemas de calentamiento eléctricos usados en muchas casas consisten en un simple ducto con calentadores de resistencia, en los que el aire se calienta cuando fluye sobre alambres de resistencia. Considere un sistema de calefacción eléctrico de 15 kW donde el aire entra a la sección de calentamiento a 100 kPa y 17 °C con un flujo volumétrico de 150 m<sup>3</sup>/min. Si en el ducto el aire pierde calor hacia los alrededores a una tasa de 200 W, determine la temperatura de salida del aire.

**SOLUCIÓN** Se tiene el sistema de calefacción de una casa. La temperatura de salida del aire se determinará para el consumo de potencia eléctrica y el flujo de aire especificados.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso de flujo estacionario porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto  $\Delta m_{VC} = 0$  y  $\Delta E_{VC} = 0$ . **2** El aire es un gas ideal porque está a una temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes,  $\Delta ec \cong \Delta ep \cong 0$ . **4** Para el aire se pueden usar calores específicos constantes a temperatura ambiente.

**Análisis** Se considera a la *porción de sección de calentamiento del ducto* como el sistema (Fig. 5-44), 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 y, por consiguiente,  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ . También, se pierde calor desde el sistema y se suministra trabajo eléctrico al mismo.

A las temperaturas encontradas en aplicaciones de calentamiento y sistemas de aire acondicionado,  $\Delta h$  se puede reemplazar por  $c_p \Delta T$ , donde  $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ , el valor a temperatura ambiente, con error insignificante (Fig. 5-45). Entonces el balance de energía para este sistema de flujo estacionario se puede expresar en forma de tasa como

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

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{e,\text{entrada}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{dado que } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0)$$

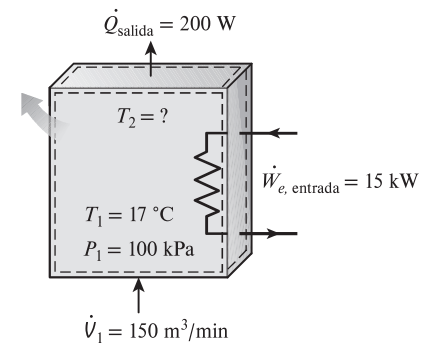
$$\dot{W}_{e,\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

De la relación de gas ideal, el volumen específico del aire en la entrada del ducto es

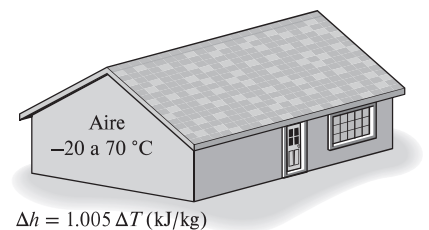
$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El flujo másico del aire por el ducto se determina a partir de

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150 \text{ m}^3/\text{min}}{0.832 \text{ m}^3/\text{kg}} \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.0 \text{ kg/s}$$



**FIGURA 5-44**  
Esquema para el ejemplo 5-11.



**FIGURA 5-45**  
El error relacionado con  $\Delta h = c_p \Delta T$ , donde  $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ , es menor que 0.5 por ciento para el aire en el intervalo de temperatura entre  $-20$  a  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Al sustituir las cantidades conocidas, la temperatura de salida del aire se determina como

$$(15 \text{ kJ/s}) - (0.2 \text{ kJ/s}) = (3 \text{ kg/s})(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(T_2 - 17)^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 21.9^\circ\text{C}$$

**Comentario** Observe que la transferencia de calor desde el ducto reduce la temperatura de salida del aire.

## 5-5 ■ ANÁLISIS DE PROCESOS DE FLUJO NO ESTACIONARIO

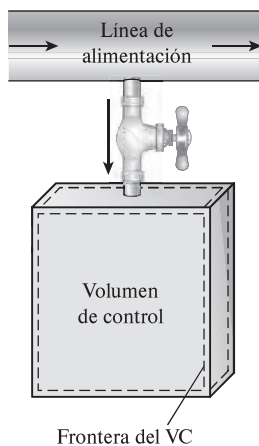


FIGURA 5-46

La carga de un recipiente rígido desde una línea de suministro es un proceso de flujo no estacionario porque tiene relación con cambios en el volumen de control.

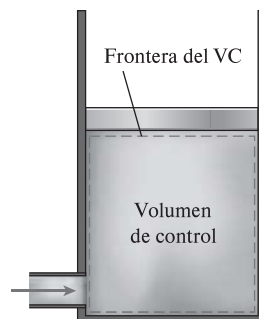


FIGURA 5-47

La forma y el tamaño de un volumen de control podrían cambiar durante un proceso de flujo no estacionario.

Durante un proceso de flujo estacionario no ocurren cambios dentro del volumen de control; por esto, no hay que preocuparse de lo que sucede dentro de las fronteras. No tener que preocuparse de ningún cambio dentro del volumen de control, con el tiempo simplifica en gran medida el análisis.

Sin embargo, muchos procesos en los que se tiene interés tienen que ver con cambios dentro del volumen de control a lo largo del tiempo. Esta clase de procesos se conocen como de *flujo no estacionario* o *flujo transitorio*. Obviamente, las relaciones de flujo estacionario desarrolladas antes no son aplicables a estos procesos. Cuando se analiza un proceso de flujo no estacionario es importante estar al tanto del contenido de masa y energía del volumen de control, así como de las interacciones de energía a través de la frontera.

Algunos procesos comunes de flujo no estacionario son, por ejemplo, la carga de recipientes rígidos desde líneas de suministro (Fig. 5-46), la descarga de un fluido desde un recipiente presurizado, la propulsión de una turbina de gas con aire a presión almacenado en un gran contenedor, el inflado de neumáticos o globos e incluso la cocción con una olla de presión ordinaria.

A diferencia de los procesos de flujo estacionario, los procesos de flujo no estacionario comienzan y terminan en algún tiempo finito en lugar de continuar indefinidamente. Por lo tanto, en esta sección se abordan los cambios que ocurren en algún intervalo de tiempo  $\Delta t$  en lugar de las tasas de cambios (cambios por unidad de tiempo). En algunos aspectos un sistema de flujo no estacionario es similar a un sistema cerrado, excepto porque la masa dentro de las fronteras del sistema no permanece constante durante un proceso.

Otra diferencia entre sistemas de flujo estacionario y no estacionario es que los primeros son fijos en espacio, tamaño y forma, pero los segundos no (Fig. 5-47); están fijos en el espacio, pero pueden tener fronteras móviles y por lo tanto trabajo de frontera.

El *balance de masa* para cualquier sistema que experimenta algún proceso se puede expresar como (véase sección 5-1)

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad (\text{kg}) \quad (5-42)$$

donde  $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$  es el cambio en la masa del sistema. Para volúmenes de control, también se puede expresar de manera más explícita como

$$m_i - m_e = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \quad (5-43)$$

donde  $i$  = entrada,  $e$  = salida, 1 = estado inicial y 2 = estado final del volumen de control. Con frecuencia uno o más términos de la ecuación anterior son cero. Por ejemplo,  $m_i = 0$  si durante el proceso no entra masa al volumen de control,  $m_e = 0$  si no sale masa y  $m_1 = 0$  si al inicio se evacua el volumen de control.

El contenido de energía de un volumen de control cambia con el tiempo durante un proceso de flujo estacionario, y la magnitud de este cambio depende de la cantidad de transferencia de energía como calor y trabajo a través de las fronteras del sistema, así como de la cantidad de energía que transporta la masa dentro y fuera del volumen de control durante el proceso. Al analizar un proceso de flujo no estacionario se debe mantener un registro del contenido de energía del volumen de control así como de las energías de las corrientes de flujo que entran y salen.

El balance de energía general se dio antes como

$$\text{Balance de energía: } \underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad (\text{kJ}) \quad (5-44)$$

El proceso general de flujo no estacionario es comúnmente difícil de analizar porque las propiedades de la masa en las entradas y salidas pueden cambiar durante un proceso. Sin embargo, la mayor parte de los procesos de flujo no estacionario se pueden representar razonablemente bien mediante **procesos de flujo uniforme**, en los que se utiliza la siguiente idealización: *el flujo de fluido en cualquier entrada o salida es uniforme y estacionario; por lo tanto, las propiedades del fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. Si cambian, se promedian y se tratan como constantes para todo el proceso.*

Observe que a diferencia de los sistemas de flujo estacionario, el estado de uno no estacionario podría cambiar con el tiempo, y que el estado de la masa que sale del volumen de control en cualquier instante es el mismo que el de la masa en el volumen de control en ese instante. Las propiedades iniciales y finales del volumen de control se pueden determinar con base en los estados inicial y final especificados por completo mediante dos propiedades intensivas independientes para sistemas simples compresibles.

Entonces, el balance de energía para un sistema de flujo uniforme se puede expresar de forma explícita como

$$\left( Q_{\text{entrada}} + W_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} m\theta \right) - \left( Q_{\text{salida}} + W_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} m\theta \right) = (m_2e_2 - m_1e_1)_{\text{sistema}} \quad (5-45)$$

donde  $\theta = h + ec + ep$  es la energía de una corriente de fluido en alguna entrada o salida por unidad de masa, y  $e = u + ec + ep$  es la energía en el fluido estático dentro del volumen de control por unidad de masa. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, como normalmente sucede, el balance de energía anterior se simplifica a

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} mh - \sum_{\text{entrada}} mh + (m_2u_2 - m_1u_1)_{\text{sistema}} \quad (5-46)$$

donde  $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$  es la entrada neta de calor y  $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$  es la salida neta de trabajo. Note que si no entra ni sale masa del volumen de control durante un proceso ( $m_i = m_e = 0$  y  $m_1 = m_2 = m$ ), esta ecuación se reduce a la relación del balance de energía para sistemas cerrados (Fig. 5-48). Observe también que en un sistema de flujo no estacionario puede haber trabajo de frontera así como trabajo eléctrico y de flecha (Fig. 5-49).

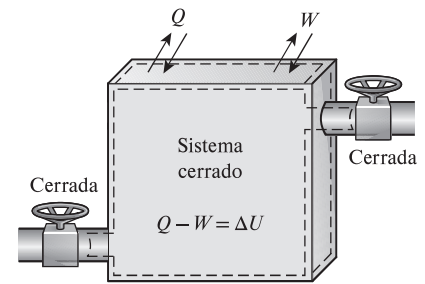


FIGURA 5-48

La ecuación de la energía de un sistema de flujo uniforme se reduce a la de un sistema cerrado cuando todas las entradas y salidas están cerradas.

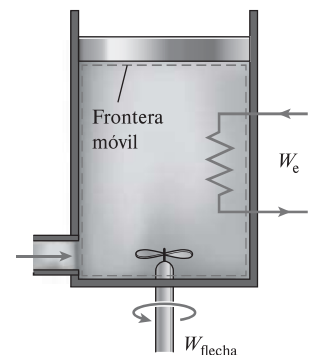


FIGURA 5-49

En un sistema de flujo uniforme podría haber al mismo tiempo trabajos eléctrico, de flecha y de frontera.

Aunque los procesos de flujo estacionario y flujo uniforme son un poco idealizados, muchos procesos reales se pueden aproximar razonablemente bien mediante uno de éstos con resultados satisfactorios. El grado de satisfacción depende de la precisión deseada y el grado de validez de las suposiciones hechas.

### EJEMPLO 5-12 Carga de recipiente rígido con vapor de agua

Un recipiente rígido, aislado, que al inicio se vacía, está conectado mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor de agua a 1 MPa y 300 °C. Se abre la válvula y se permite que el vapor fluya de manera lenta al recipiente hasta que la presión alcanza 1 MPa, punto en el que se cierra la válvula. Determine la temperatura final del vapor en el recipiente.

**SOLUCIÓN** Se abre una válvula que conecta un recipiente inicialmente evacuado a una línea de vapor de agua, y éste fluye hasta que la presión interna aumenta hasta alcanzar el nivel de presión de la línea. Se determinará la temperatura final en el recipiente.

**Suposiciones** **1** Este proceso se puede analizar como un *proceso de flujo uniforme* porque las propiedades del vapor que entra al volumen de control permanecen constantes durante todo el proceso. **2** Las energías cinética y potencial de las corrientes son insignificantes,  $ec \cong ep \cong 0$ . **3** El recipiente es estacionario, por consiguiente sus cambios de energía cinética y potencial son cero; es decir,  $\Delta EC = \Delta EP = 0$  y  $\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{sistema}}$ . **4** No hay interacciones de trabajo de frontera, eléctrico o de flecha. **5** El recipiente está bien aislado, por lo tanto no hay transferencia de calor.

**Análisis** Se toma al *recipiente* como el sistema (Fig. 5-50), 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 ya que los cambios ocurren dentro del volumen de control. Al inicio se evacua el volumen de control, así que  $m_1 = 0$  y  $m_1 u_1 = 0$ . También, se observa que para el flujo de masa hay una entrada y ninguna salida.

En vista de que las energías microscópicas de los fluidos en movimiento y estático se representan mediante la entalpía  $h$  y la energía interna  $u$ , respectivamente, los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como

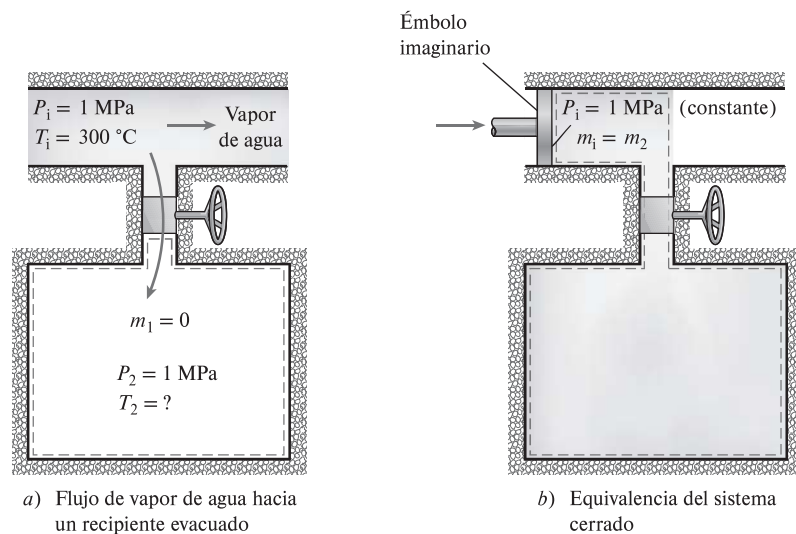


FIGURA 5-50

Esquema para el ejemplo 5-12.

$$\text{Balance de masa: } m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \rightarrow m_i = m_2 - \overset{0}{\dot{m}_1} = m_2$$

$$\text{Balance de energía: } \underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia de energía neta por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

$$m_i h_i = m_2 u_2 \quad (\text{dado que } W = Q = 0, \text{ ec } \cong \text{ ep } \cong 0, m_1 = 0)$$

De la combinación de los balances de masa y energía se obtiene

$$u_2 = h_i$$

Es decir, la energía interna final del vapor de agua en el recipiente es igual a la entalpía del vapor que entra al recipiente. La entalpía del vapor en el estado de entrada es

$$\left. \begin{array}{l} P_i = 1 \text{ MPa} \\ T_i = 300 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_i = 3051.6 \text{ kJ/kg} \quad (\text{tabla A-6})$$

que es igual a  $u_2$ . Como se conocen dos propiedades en el estado final, éste se encuentra especificado y su temperatura se determina de la misma tabla como

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ u_2 = 3051.6 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} T_2 = 456.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Comentario** Note que la temperatura del vapor de agua en el recipiente se incrementó en  $156.1 \text{ }^\circ\text{C}$ , resultado que puede sorprender al principio, y del que es posible preguntarse de dónde salió la energía para aumentar la temperatura del vapor. La respuesta se encuentra en el término entalpía  $h = u + Pv$ . Parte de la energía que representa la entalpía es la energía de flujo  $Pv$ , la cual se convierte en energía interna sensible una vez que deja de existir el flujo en el volumen de control; esto se muestra como un aumento de temperatura (Fig. 5-51).

**Solución alternativa** También es posible resolver este problema si se considera la región dentro del recipiente y la masa destinada a entrar al recipiente como un sistema cerrado, como se ilustra en la figura 5-50b). Puesto que ninguna masa cruza las fronteras, es apropiado considerar esto como un sistema cerrado.

Durante el proceso, el vapor de agua corriente arriba (el émbolo imaginario) empujará al vapor encerrado en la línea de suministro hacia el recipiente a una presión constante de 1 MPa. Entonces, el trabajo de frontera hecho durante este proceso es

$$\begin{aligned} W_{b,\text{entrada}} &= - \int_1^2 P_i dV = -P_i(V_2 - V_1) = -P_i[V_{\text{recipiente}} - (V_{\text{recipiente}} + V_i)] \\ &= P_i V_i \end{aligned}$$

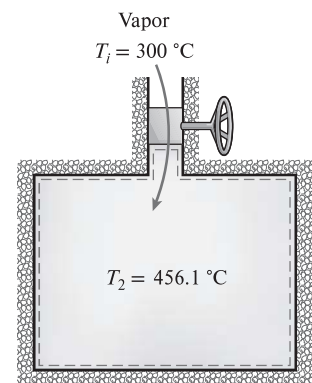
donde  $V_i$  es el volumen que ocupa el vapor antes de que entre al recipiente y  $P_i$  es la presión en la frontera móvil (la cara del émbolo imaginario). El balance de energía para el sistema cerrado da

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

$$W_{b,\text{entrada}} = \Delta U$$

$$m_i P_i V_i = m_2 u_2 - m_i u_i$$

$$u_2 = u_i + P_i V_i = h_i$$



**FIGURA 5-51**

La temperatura del vapor de agua aumenta de  $300$  a  $456.1 \text{ }^\circ\text{C}$  cuando entra al recipiente, como resultado de energía de flujo que se convierte en energía interna.

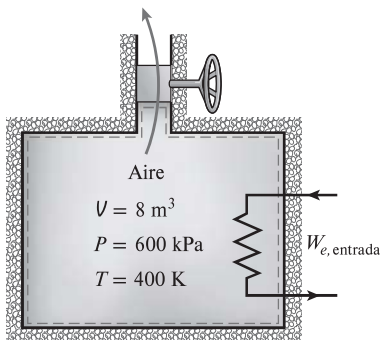


FIGURA 5-52

Esquema para el ejemplo 5-13.

dado que el estado inicial del sistema son simplemente las condiciones de línea del vapor. Este resultado es idéntico al obtenido con el análisis de flujo uniforme. Una vez más, el aumento de temperatura se debió a la denominada energía de flujo o trabajo de flujo, que es la energía requerida para mover el fluido durante el flujo.

### EJEMPLO 5-13 Descarga de aire caliente a temperatura constante

Un recipiente rígido aislado de  $8 \text{ m}^3$  contiene aire a  $600 \text{ kPa}$  y  $400 \text{ K}$ . Una válvula conectada al tanque está ahora abierta, y se deja escapar aire hasta que la presión en el interior caiga a  $200 \text{ kPa}$ . La temperatura del aire durante el proceso se mantiene constante mediante un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente. Determine la energía eléctrica suministrada al aire durante este proceso.

**SOLUCIÓN** Se permite escapar aire a presión en un tanque rígido aislado, a temperatura constante, hasta que la presión interior se reduzca a un valor especificado. Se debe determinar la energía eléctrica suministrada al aire.

**Suposiciones** **1** Éste es un proceso no estacionario, ya que las condiciones dentro del dispositivo cambian durante el proceso; pero se puede analizar como un proceso de flujo uniforme, ya que las condiciones de salida permanecen constantes. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** El recipiente está aislado, por lo que la transferencia térmica es insignificante. **4** El aire es un gas ideal con calores específicos variables.

**Análisis** Consideramos como sistema el contenido del tanque, que es un volumen de control, ya que la masa cruza el límite del sistema (Fig. 5-52). Observando que las energías microscópicas de los fluidos que fluyen y que no fluyen están representadas por la entalpía  $h$  y la energía interna  $u$ , respectivamente, los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como

$$\text{Balance de masa: } m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \rightarrow m_e = m_1 - m_2$$

Balance de energía:

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

$$W_{e,\text{entrada}} - m_e h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1 \quad (\text{ya que } Q \cong \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

La constante de los gases para el aire es  $R = 0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$  (tabla A-1). Las masas inicial y final del aire en el recipiente y la cantidad descargada se determinan, a partir de la relación de gas ideal, como

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(600 \text{ kPa})(8 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(400 \text{ K})} = 41.81 \text{ kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{RT_2} = \frac{(200 \text{ kPa})(8 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(400 \text{ K})} = 13.94 \text{ kg}$$

$$m_e = m_1 - m_2 = 41.81 - 13.94 = 27.87 \text{ kg}$$

La entalpía y la energía interna del aire a  $400 \text{ K}$  son  $h_e = 400.98 \text{ kJ/kg}$  y  $u_1 = u_2 = 286.16 \text{ kJ/kg}$  (tabla A-17). La energía eléctrica suministrada al aire se determina, a partir del balance de energía, como

$$\begin{aligned}
 W_{e,\text{entrada}} &= m_e h_e + m_2 u_2 - m_1 u_1 \\
 &= (27.87 \text{ kg})(400.98 \text{ kJ/kg}) + (13.94 \text{ kg})(286.16 \text{ kJ/kg}) \\
 &\quad - (41.81 \text{ kg})(286.16 \text{ kJ/kg}) \\
 &= 3\,200 \text{ kJ} = 0.889 \text{ kWh}
 \end{aligned}$$

como  $1 \text{ kWh} = 3\,600 \text{ kJ}$ .

**Comentario** Si la temperatura del aire descargado cambia durante el proceso, el problema se puede resolver con exactitud razonable evaluando  $h_e$  a la temperatura promedio de descarga  $T_e = (T_2 + T_1)/2$ , y tratándola como constante.

### TEMA DE INTERÉS ESPECIAL\*

### Ecuación general de energía

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es la **primera ley de la termodinámica**, conocida también como **principio de conservación de la energía**, la cual provee una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de energía y sus interacciones. Establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo cambia de formas*.

El contenido de energía de una cantidad fija de masa (un sistema cerrado) puede cambiar mediante dos mecanismos: *transferencia de calor  $Q$*  y *transferencia de trabajo  $W$* . Entonces, la conservación de energía para una cantidad fija de masa se puede expresar en la forma de tasa como

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad \text{o} \quad \dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{\text{sistema}} \rho e \, dV \quad (5-47)$$

donde  $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} + \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}}$  es la tasa neta de transferencia de calor hacia el sistema (negativa, si viene del sistema),  $\dot{W} = \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{salida}} - \dot{W}_{\text{entrada}}$  es la salida de potencia neta del sistema en todas las formas (negativa, si la potencia entra) y  $dE_{\text{sistema}}/dt$  es la tasa de cambio del contenido de energía total del sistema. El punto sobre la letra significa variación respecto al tiempo. Para sistemas simples compresibles, la energía total consiste en las energías interna, cinética y potencial, y se expresa por unidad de masa como

$$e = u + ec + ep = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (5-48)$$

Observe que la energía total es una propiedad y su valor no cambia excepto que lo haga el estado del sistema.

Una interacción de energía es *calor* si su fuerza motriz es una diferencia de temperatura, y es *trabajo* si se relaciona con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia, como se explicó en el capítulo 2. En un sistema puede haber varias formas de trabajo, y el trabajo total se expresa como

$$W_{\text{total}} = W_{\text{flecha}} + W_{\text{presión}} + W_{\text{viscoso}} + W_{\text{otro}} \quad (5-49)$$

donde  $W_{\text{flecha}}$  es el trabajo transmitido mediante una flecha giratoria,  $W_{\text{presión}}$  es el trabajo que realizan las fuerzas de presión sobre la superficie de control,  $W_{\text{viscoso}}$  es el trabajo que llevan a cabo las componentes normal y de corte de fuerzas viscosas en la superficie de control y  $W_{\text{otro}}$  es el trabajo

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

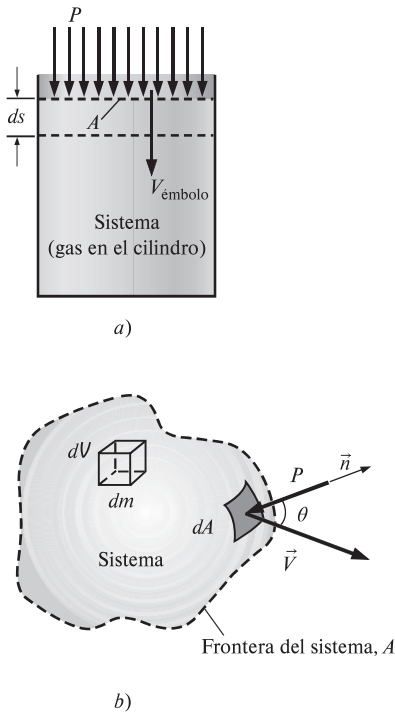


FIGURA 5-53

La fuerza de presión que actúa en a) la frontera móvil de un sistema en un dispositivo de cilindro-émbolo y b) el área de superficie diferencial de un sistema de forma arbitraria.

que hacen otras fuerzas como la eléctrica, magnética y la tensión superficial, las cuales son importantes para sistemas simples compresibles y no se consideran en este texto. Tampoco se considera  $\dot{W}_{\text{viscoso}}$  ya que comúnmente es pequeño respecto a otros términos en el análisis del volumen de control. Sin embargo, se debe tener presente que en un análisis detallado de turbomaquinaria podría ser necesario considerar el trabajo que realizan las fuerzas de corte cuando las aspas o los álabes cortan el fluido.

### Trabajo hecho por fuerzas de presión

Considere un gas que se está comprimiendo en un dispositivo de cilindro-émbolo como el mostrado en la figura 5-53a). Cuando el émbolo se mueve hacia abajo una distancia diferencial  $ds$  bajo la influencia de la fuerza de presión  $PA$ , donde  $A$  es el área de sección transversal del émbolo, el trabajo de frontera hecho sobre el sistema es  $\delta W_{\text{frontera}} = PA ds$ . Al dividir ambos lados de esta relación entre el intervalo de tiempo diferencial  $dt$ , se obtiene la variación del trabajo de frontera con respecto al tiempo (es decir, potencia),

$$\dot{W}_{\text{presión}} = \dot{W}_{\text{frontera}} = PA V_{\text{émbolo}}$$

donde  $V_{\text{émbolo}} = ds/dt$  es la velocidad del émbolo, la cual es la velocidad de la frontera móvil en la cara del émbolo.

Ahora se tiene una porción de fluido (un sistema) de forma arbitraria que se mueve con el flujo y se puede deformar bajo la influencia de la presión, como se ilustra en la figura 5-53b). La presión actúa siempre hacia adentro y normal a la superficie, y la fuerza de presión que actúa sobre un área diferencial  $dA$  es  $P dA$ . Nuevamente, como el trabajo es la fuerza multiplicada por la distancia y la distancia recorrida por unidad de tiempo es la velocidad, el trabajo por unidad de tiempo que realizan las fuerzas de presión en esta parte diferencial del sistema es

$$\delta \dot{W}_{\text{presión}} = P dA V_n = P dA (\vec{V} \cdot \vec{n}) \quad (5-50)$$

dado que la componente normal de la velocidad por el área diferencial  $dA$  es  $V_n = V \cos \theta = \vec{V} \cdot \vec{n}$ . Note que  $\vec{n}$  es la normal exterior de  $dA$  y, por lo tanto, la cantidad  $\vec{V} \cdot \vec{n}$  es positiva para expansión y negativa para compresión. La tasa total de trabajo que llevan a cabo las fuerzas de presión se obtiene al integrar  $\delta \dot{W}_{\text{presión}}$  en toda la superficie  $A$ ,

$$\dot{W}_{\text{presión, salida neta}} = \int_A P (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = \int_A \frac{P}{\rho} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (5-51)$$

A partir de estas explicaciones, la transferencia neta de potencia se puede expresar como

$$\dot{W}_{\text{neta, salida}} = \dot{W}_{\text{flecha, salida neta}} + \dot{W}_{\text{presión, salida neta}} = \dot{W}_{\text{flecha, salida neta}} + \int_A (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (5-52)$$

Entonces, la forma de la tasa de la relación de conservación de la energía para un sistema cerrado se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{neta, entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha, salida neta}} - \dot{W}_{\text{presión, salida neta}} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad (5-53)$$

Con la finalidad de obtener una relación para la conservación de energía de un volumen de control, se aplica el teorema de transporte de Reynolds reemplazando la propiedad extensiva  $B$  con la energía total  $E$ , y su propiedad

intensiva asociada  $b$  con la energía total por unidad de masa  $e$ , la cual es  $e = u + ec + ep = u + V^2/2 + gz$  (Fig. 5-54). Esto produce

$$\frac{dE_{\text{sis}}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} e\rho dV + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V} \cdot \vec{n})A \quad (5-54)$$

Al sustituir el lado izquierdo de la ecuación 5-53 en la 5-54, la forma general de la ecuación de la energía que se aplica a volúmenes de control fijos, móviles o que se deforman, es

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} - \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} e\rho dV + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})dA \quad (5-55)$$

la cual se puede expresar como

$$\left( \begin{array}{c} \text{Tasa neta de transferencia} \\ \text{de energía hacia un VC} \\ \text{por transferencia de calor} \\ \text{y trabajo} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Tasa de cambio respecto} \\ \text{al tiempo del contenido} \\ \text{de energía del VC} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Flujo neta de salida} \\ \text{de energía de la superficie} \\ \text{de control mediante} \\ \text{flujo másico} \end{array} \right)$$

Aquí  $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{\text{SC}}$  es la velocidad del fluido en relación con la superficie de control, y el producto  $\rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA$  representa el flujo másico que entra o sale del volumen de control a través del elemento de área  $dA$ . Nuevamente, como  $\vec{n}$  es la normal exterior de  $dA$ , la cantidad  $\vec{V}_r \cdot \vec{n}$  y por lo tanto el flujo másico, son positivos para el flujo que sale y negativos para el que entra.

Al sustituir la integral de superficie para la tasa de trabajo de presión de la ecuación 5-51 en la 5-55 y combinarla con la integral de superficie de la derecha, se obtiene

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} e\rho dV + \int_{\text{SC}} \left( \frac{P}{\rho} + e \right) \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})dA \quad (5-56)$$

Ésta es una forma muy conveniente para la ecuación de la energía, ya que ahora el trabajo de presión se combina con la energía del fluido que cruza la superficie de control y ya no es necesario lidiar con el trabajo de presión.

El término  $P/\rho = Pv = w_{\text{flujo}}$  es el *trabajo de flujo*, que es el trabajo relacionado con empujar un fluido hacia dentro o fuera de un volumen de control por unidad de masa. Observe que la velocidad del fluido en una superficie sólida es igual a la velocidad de la superficie sólida como resultado de la condición de no deslizamiento, mientras que es cero para superficies estáticas. Como resultado, el trabajo de presión a lo largo de las porciones de la superficie de control que coinciden con superficies sólidas estáticas es cero. Por lo tanto, el trabajo de presión para volúmenes de control fijos puede existir sólo a lo largo de la parte imaginaria de la superficie de control donde el fluido entra y sale del volumen de control (es decir, entradas y salidas).

Esta ecuación no es conveniente para resolver problemas de ingeniería prácticos debido a las integrales, en consecuencia es deseable reescribirla en términos de velocidades promedio y flujos másicos a través de entradas y salidas. Si  $P/\rho + e$  es casi uniforme en una entrada o salida se puede sacar de la integral.

Como  $\dot{m} = \int_{A_i} \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})dA_i$  es el flujo másico en una entrada o salida, la tasa de energía que entra o sale por la entrada o la salida se puede aproximar como  $\dot{m}(P/\rho + e)$ . Entonces, la ecuación de energía se convierte en (Fig. 5-55)

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt} \int_{\text{VC}} e\rho dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( \frac{P}{\rho} + e \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( \frac{P}{\rho} + e \right) \quad (5-57)$$

FIGURA 5-54

La ecuación de la conservación de la energía se obtiene reemplazando una propiedad extensiva  $B$  en el teorema de transporte de Reynolds por la energía  $E$ , y su propiedad intensiva relacionada  $b$  por  $e$  (Ref. 3).



FIGURA 5-55

En un problema de ingeniería representativo, el volumen de control podría tener muchas entradas y salidas; la energía ingresa en cada entrada y sale en cada salida. La energía también entra al volumen de control a través de la transferencia neta de calor y del trabajo neto de flecha.

donde  $e = u + V^2/2 + gz$  es la energía total por unidad de masa para el volumen de control y las corrientes de flujo. Entonces,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( \frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5-58)$$

o bien,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5-59)$$

donde se usó la definición de entalpía  $h = u + Pv = u + P/\rho$ . Las dos últimas ecuaciones son expresiones bastante generales de la conservación de la energía, pero su uso aún está limitado al flujo uniforme en entradas y salidas, así como al trabajo insignificante ocasionado por fuerzas viscosas y otros efectos. También, el subíndice “neta,entrada” significa “transferencia neta”, por lo tanto cualquier transferencia de calor o trabajo es positiva si es *hacia* el sistema y negativa si es *desde* el sistema.

## RESUMEN

El *principio de conservación de la masa* establece que la transferencia neta de masa hacia o desde un sistema durante un proceso es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del sistema durante ese proceso, y se expresa como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{sistema}}/dt$$

donde  $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$  es el cambio en la masa del sistema durante el proceso,  $\dot{m}_{\text{entrada}}$  y  $\dot{m}_{\text{salida}}$  son las tasas totales de flujo másico que entran y salen del sistema, y  $dm_{\text{sistema}}/dt$  es la tasa de cambio de la masa dentro de las fronteras del sistema. Las relaciones anteriores se conocen también como balance de masa y son aplicables a cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso.

La cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo se llama *flujo másico*, y se expresa como

$$\dot{m} = \rho VA$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $V$  es la velocidad promedio del fluido normal a  $A$ , y  $A$  es la sección transversal normal a la dirección del flujo. El volumen del fluido en movimiento a través de una sección transversal por unidad de tiempo se denomina *flujo volumétrico* y se expresa como

$$\dot{V} = VA = \dot{m}/\rho$$

El trabajo requerido para empujar una unidad de masa de fluido hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control se llama *trabajo de flujo* o *energía de flujo*, y se expresa como  $w_{\text{flujo}} = Pv$ . En el análisis de volúmenes de control es conveniente combinar en la *entalpía* con las energías de flujo e

interna. Entonces la energía total de un fluido en movimiento se expresa como

$$\theta = h + ec + ep = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

La energía total que transporta un fluido en movimiento de masa  $m$  con propiedades uniformes es  $m\theta$ . La tasa de transportación de energía mediante un fluido con un flujo másico de  $\dot{m}$  es  $\dot{m}\theta$ . Cuando son insignificantes las energías cinética y potencial de una corriente de fluido, la cantidad y la tasa de transportación de energía se convierten en  $E_{\text{masa}} = mh$  y  $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$ , respectivamente.

La *primera ley de la termodinámica* es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, conocida también como *balance de energía*. Los balances generales de masa y energía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se pueden expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Cambios en las energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

También es posible expresarlo en *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Tasa de cambio en las energías interna, cinética, potencial, etcétera}}$$

Los procesos termodinámicos relacionados con volúmenes de control se pueden considerar en dos grupos: procesos de flujo estacionario y de flujo no estacionario. Durante un *proceso de flujo estacionario*, el fluido pasa por el volumen de control de



**5-7E** Una tubería debe transportar 200 lbm/s de vapor de agua a 200 psia y 600 °F. Calcule el diámetro mínimo que la tubería puede tener para que la velocidad del vapor no sea de más de 59 pies/s. *Respuesta:* 3.63 pies

**5-8E** Una manguera de jardín con boquilla se utiliza para llenar una cubeta de 20 galones. El diámetro interno de la manguera es de 1 pulg y se reduce a 0.5 pulg a la salida de la boquilla. Si la velocidad promedio en la manguera es de 8 pies/s, determine *a)* las tasas de flujo volumétrico y másico del agua a través de la manguera, *b)* cuánto tiempo tardará la cubeta para llenarse, y *c)* la velocidad promedio del agua a la salida de la boquilla.

**5-9E** Un compresor de flujo uniforme se usa para comprimir helio de 15 psia y 70 °F en la entrada a 200 psia y 600 °F en la salida. El área de salida y la velocidad son 0.01 pies<sup>2</sup> y 100 pies/s, respectivamente, y la velocidad de entrada es de 50 pies/s. Determine el flujo másico y el área de entrada.

*Respuestas:* 0.0704 lbm/s, 0.133 pie<sup>2</sup>

**5-10** Entra aire por la entrada de 1 m<sup>2</sup> de un motor de avión a 100 kPa y 20 °C a una velocidad de 180 m/s. Determine la tasa de flujo volumétrico, en m<sup>3</sup>/s, a la entrada del motor y la tasa de flujo másico, en kg/s, a la salida del motor.

**5-11** Un recipiente rígido de 2 m<sup>3</sup> contiene aire cuya densidad es 1.18 kg/m<sup>3</sup>. El recipiente se conecta a un tubo de suministro de alta presión, mediante una válvula. La válvula se abre y se deja entrar aire al recipiente, hasta que la densidad del aire en el recipiente aumenta a 5.30 kg/m<sup>3</sup>. Determine la masa de aire que ha entrado al recipiente. *Respuesta:* 8.24 kg

**5-12** Entra aire a una boquilla de manera estable a 2.21 kg/m<sup>3</sup> y 40 m/s y sale a 0.762 kg/m<sup>3</sup> y 180 m/s. Si el área de entrada de la boquilla es de 90 cm<sup>2</sup>, determine *a)* la tasa de flujo másico a través de la boquilla, y *b)* el área de salida de la boquilla. *Respuestas:* *a)* 0.796 kg/s, *b)* 58.0 cm<sup>2</sup>

**5-13** Un globo de aire caliente, esférico, se llena con aire a 120 kPa y 20 °C, y su diámetro inicial es de 5 m. A este globo entra aire a 120 kPa y 20 °C, con una velocidad de 3 m/s, a través de una abertura de 1 m de diámetro. ¿Cuántos minutos tardará el globo en inflarse hasta un diámetro de 17 m, cuando la presión y temperatura del aire en el interior del globo son iguales que las del aire que entra a él? *Respuesta:* 17.7 min

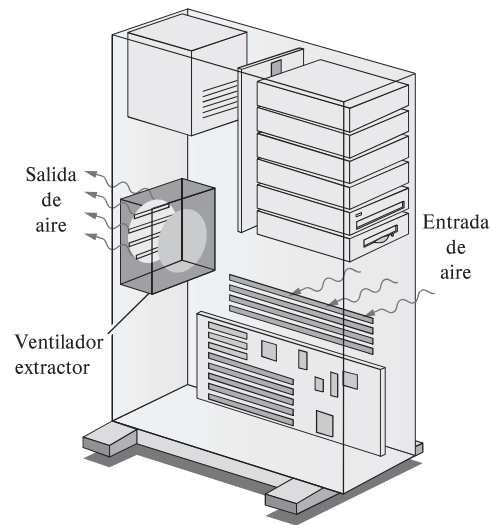


**FIGURA P5-13**

© Getty Images RF

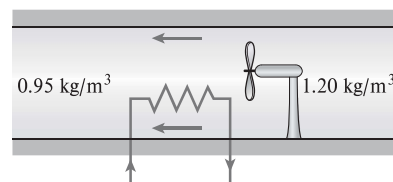
**5-14** Entra agua por los tubos de diámetro interno constante de 130 mm de una caldera a 7 MPa y 65 °C y sale a 6 MPa y 450 °C a una velocidad de 80 m/s. Calcule la velocidad del agua a la entrada del tubo y la tasa de flujo volumétrico a la entrada.

**5-15** Una computadora de escritorio es enfriada por un ventilador cuya velocidad de flujo es de 0.34 m<sup>3</sup>/min. Determine la razón de flujo másico del aire que pasa por el ventilador a una elevación de 3 400 m, donde la densidad del aire es de 0.7 kg/m<sup>3</sup>. Además, si la velocidad promedio del aire no supera los 110 m/min, determine el diámetro de la cubierta del ventilador. *Respuestas:* 0.238 kg/min, 6.3 cm



**FIGURA P5-15**

**5-16** Una secadora de pelo es básicamente un ducto de diámetro constante donde se colocan algunas capas de resistores eléctricos. Un pequeño ventilador succiona el aire y hace que pase por los resistores donde se calienta. Si la densidad del aire es de 1.20 kg/m<sup>3</sup> a la entrada y de 0.95 kg/m<sup>3</sup> a la salida, determine el incremento en porcentaje de la velocidad del aire a medida que fluye a través de la secadora.



**FIGURA P5-16**

**5-17** A un tubo de 28 cm de diámetro entra refrigerante 134a, a las condiciones constantes de 200 kPa y 20 °C, con una velocidad de 5 m/s. El refrigerante gana calor al pasar, y sale del tubo a 180 kPa y 40 °C. Determine *a)* el flujo volumétrico del refrigerante en la entrada, *b)* el flujo másico del refrigerante, y *c)* la velocidad y el flujo volumétrico en la salida.

**Trabajo de flujo y transferencia de energía por la masa**

**5-18C** ¿Cuáles son los diferentes mecanismos para transferir energía hacia o desde un volumen de control?

**5-19C** ¿Cómo se comparan las energías de un fluido que fluye y un fluido en reposo? Describa las formas específicas de energía asociadas en cada caso.

**5-20** Un compresor comprime 6 L de aire a 120 kPa y 20 °C hasta 1 000 kPa y 400 °C. Determine el flujo de trabajo, en kJ/kg, requerido por el compresor. *Respuesta:* 109 kJ/kg

**5-21** Una casa se mantiene a 1 atm y 24 °C, el aire caliente en su interior es obligado a salir a una velocidad de 90 m<sup>3</sup>/h a consecuencia del aire exterior a 5 °C que se filtra al interior a través de las grietas de la casa. Determine la razón de la pérdida neta de energía de la casa debido a la transferencia de masa. *Respuesta:* 0.567 kW

**5-22** Refrigerante 134a ingresa al compresor de un sistema de refrigeración como vapor saturado a 0.14 MPa, y sale como vapor sobrecalentado a 0.8 MPa y 60 °C a una velocidad de 0.06 kg/s. Determine las tasas de las transferencias de energía por la masa hacia dentro y hacia fuera del compresor. Considere que las energías cinética y potencial son insignificantes.

**5-23E** De una olla de presión sale vapor de agua cuya presión de operación es de 20 psia. Se observa que la cantidad de líquido en la olla se redujo 0.6 gal en 45 minutos después de haberse establecido condiciones constantes de operación, y el área transversal de la abertura de salida es de 0.15 pulg<sup>2</sup>. Determine *a)* la tasa de flujo másico del vapor y su velocidad de salida, *b)* las energías total y de flujo del vapor, por unidad de masa, y *c)* la rapidez con la que sale energía de la olla, debido al vapor.

**Balance de energía de flujo estacionario: toberas y difusores**

**5-24C** ¿Cómo se caracteriza un sistema de flujo estacionario?

**5-25C** ¿Puede un sistema de flujo estacionario implicar trabajo de frontera?

**5-26C** Un difusor es un dispositivo adiabático que disminuye la energía cinética del fluido al desacelerarlo. ¿Qué sucede con esa energía cinética perdida?

**5-27C** La energía cinética de un fluido aumenta a medida que se acelera en una tobera adiabática. ¿De dónde procede esa energía cinética?

**5-28E** En una turbina de gas, los estatores se diseñan de tal manera que aumentan la energía cinética del gas que pasa por ellos adiabáticamente. El aire entra a un conjunto de esas toberas a 300 psia y 700 °F, a la velocidad de 80 pies/s, y sale a 250 psia y 645 °F. Calcule la velocidad a la salida de las toberas.

**5-29** El difusor de un motor de reacción debe bajar la energía cinética del aire que entra al compresor del motor, sin interacciones de calor o trabajo. Calcule la velocidad a la salida de un difusor, cuando entra a él aire a 100 kPa y 30 °C, con una velocidad de 350 m/s, y el estado en la salida es 200 kPa y 90 °C.

**FIGURA P5-29**

© Stockbyte/Getty Images RF

**5-30E** Entra aire a una tobera a 50 psia, 140 °F y 150 pies/s y sale a 14.7 psia y 900 pies/s. Se estima que la pérdida de calor de la tobera es de 6.5 Btu/lbm del aire que fluye. El área de entrada de la tobera es de 0.1 pie<sup>2</sup>. Determine *a)* la temperatura del aire a la salida y *b)* el área de salida de la tobera.

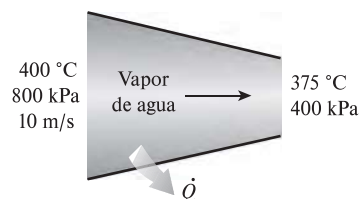
*Respuestas:* *a)* 507 R, *b)* 0.0480 pie<sup>2</sup>

**5-31** Por una tobera adiabática cuya relación entre las áreas de entrada y salida es de 2:1, entra aire a 600 kPa y 500 K a una velocidad de 120 m/s y sale a una velocidad de 380 m/s. Determine *a)* la temperatura de salida y *b)* la presión de salida del aire. *Respuestas:* *a)* 437 K, *b)* 331 kPa

**5-32** A una tobera adiabática entra dióxido de carbono, de una manera estacionaria, a 1 MPa y 500 °C, a una tasa de flujo másico de 6 000 kg/h, y sale a 100 kPa y 450 m/s. El área de entrada a la tobera es de 40 cm<sup>2</sup>. Determine *a)* la velocidad de entrada y *b)* la temperatura de salida.

**5-33** A una tobera entra vapor de agua a 400 °C y 800 kPa, con una velocidad de 10 m/s, y sale a 375 °C y 400 kPa, mientras pierde calor a una tasa de 25 kW. Para un área de entrada de 800 cm<sup>2</sup>, determine la velocidad y el flujo volumétrico del vapor de agua a la salida de la tobera.

*Respuestas:* 260 m/s, 1.55 m<sup>3</sup>/s

**FIGURA P5-33**

**5-34** Entra aire a 80 kPa y 127 °C a un difusor adiabático de manera estable a razón de 6 000 kg/h y sale a 100 kPa. La velocidad de la corriente de aire se reduce de 230 a 30 m/s a medida que pasa a través del difusor. Determine *a)* La temperatura de salida del aire y *b)* el área de la salida del difusor.

**5-35E** Entra aire a 13 psia y 65 °F a un difusor adiabático de manera estable a una velocidad de 750 pies/s y sale a baja velocidad a una presión de 14.5 psia. El área de la salida del difusor

es tres veces el área de la entrada. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la velocidad de salida del aire.

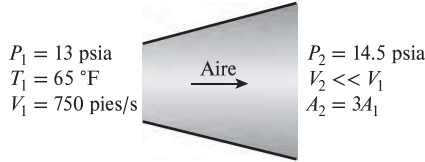


FIGURA P5-35E

**5-36** A una tobera adiabática entra refrigerante 134a, a 700 kPa y 120 °C, con una velocidad de 20 m/s, y sale a 400 kPa y 30 °C. Determine *a*) la velocidad del refrigerante a la salida, y *b*) la relación entre las áreas de entrada y salida,  $A_1/A_2$ .

**5-37** Considere un difusor al que entra refrigerante 134a, como vapor saturado a 600 kPa con una velocidad de 160 m/s, y sale a 700 kPa y 40 °C. El refrigerante gana calor a una tasa de 2 kJ/s al pasar por el difusor. Si el área de salida es 80 por ciento mayor que la de entrada, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) el flujo másico del refrigerante.

Respuestas: *a*) 82.1 m/s, *b*) 0.298 kg/s

**5-38** Por un difusor entra aire a 80 kPa, 27 °C y 220 m/s a razón de 2.5 kg/s y sale a 42 °C. El área de salida del difusor es de 400 cm<sup>2</sup>. Se estima que durante este proceso el aire pierde calor a razón de 18 kJ/s. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la presión de salida del aire.

Respuestas: *a*) 62.0 m/s, *b*) 91.1 kPa

**5-39** Entra aire a una tobera adiabática a 300 kPa, 200 °C y 45 m/s y sale a 100 kPa y 180 m/s. El área de entrada de la tobera es de 110 cm<sup>2</sup>. Determine *a*) el flujo másico a través de la tobera, *b*) la temperatura del aire a la salida, y *c*) el área de salida de la tobera.

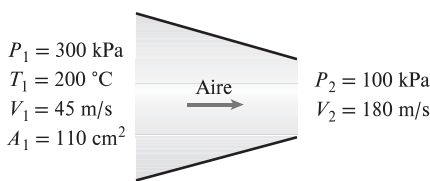


FIGURA P5-39

**5-40** Reconsidere el problema 5-39. Con un software apropiado investigue el efecto del área de entrada en el flujo másico, la temperatura de salida y el área de salida. Permita que el área varíe de 50 cm<sup>2</sup> a 150 cm<sup>2</sup>. Grafique los resultados finales en función del área de entrada y comente los resultados.

### Turbinas y compresores

**5-41C** Considere una turbina adiabática que funciona de manera estable. ¿Tiene que ser igual la salida de trabajo de la turbina a la reducción de la energía del vapor que fluye a través de ella?

**5-42C** ¿Se elevará la temperatura del aire a medida que lo comprime un compresor adiabático? ¿Por qué?

**5-43C** Alguien propone el siguiente sistema para enfriar una casa durante el verano: comprimir el aire exterior normal, dejarlo enfriar a la temperatura del exterior, pasarlo por una turbina e introducirlo en la casa. Desde un punto de vista termodinámico ¿es lógico el sistema propuesto?

**5-44** Se expande aire de 1 000 kPa y 600 °C a la entrada de una turbina de flujo estacionario a 100 kPa y 200 °C a la salida. El área de entrada y la velocidad son de 0.1 m<sup>2</sup> y 30 m/s, respectivamente, y la velocidad de salida es de 10 m/s. Determine el flujo másico y el área de salida.

**5-45E** Entra aire a una turbina de gas a 150 psia y 700 °F y sale a 15 psia y 100 °F. Determine el flujo volumétrico de entrada y salida cuando el flujo másico a través de la turbina es de 5 lbm/s.

**5-46** Entra refrigerante 134a a un compresor a 100 kPa y -24 °C con una tasa de flujo de 1.35 m<sup>3</sup>/min y sale a 800 kPa y 60 °C. Determine el flujo másico de R-134a y la entrada de potencia al compresor.

**5-47** Entra refrigerante 134a a un compresor a 180 kPa como vapor saturado, con un flujo de 0.35 m<sup>3</sup>/min, y sale a 900 kPa. La potencia suministrada al refrigerante durante el proceso de compresión es de 2.35 kW. ¿Cuál es la temperatura del R-134a a la salida del compresor? Respuesta: 52.5 °C

**5-48** Por una turbina adiabática pasa un flujo estacionario de vapor de agua. Las condiciones iniciales del vapor son 4 MPa, 500 °C y 80 m/s en la entrada, y en la salida son 30 kPa, 92 por ciento de calidad y 50 m/s. El flujo másico del vapor es 12 kg/s. Determine *a*) el cambio de energía cinética, *b*) la potencia desarrollada por la turbina y *c*) el área de entrada de la turbina.

Respuestas: *a*) -1.95 kJ/kg, *b*) 12.1 MW, *c*) 0.0130 m<sup>2</sup>

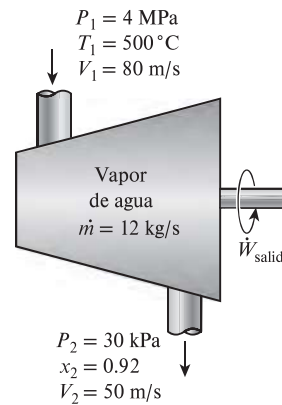


FIGURA P5-48

**5-49** Reconsidere el problema 5-48, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión a la salida de la turbina en la potencia generada por la turbina. Deje que la presión varíe de 10 a 200 kPa. Grafique la salida de potencia en función de la presión de salida y comente los resultados.

**5-50E** A través de una turbina fluye vapor de agua a razón de 45 000 lbm/h; entra a 1 000 psia y 900 °F y sale a 5 psia como vapor saturado. Si la potencia generada por la turbina es de 4 MW, determine la tasa de pérdida de calor del vapor.

**5-51** Entra vapor a una turbina adiabática a 8 MPa y 500 °C a razón de 3 kg/s y sale a 20 kPa. Si la potencia generada por la turbina es de 2.5 MW, determine la temperatura del vapor a la salida de la turbina. Ignore los cambios de energía cinética.  
*Respuesta:* 60.1 °C

**5-52** Un compresor adiabático comprime 10 L de aire a 120 kPa y 20 °C hasta 1 000 kPa y 300 °C. Determine *a*) el trabajo requerido por el compresor, en kJ/kg, y *b*) la potencia requerida para hacer funcionar el compresor de aire, en kW.

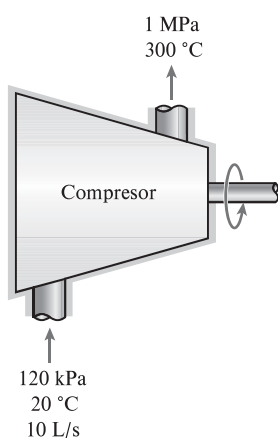


FIGURA P5-52

**5-53** A un compresor adiabático entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K, con un flujo de 0.5 kg/s, y sale a 600 kPa y 450 K. Sin considerar los cambios de energía cinética, determine *a*) el flujo volumétrico del dióxido de carbono en la entrada del compresor y *b*) la potencia consumida por el compresor.  
*Respuestas:* *a*) 0.283 m<sup>3</sup>/s, *b*) 68.8 kW

**5-54** Entra vapor de agua a una turbina con un flujo másico de 26 kg/s y una velocidad insignificante a 6 MPa y 600 °C. El vapor sale de la turbina a 0.5 MPa y 200 °C con una velocidad de 180 m/s. La tasa de trabajo realizado por el vapor en la turbina es de 20 350 kW. Si el cambio de elevación entre la entrada y salida de la turbina es insignificante, determine la tasa de transferencia de calor asociada con este proceso.  
*Respuesta:* 105 kW

**5-55** Un compresor adiabático comprime aire desde 100 kPa y 20 °C hasta 1.8 MPa y 400 °C. El aire entra al compresor por una abertura de 0.15 m<sup>2</sup> con una velocidad de 30 m/s, y sale por una abertura de 0.08 m<sup>2</sup>. Calcule el flujo másico del aire y el suministro de potencia requerido.

**5-56** Entra aire al compresor de una turbina de gas en condiciones ambientales de 100 kPa y 25 °C a baja velocidad y sale a 1 MPa y 347 °C con una velocidad de 90 m/s. El compresor se enfría a razón de 1 500 kJ/min, y el suministro de potencia al compresor es de 250 kW. Determine el flujo másico del aire a través del compresor.

**5-57** Una parte de vapor de agua que circula a través de una turbina en ocasiones se extrae para usarlo como calefacción como se muestra en la figura P5-57. Considere una turbina de vapor adiabática donde el vapor de agua entra a 12.5 MPa y 550 °C a razón de 20 kg/s. Se extrae vapor de esta turbina a 1 000 kPa y 200 °C con un flujo másico de 1 kg/s. El vapor restante sale de la turbina a 100 kPa y 100 °C. Determine la potencia generada por la turbina.  
*Respuesta:* 15 860 kW

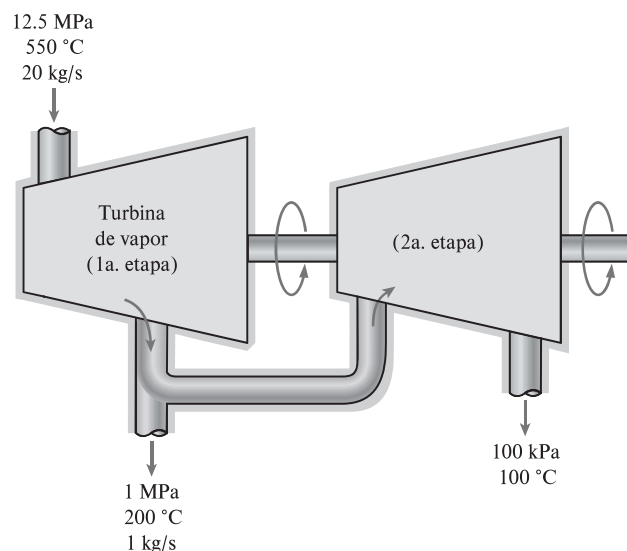


FIGURA P5-57

**Válvulas de estrangulamiento**

**5-58C** ¿Por qué se utilizan comúnmente dispositivos de estrangulamiento en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado?

**5-59C** ¿Espera usted que la temperatura del aire baje cuando pasa por un proceso estacionario de estrangulamiento? Explique por qué.

**5-60C** Durante un proceso de estrangulamiento, la temperatura de un fluido baja de 30 a -20 °C. ¿Puede ocurrir adiabáticamente ese proceso?

**5-61C** Alguien afirma, basado en mediciones de temperatura, que la temperatura de un fluido se eleva durante un proceso de estrangulamiento en una válvula bien aislada con fricción insignificante. ¿Cómo evalúa esta aseveración? ¿Viola este proceso algunas de las leyes de la termodinámica?

**5-62** Se estrangula refrigerante R-134a en estado líquido saturado a 700 kPa hasta una presión de 160 kPa. Determine el descenso de temperatura durante este proceso y el volumen final específico del refrigerante.  
*Respuestas:* 42.3 °C, 0.0345 m<sup>3</sup>/kg

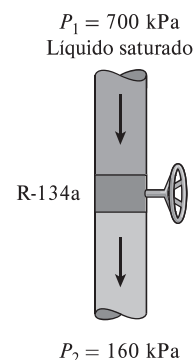


FIGURA P5-62


**5-63** Una mezcla de saturada de líquido-vapor, llamada vapor húmedo, que fluye en una línea de vapor a 1 500 kPa se estrangula hasta 50 kPa y 100 °C. ¿Cuál es la calidad en la línea de vapor de agua? *Respuesta:* 0.944



FIGURA P5-63

**5-64** En algunos sistemas de refrigeración se utiliza un tubo capilar para reducir la presión del refrigerante del nivel de condensación al nivel de evaporación. El R-134a entra al tubo capilar como líquido saturado a 50 °C y sale a -20 °C. Determine la calidad del refrigerante en la entrada del evaporador.

**5-65** Se estrangula vapor de agua con una válvula bien aislada, desde 8 MPa y 350 °C hasta 2 MPa. Determine la temperatura final del vapor. *Respuesta:* 285 °C

**5-66**  Reconsidere el problema. 5-65, y con un software apropiado, investigue el efecto de la presión de salida del vapor en la temperatura de salida después de la estrangulación. Deje que la presión de salida varíe de 6 a 1 MPa. Grafique la temperatura de salida del vapor de agua en función de la presión de salida, y comente los resultados.

**5-67E** Entra refrigerante R-134a a la válvula de expansión de un sistema de refrigeración a 120 psia como líquido saturado, y sale a 20 psia. Determine la temperatura y los cambios de energía interna a través de la válvula.

**5-68E** Se estrangula aire a 200 psia y 90° F hasta la presión atmosférica de 14.7 psia. Determine la temperatura final del aire.

### Cámaras mezcladoras e intercambiadores de calor

**5-69C** Considere un proceso de mezcla de flujo estacionario. ¿En qué condiciones la energía introducida al sistema de control por los flujos de entrada será igual a la energía extraída por el flujo de salida?

**5-70C** Considere un intercambiador de calor de flujo estacionario que procesa dos flujos de fluidos distintos. ¿En qué condiciones la cantidad de calor pérdida por un fluido será igual a la cantidad de calor ganada por el otro?

**5-71C** Cuando dos flujos de fluidos se mezclan en una cámara mezcladora, ¿puede ser la temperatura de la mezcla menor que la temperatura de ambos flujos? Explique.

**5-72** Se enfría refrigerante 134a a 700 kPa, 70 °C y 8 kg/min con agua en un condensador hasta que se convierte en líquido saturado a la misma presión. El agua de enfriamiento entra al condensador a 300 kPa y 15 °C y sale a 25 °C a la misma presión. Determine el flujo másico del agua de enfriamiento requerido para enfriar el refrigerante. *Respuesta:* 42.0 kg/min

**5-73** Se mezclan flujos caliente y frío de un fluido en una cámara mezcladora rígida. El fluido caliente entra a la cámara

a razón de 5 kg/s con una energía de 150 kJ/kg. El fluido frío entra a la cámara a razón de 15 kg/s y una energía de 50 kJ/kg. La cámara mezcladora transfiere 5.5 kW de calor al medio ambiente. La cámara mezcladora funciona de manera estacionaria y no gana ni pierde energía o masa con el tiempo. Determine la energía transportada por la mezcla de fluido que sale de la cámara mezcladora por unidad de masa de fluido, en kJ/kg.

**5-74** Una corriente de agua caliente a 80 °C entra a una cámara mezcladora a razón de 0.5 kg/s donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20 °C. Si se desea que la mezcla salga de la cámara a 42 °C, determine el flujo másico de la corriente de agua fría. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 250 kPa. *Respuesta:* 0.865 kg/s

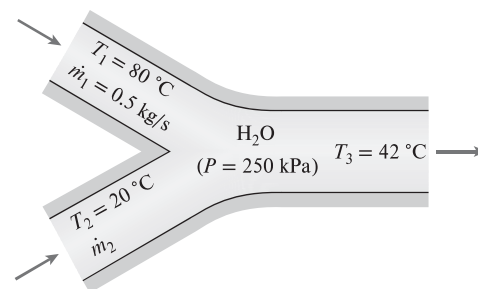


FIGURA P5-74

**5-75E** Se calienta agua a 80 °F y 20 psia en una cámara mezcladora con vapor de agua saturado a 20 psia. Si ambos flujos entran a la cámara mezcladora con el mismo flujo másico determine la temperatura y la calidad del flujo de salida. *Respuestas:* 228 °F, 0.423

**5-76** Un calentador de agua de alimentación abierto adiabático en una central termoeléctrica mezcla 0.2 kg/s de vapor de agua a 100 kPa y 160 °C con 10 kg/s de agua de alimentación a 100 kPa y 50 °C para producir agua de alimentación a 100 kPa y 60 °C en la salida. Determine el flujo másico de salida y la velocidad de salida cuando el diámetro del tubo de salida es de 0.03 m.

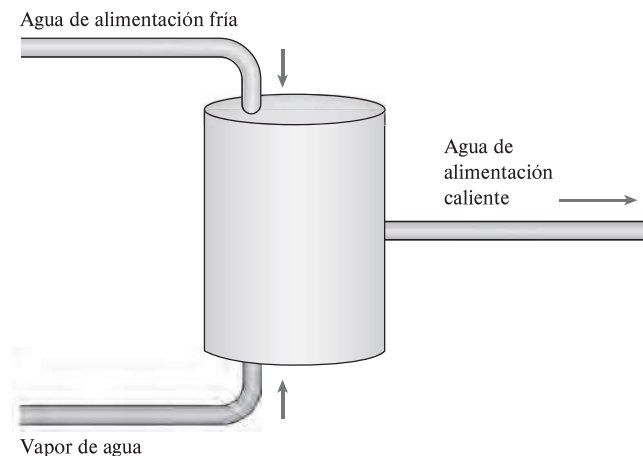


FIGURA P5-76

**5-77** Entra agua fría ( $c_p = 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ), utilizada en una regadera, a un intercambiador de calor de contraflujo de doble tubo de pared delgada a  $15^\circ\text{C}$  a razón de  $0.60 \text{ kg/s}$  y se calienta a  $45^\circ\text{C}$  con agua caliente ( $c_p = 4.19 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) que entra a  $100^\circ\text{C}$  a razón de  $3 \text{ kg/s}$ . Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y la temperatura de salida del agua caliente.

**5-78E** Se va a condensar vapor de agua a  $75^\circ\text{F}$  en la coraza de un intercambiador de calor. El agua de enfriamiento entra a los tubos a  $50^\circ\text{F}$  a razón de  $45 \text{ lbm/s}$  y sale a  $65^\circ\text{F}$ . Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado, determine la tasa de transferencia de calor y la tasa de condensación del vapor de agua.

**5-79** Se va a precalentar aire ( $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) con gases de combustión calientes, en un intercambiador de calor de flujos cruzados, antes de entrar a un horno. El aire entra al intercambiador a  $95 \text{ kPa}$  y  $20^\circ\text{C}$  a razón de  $0.6 \text{ m}^3/\text{s}$ . Los gases de combustión ( $c_p = 1.10 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) entran a  $160^\circ\text{C}$  a razón de  $0.95 \text{ kg/s}$  y salen a  $95^\circ\text{C}$ . Determine la tasa de transferencia de calor al aire y su temperatura de salida.

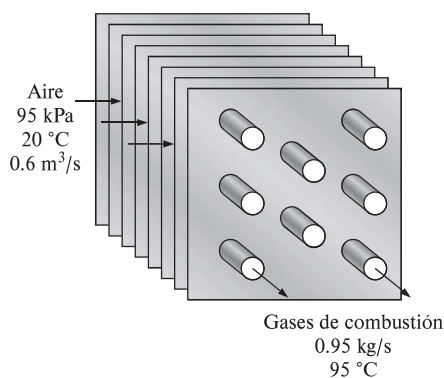


FIGURA P5-79

**5-80E** Un calentador de agua de alimentación abierto calienta el agua de alimentación mezclándola con vapor de agua caliente. Considere una central eléctrica con un calentador de agua de alimentación abierto que mezcla  $0.1 \text{ lbm/s}$  de vapor de agua a  $10 \text{ psia}$  y  $200^\circ\text{F}$  con  $2.0 \text{ lbm/s}$  de agua de alimentación a  $10 \text{ psia}$  y  $100^\circ\text{F}$  para producir agua de alimentación a  $10 \text{ psia}$  y  $120^\circ\text{F}$  en la salida. El diámetro del tubo de salida es de  $0.5 \text{ pie}$ . Determine el flujo másico y la velocidad del agua de alimentación en la salida. ¿Sería el flujo másico y la velocidad significativamente diferentes si la temperatura en la salida fuera de  $180^\circ\text{F}$ ?

**5-81** Se va a enfriar refrigerante 134a a  $1 \text{ MPa}$  y  $90^\circ\text{C}$  hasta  $1 \text{ MPa}$  y  $30^\circ\text{C}$  en un condensador con aire. El aire entra a  $100 \text{ kPa}$  y  $27^\circ\text{C}$  con un flujo volumétrico de  $600 \text{ m}^3/\text{min}$  y sale a  $95 \text{ kPa}$  y  $60^\circ\text{C}$ . Determine el flujo másico del refrigerante.

Respuesta:  $100 \text{ kg/min}$

**5-82** El evaporador de un ciclo de refrigeración es básicamente un intercambiador de calor donde se evapora un refrigerante mediante la absorción de calor de otro fluido. Entra refrigerante R-22 a un evaporador a  $200 \text{ kPa}$ , con una calidad de 22 por ciento y un flujo de  $2.65 \text{ L/h}$ . El R-22 sale del evapo-

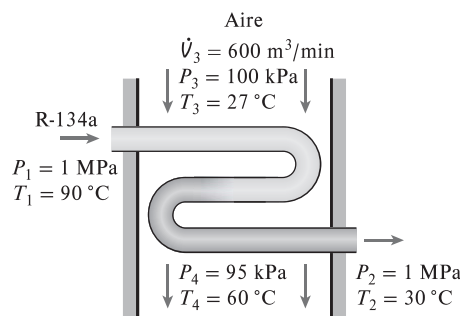


FIGURA P5-81

rador a la misma presión, sobrecalentado  $5^\circ\text{C}$ . El refrigerante se evapora absorbiendo calor del aire, cuyo flujo es  $0.75 \text{ kg/s}$ . Determine *a*) la tasa de calor absorbido del aire y *b*) el cambio de temperatura del aire. Las propiedades del R-22 a la entrada y a la salida del condensador son  $h_1 = 220.2 \text{ kJ/kg}$ ,  $v_1 = 0.0253 \text{ m}^3/\text{kg}$  y  $h_2 = 398.0 \text{ kJ/kg}$ .

**5-83** Un sistema de acondicionamiento de aire implica mezclar aire frío y aire caliente del exterior, antes de que la mezcla entre a la habitación acondicionada, de manera estacionaria. A la cámara mezcladora, entra aire frío a  $7^\circ\text{C}$  y  $105 \text{ kPa}$  con un flujo de  $0.55 \text{ m}^3/\text{s}$ , mientras que el aire caliente entra a  $34^\circ\text{C}$  y  $105 \text{ kPa}$ . La mezcla sale de la habitación a  $24^\circ\text{C}$ . La relación de flujos másicos de aire caliente a frío es 1.6. Use calores específicos variables para determinar *a*) la temperatura de la mezcla en la entrada de la habitación y *b*) la tasa de ganancia de calor en ella.

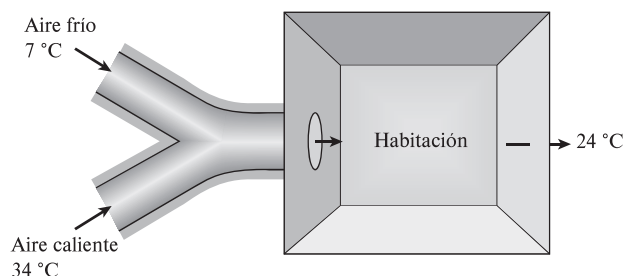


FIGURA P5-83

**5-84** Se usarán gases calientes de escape de un motor de combustión interna, para producir vapor saturado a  $2 \text{ MPa}$ . Los gases de escape entran al intercambiador de calor a  $400^\circ\text{C}$ , a razón de  $32 \text{ kg/min}$ , mientras que el agua entra a  $15^\circ\text{C}$ . El inter-

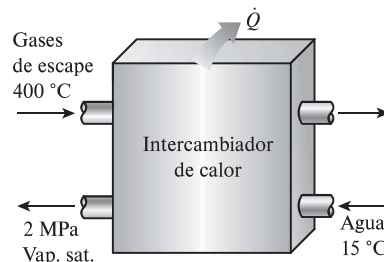


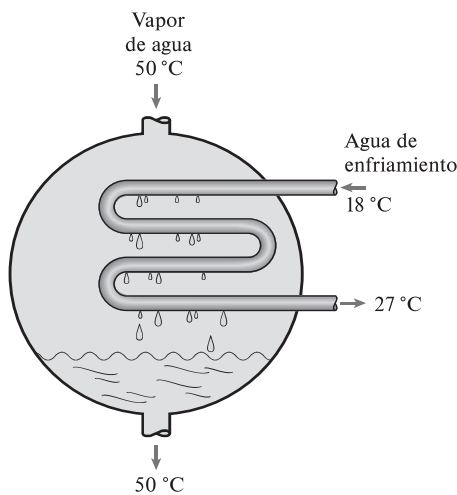
FIGURA P5-84

cambiodor de calor no está bien aislado, y se estima que 10 por ciento del calor cedido por los gases de escape se pierde al medio ambiente. Si el flujo másico de los gases de escape es 15 veces el del agua, determine la temperatura de los gases de escape en la salida del intercambiador de calor y la tasa de transferencia de calor al agua. Use las propiedades del calor específico constantes del aire para los gases de escape.


**5-85** Se utiliza un intercambiador de calor de coraza y tubos bien aislados para calentar agua ( $c_p = 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) en los tubos de 20 a 70 °C a razón de 4.5 kg/s. El calor es suministrado por aceite caliente ( $c_p = 2.30 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) que entra a la coraza a 170 °C a razón de 10 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y la temperatura de salida del aceite.

**5-86** Se debe condensar vapor en el condensador de una central termoeléctrica de vapor a una temperatura de 50 °C con agua de un lago cercano, que entra por la tubería del condensador a 18 °C y a razón de 101 kg/s, y sale de él a 27 °C. Determine la razón de condensación del vapor en el condensador.

*Respuesta:* 1.60 kg/s



**FIGURA P5-86**

**5-87**  Reconsidere el problema 5-86 y use un software apropiado para investigar el efecto de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento en la tasa de condensación del vapor de agua. Deje que la temperatura de entrada varíe de 10 a 20 °C, y suponga que la temperatura de salida permanece constante. Grafique la tasa de condensación del vapor en función de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento, y comente los resultados.

**5-88** Se mezclan dos corrientes de agua en un recipiente aislado para formar una tercera corriente que sale del recipiente. La primera corriente fluye a 30 kg/s y a una temperatura de 90 °C. El flujo de la segunda es de 200 kg/s y su temperatura es de 50 °C. ¿Cuál es la temperatura de la tercera corriente?

**5-89** Se mezclan dos corrientes másicas del mismo gas ideal en una cámara de flujo uniforme mientras reciben energía por transferencia térmica del entorno. El proceso de mezclado tiene

lugar a presión constante, sin trabajo y con cambios insignificantes de las energías cinética y potencial. Suponga que el gas tiene calores específicos constantes.

- Determine la expresión para la temperatura final de la mezcla en términos de la tasa de transferencia térmica a la cámara de mezclado y los flujos másicos de entrada y salida.
- Obtenga una expresión para el flujo volumétrico a la salida de la cámara de mezclado en términos de la tasa de transferencia térmica a la cámara de mezclado y los flujos másicos de entrada y salida.
- Para el caso especial de mezclado adiabático, demuestre que el flujo volumétrico de salida es la suma de los dos flujos volumétricos de entrada.

### Flujo por tubos y ductos

**5-90** Se calienta agua que circula por un tubo de diámetro constante aislado con un calentador de resistencia eléctrica. Si el agua entra al tubo a 20 °C y sale a 75 °C, determine el flujo másico del agua.

**5-91** Se utiliza un calentador eléctrico de 110 volt para calentar 0.3 m<sup>3</sup>/s de aire a 100 kPa y 15 °C hasta 100 kPa y 30 °C. ¿Cuánta corriente, en amperes, debe suministrarse al calentador?

**5-92** Los ductos de un sistema de calefacción pasan por un área que no está caliente. Debido a las pérdidas de calor, la temperatura del aire en el ducto se reduce 4 °C. Si el flujo másico del aire es de 120 kg/min, determine la tasa de pérdida de calor del aire hacia el entorno frío.

**5-93E** El ventilador de una computadora personal hace circular 0.3 pies<sup>3</sup>/s de aire, a 14.7 psia y 70 °F, por caja que contiene la CPU, y otros componentes. El aire sale a 14.7 psia y 83 °F. Calcule la potencia eléctrica, en kW, que disipan los componentes de la PC. *Respuesta:* 0.0740 kW



**FIGURA P5-93E**

© PhotoDisc/Getty Images RF

**5-94** Se calienta agua líquida saturada en un calentador de vapor de agua de flujo estacionario a una presión constante de 2 MPa a razón de 4 kg/s hasta una temperatura de salida de 250 °C. Determine la tasa de transferencia de calor en el calentador.

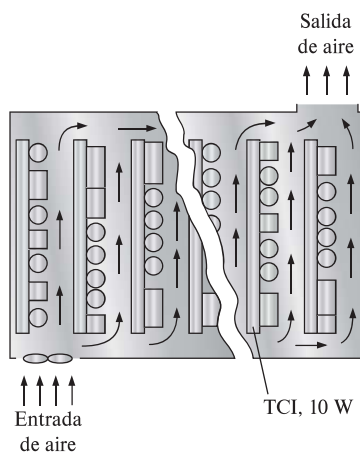
**5-95E** A los tubos de una placa de enfriamiento entra agua a 70 °F con velocidad promedio de 40 pies/min y sale a 105 °F. El diámetro de los tubos es de 0.25 pulg. Suponiendo que el 15 por ciento del calor generado por los componentes electrónicos se disipa de los componentes a los alrededores por

convección y radiación y que 85 por ciento restante es eliminado por el agua de enfriamiento, determine la cantidad de calor generado por los componentes electrónicos montados en la placa de enfriamiento. *Respuesta:* 614 W

**5-96** Considere una tarjeta de circuito impreso de núcleo hueco de 9 cm de altura y 18 cm de largo, que disipa un total de 15 W. El ancho de la brecha de aire en medio de la tarjeta es de 0.25 cm. Si el aire de enfriamiento entra al núcleo hueco de 12 cm de ancho a 25 °C y a 1 atm a razón de 0.8 L/s, determine la temperatura promedio a la cual sale el aire del núcleo hueco. *Respuesta:* 46.0 °C

**5-97** Una computadora, enfriada mediante un ventilador, contiene ocho tarjetas de circuitos impresos, que disipan 10 W de potencia cada una. La altura de las tarjetas es 12 cm y su longitud es 18 cm. El aire de enfriamiento es suministrado por un ventilador de 25 W montado en la entrada. Si el aumento de la temperatura del aire no debe ser mayor que 10 °C al pasar por la caja de la computadora, determine *a)* la tasa de flujo del aire que el ventilador debe suministrar y *b)* la fracción del aumento de la temperatura del aire, debido al calor generado por el ventilador y su motor.

*Respuestas:* *a)* 0.0104 kg/s, *b)* 24 por ciento



**FIGURA P5-97**

**5-98** Una computadora de escritorio se debe enfriar con un ventilador. Los componentes electrónicos de la computadora consumen 60 W de potencia en condiciones de plena carga. La computadora debe funcionar en entornos a temperaturas de 45 °C y a una altitud de 3 400 m donde la presión atmosférica promedio es de 66.63 kPa. La temperatura de salida del aire no debe ser de más de 60 °C para satisfacer los requerimientos de confiabilidad. Asimismo, la velocidad promedio del aire no debe ser de más de 110 m/min a la salida de la caja de la computadora donde está instalado el ventilador para mantener el ruido a un nivel bajo. Determine el flujo másico del ventilador y el diámetro de su cubierta.

**5-99** Repita el problema 5-98 para una computadora que consume 100 W de potencia.

**5-100** Se va a calentar una habitación de 4 m × 5 m × 6 m con un calentador eléctrico colocado en el interior de un tramo

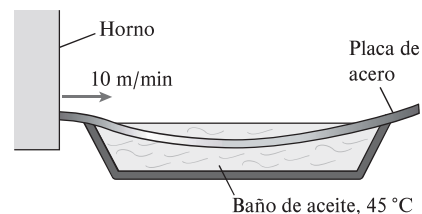
corto de ducto ubicado dentro de la habitación. Al principio, la habitación está a 15 °C y la presión atmosférica local es 98 kPa. La habitación pierde calor en forma constante, hacia el exterior, a una tasa de 150 kJ/min. Un ventilador de 200 W de potencia hace circular el aire, de forma continua, por el ducto y el calentador eléctrico, a un flujo másico de 40 kg/min. Se puede suponer que el ducto es adiabático y que no hay filtraciones de aire hacia dentro y hacia fuera de la habitación. Si se necesitan 25 minutos para que el aire del recinto alcance una temperatura promedio de 25 °C, calcule *a)* la potencia nominal del calentador eléctrico y *b)* el aumento de temperatura que el aire experimenta cada vez que pasa por el calentador.

**5-101** Una casa dispone de un sistema eléctrico de calefacción, que consiste en un ventilador de 300 W de potencia y un elemento calefactor de resistencia eléctrica, colocados en un ducto. Por el ducto fluye constantemente aire a razón de 0.6 kg/s y su temperatura aumenta 7 °C. La tasa de pérdida de calor del aire en el ducto se estima en 300 W. Determine la potencia del elemento calefactor de resistencia eléctrica.


*Respuesta:* 4.22 kW

**5-102** De un horno a 820 °C, sale un rollo de 2 m de ancho y 0.5 cm de espesor de placa de acero al manganeso 1 Mn ( $\rho = 7\,854\text{ kg/m}^3$  y  $c_p = 0.434\text{ kg/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ), para templearlo en un baño de aceite a 45 °C hasta una temperatura de 51.1 °C. Si la hoja metálica se mueve a una velocidad constante de 10 m/min, determine la tasa a la que debe disiparse el calor del aceite para que mantenga una temperatura constante de 45 °C.

*Respuesta:* 4 368 W



**FIGURA P5-102**

**5-103**  Reconsidere el problema 5-102 y con un software apropiado, investigue el efecto de la velocidad con que se mueve la placa de acero en la tasa de transferencia de calor del baño de aceite. Permita una variación en la velocidad de 5 a 50 m/min. Grafique la tasa de la transferencia de calor en función de la velocidad de la placa y analice los resultados.

**5-104E** Las necesidades de agua caliente de una vivienda se van a satisfacer calentando agua a 55 °F, hasta 180 °F, a razón de 4 lbm/s, con un colector solar parabólico. El agua fluye por un tubo de aluminio de pared delgada, de 1.25 pulg de diámetro, cuya superficie externa está anodizada en negro, para maximizar su capacidad absorción solar. El eje del tubo coincide con el eje focal del colector, y alrededor del tubo se coloca una camisa de vidrio para minimizar las pérdidas de calor. Si la energía solar se transfiere al agua a una tasa neta de 400 Btu/h por pie de longitud del tubo, calcule la longitud necesaria del colector parabólico, para satisfacer las necesidades de agua caliente de esta vivienda.

**5-105** Entra argón de manera continua a un calentador de presión constante a 300 K y 100 kPa con un flujo másico de 6.24 kg/s. Se transfiere calor al argón con una potencia de 150 kW a medida que fluye a través del calentador. *a)* Determine la temperatura del argón a la salida del calentador, en °C, y *b)* el flujo volumétrico del argón a la salida del calentador, en m<sup>3</sup>/s.

**5-106** Entra vapor de agua a un largo tubo horizontal con un diámetro de entrada  $D_1 = 16$  cm a 2 MPa y 300 °C con una velocidad de 2.5 m/s. Más adelante corriente abajo, las condiciones son 1.8 MPa y 250 °C, y el diámetro es  $D_2 = 14$  cm. Determine *a)* el flujo másico del vapor de agua y *b)* la tasa de transferencia de calor. *Respuestas:* *a)* 0.401 kg/s, *b)* 45.1 kJ/s

**5-107** Entra refrigerante 134a al condensador de un refrigerador a 900 kPa y 60 °C, y sale como líquido saturado a la misma presión. Determine la transferencia de calor del refrigerante por unidad de masa.

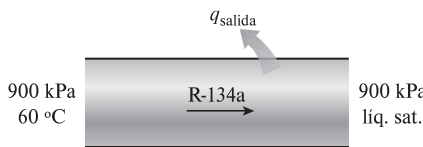


FIGURA P5-107

**5-108** Una secadora de pelo es básicamente un ducto donde se colocan capas de resistores eléctricos. Un pequeño ventilador succiona aire hacia el interior y hace que pase a través de los resistores donde se calienta. Entra aire a una secadora de pelo de 1 200 W a 100 kPa y 22 °C y sale a 47 °C. El área de sección transversal de la secadora en la salida es de 60 cm<sup>2</sup>. Ignorando la potencia consumida por el ventilador y las pérdidas de calor a través de las paredes de la secadora, determine *a)* el flujo volumétrico del aire en la entrada y *b)* la velocidad del aire en la salida. *Respuesta:* *a)* 0.0404 m<sup>3</sup>/s, *b)* 7.31 m/s

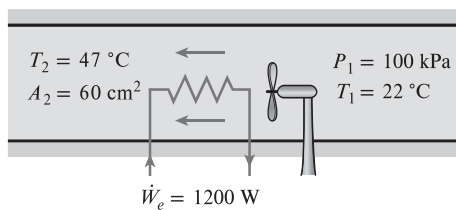



FIGURA P5-108

**5-109**  Reconsidere el problema 5-108, y con un software apropiado, investigue el efecto del área de sección transversal de la salida de la secadora de pelo en la velocidad de salida. Permita una variación del área de salida de 25 a 75 cm<sup>2</sup>. Grafique la velocidad de salida en función del área de sección transversal de salida y comente los resultados. Incluya en el análisis el efecto de la energía cinética del flujo.

**5-110E** Por el ducto de un sistema de acondicionamiento de aire entra aire a 15 psia y 50 °F, con un flujo volumétrico de 450 pies<sup>3</sup>/min. El diámetro del ducto es de 10 pulg, y el calor se transfiere del entorno al aire en el ducto a una razón de 2 Btu/s.

Determine *a)* la velocidad del aire en la entrada del ducto y *b)* la temperatura del aire en la salida.

**5-111** Entra vapor de agua a un tubo aislado a 200 kPa y 200 °C y sale a 150 kPa y 150 °C. La relación entre los diámetros de entrada y salida del tubo es  $D_1/D_2 = 1.80$ . Determine las velocidades de entrada y salida del vapor de agua.

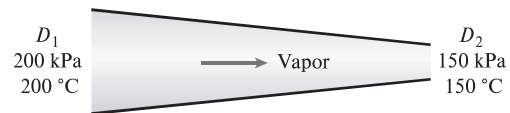


FIGURA P5-111

### Procesos de carga y descarga

**5-112** Un tanque rígido aislado inicialmente está vacío. Se abre una válvula y el aire atmosférico a 95 kPa y 17 °C entra al tanque hasta que la presión en él se eleva a 95 kPa, y en ese momento se cierra la válvula. Determine la temperatura final del aire en el tanque. Suponga calores específicos constantes.

**5-113** Un tanque rígido y aislado que inicialmente está vacío se conecta mediante una válvula a la línea de alimentación que transporta vapor a 4 MPa. Se abre la válvula y se permite que el vapor fluya hacia dentro del tanque hasta que la presión alcanza los 4 MPa, y en ese momento se cierra la válvula. Si la temperatura final del vapor en el tanque es de 550 °C, determine la temperatura del vapor en la línea de alimentación y el trabajo de flujo por masa unitaria del vapor.

**5-114** Un tanque rígido aislado de 2 m<sup>3</sup> que inicialmente contiene vapor de agua saturado a 1 MPa se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que transporta vapor a 400 °C. Se abre la válvula y el vapor fluye lentamente hacia dentro del tanque hasta que la presión en su interior alcanza 2 MPa. En ese instante la temperatura del tanque es de 300 °C. Determine la masa de vapor que ha entrado y la presión del vapor en la línea de alimentación.

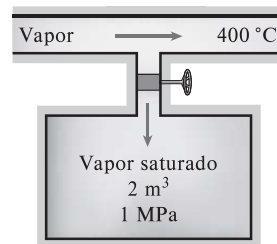


FIGURA P5-114

**5-115** Considere una botella vacía de 35 L que está rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 22 °C. Se abre una válvula en el cuello de la botella y entra aire atmosférico a la botella. El aire atrapado en la botella finalmente alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera, a consecuencia 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, durante este proceso de llenado. Respuesta: 3.50 kJ

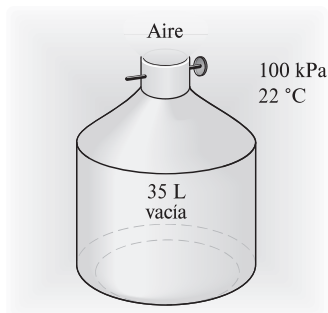


FIGURA P5-115

**5-116** Un tanque rígido de 2 m<sup>3</sup> inicialmente contiene aire a 100 kPa y 22 °C. El tanque está conectado a una línea de alimentación mediante una válvula. Por la línea de alimentación fluye aire a 600 kPa y 22 °C. Se abre la válvula y entra aire al tanque hasta que la presión en éste alcanza la presión en la línea, y en ese momento se cierra la válvula. Un termómetro colocado en el tanque indica que la temperatura del aire en el estado final es de 77 °C. Determine a) la masa del aire que ha entrado al tanque y b) la cantidad de transferencia de calor. Respuestas: a) 9.58 kg, b) 339 kJ

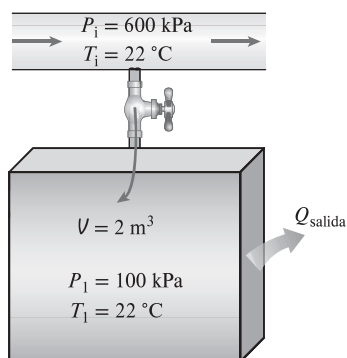


FIGURA P5-116

**5-117** Un tanque rígido de 0.2 m<sup>3</sup> provisto de regulador de presión contiene vapor a 2 MPa y 300 °C. Ahora se calienta el vapor contenido en el tanque. El regulador mantiene el vapor a una presión constante al permitir que se escape algo de vapor, aunque la temperatura en el interior se eleva. Determine la cantidad de calor transferida cuando la temperatura del vapor alcanza 500 °C.

**5-118E** Al inicio un tanque rígido de 3 pies<sup>3</sup> contiene vapor de agua saturado a 300 °F. El tanque está conectado por una válvula a una línea de alimentación que conduce vapor a 200 psia y 400 °F. Se abre la válvula y entra vapor al tanque. La transferencia de calor ocurre con el medio ambiente de manera que la temperatura en el tanque permanece constante a 300 °F en todo momento. La válvula se cierra cuando se observa que el agua líquida ha ocupado la mitad del volumen del tanque. Encuentre

a) la presión final en el tanque, b) la cantidad de vapor que ha entrado al tanque y c) la cantidad de transferencia de calor. Respuestas: a) 67.03 psia, b) 85.74 lbm, c) 80 900 Btu

**5-119E** Un tanque rígido, aislado de 40 pies<sup>3</sup> contiene aire a 50 psia y 120 °F. Se abre una válvula conectada al tanque, y se permite que escape aire hasta que la presión en el interior se reduce a 25 psia. Un calentador de resistencia eléctrica colocado adentro del tanque mantiene la temperatura del aire constante en este proceso.

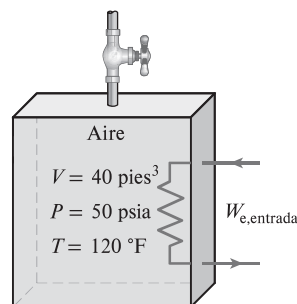


FIGURA P5-119E

**5-120** La presión de operación de una olla de presión de 4 L es de 175 kPa. Inicialmente la mitad del volumen se llena con líquido y la otra con vapor. Si se desea que la olla de presión no se quede sin agua durante 75 min, determine la tasa máxima de transferencia de calor permitida.

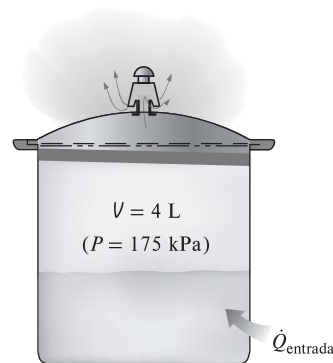


FIGURA P5-120

**5-121** Un sistema de acondicionamiento de aire se llenará desde un recipiente rígido que contiene 5 kg de R-134a líquido, a 24 °C. La válvula que conecta a este recipiente con el sistema de acondicionamiento de aire se abre, hasta que la masa en el recipiente es 0.25 kg, y en ese momento se cierra la válvula. Durante ese tiempo sólo pasa R-134a líquido desde el recipiente. Suponiendo que el proceso es isotérmico mientras está abierta la válvula, calcule la calidad final del R-134a en el recipiente y la transferencia total de calor. Respuestas: 0.506, 22.6 kJ

**5-122E** Se suministra oxígeno a un hospital desde diez tanques de 1.5 pies<sup>3</sup> de oxígeno comprimido. Al principio, los tanques están a 1 500 psia y 80 °F. El oxígeno se extrae de estos

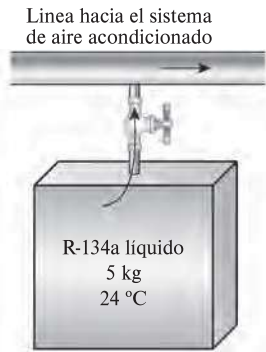


FIGURA P5-121

tanques lentamente de modo que la temperatura en ellos permanezca a 80 °F. Después de dos semanas, la presión es de 300 psia. Determine la masa de oxígeno consumida y el calor total transferido a los tanques.

**5-123** Al principio un tanque rígido de 0.05 m<sup>3</sup> contiene refrigerante 134a a 0.8 MPa y 100 por ciento de calidad. El tanque está conectado mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 134a a 1.2 MPa y 40 °C. Se abre la válvula y se permite que el refrigerante entre al tanque. La válvula se cierra cuando se observa que el tanque contiene líquido saturado a 1.2 MPa. Determine a) la masa de refrigerante que ha entrado al tanque y b) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas:* a) 54.0 kg, b) 202 kJ

**5-124** Un recipiente rígido de 0.12 m<sup>3</sup> contiene refrigerante 134a saturado, a 800 kPa. Al principio, 25 por ciento del volumen está ocupado por líquido y el resto, por vapor. A continuación, se abre una válvula colocada en el fondo del tanque y sale líquido del tanque. Se transfiere calor al refrigerante de modo que la presión dentro del recipiente permanezca constante. La válvula se cierra cuando ya no hay líquido en el tanque y comienza a salir vapor. Determine la transferencia de calor total en este proceso. *Respuesta:* 201 kJ

**5-125** Un recipiente rígido de 0.3 m<sup>3</sup> se llena con agua líquida saturada a 200 °C. En el fondo del recipiente se abre una válvula y se saca líquido del recipiente. Se transfiere calor al agua de modo que la temperatura en el interior del recipiente permanezca constante. Determine la cantidad de calor que debe transferirse para cuando se ha extraído la mitad de la masa total.

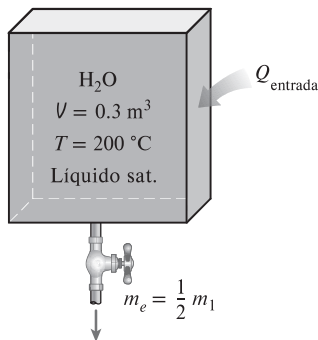


FIGURA P5-125

**5-126** La tapa de salida de aire de un globo de aire caliente se utiliza para dejar salir aire caliente del globo cuando se requiera. En uno de esos globos, la abertura de salida del aire tiene 0.5 m<sup>2</sup> de área, y la de llenado, de 1 m<sup>2</sup>. Durante una maniobra adiabática de vuelo, que dura dos minutos, entra aire caliente al globo, a 100 kPa y 35 °C, con 2 m/s de velocidad; el aire en el interior del globo permanece a 100 kPa y 35 °C; y sale aire del globo, por la tapa de salida, a 1 m/s. Al comienzo de la maniobra, el volumen del globo es 75 m<sup>3</sup>. Determine el volumen final del globo y el trabajo producido por el aire en su interior, al expandir la piel del globo.



FIGURA P5-126

© Getty Images RF

**5-127** Un globo inicialmente contiene 40 m<sup>3</sup> de gas helio en condiciones atmosféricas de 100 kPa y 17 °C. El globo está conectado mediante una válvula a un gran depósito que suministra gas helio a 125 kPa y 25 °C. Luego se abre la válvula y se permite que entre helio al globo hasta que la presión se equilibra con el helio contenido en la línea de alimentación. El material del globo es tal que su volumen se incrementa linealmente con la presión. Si no hay transferencia de calor durante este proceso, determine la temperatura final en el globo.

*Respuesta:* 315 K

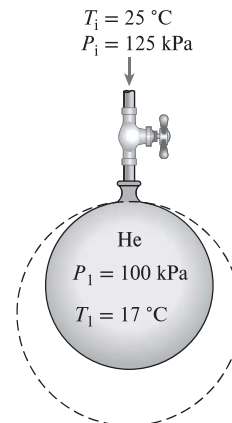


FIGURA P5-127

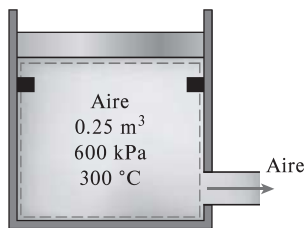
**5-128** Un tanque aislado de  $0.15 \text{ m}^3$  contiene helio a  $3 \text{ MPa}$  y  $130 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se abre una válvula y se deja escapar helio. La válvula se cierra cuando la mitad de la masa inicial se ha escapado. Determine la temperatura y la presión finales en el tanque.

*Respuestas:*  $257 \text{ K}$ ,  $956 \text{ kPa}$

**5-129** Un dispositivo de pistón-cilindro vertical inicialmente contiene  $0.2 \text{ m}^3$  de aire a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . La masa del pistón es tal que mantiene una presión constante de  $300 \text{ kPa}$  en el interior. Ahora se abre una válvula conectada al cilindro y se permite que escape aire hasta que el volumen en el interior del cilindro se reduce a la mitad. Durante el proceso hay transferencia de calor de modo que la temperatura del aire en el cilindro permanece constante. Determine *a*) la cantidad de aire que quedó en el cilindro y *b*) la cantidad de transferencia de calor.

*Respuestas:* *a*)  $0.357 \text{ kg}$ , *b*)  $0$

**5-130** Un dispositivo de pistón-cilindro vertical inicialmente contiene  $0.25 \text{ m}^3$  de aire a  $600 \text{ kPa}$  y  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se abre una válvula conectada al cilindro, y se permite que escape aire hasta que tres cuartos de la masa salen del cilindro, momento en el cual el volumen es de  $0.05 \text{ m}^3$ . Determine la temperatura final en el cilindro y el trabajo de frontera durante este proceso.



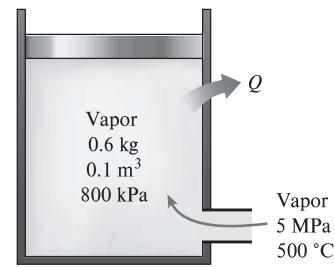
**FIGURA P5-130**

**5-131** Un dispositivo de pistón-cilindro vertical inicialmente contiene  $0.01 \text{ m}^3$  de vapor a  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ . La masa del pistón libre de fricción es tal que mantiene una presión constante de  $500 \text{ kPa}$  en el interior. Luego se permite que entre vapor a  $1 \text{ MPa}$  y  $350 \text{ }^\circ\text{C}$  al cilindro desde una línea de alimentación hasta que el volumen en el interior se duplica. Ignorando cualquier transferencia de calor que pudiera haber ocurrido durante el proceso, determine *a*) la temperatura final del vapor en el cilindro y *b*) la cantidad de masa que ha entrado.

*Respuestas:* *a*)  $261.7 \text{ }^\circ\text{C}$ , *b*)  $0.0176 \text{ kg}$

**5-132** Un dispositivo de pistón-cilindro inicialmente contiene  $0.6 \text{ kg}$  de vapor con un volumen de  $0.1 \text{ m}^3$ . La masa del pistón es tal que mantiene una presión constante de  $800 \text{ kPa}$ . El cilindro está conectado mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce vapor a  $5 \text{ MPa}$  y  $500 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se abre la válvula y se permite que fluya vapor lentamente hacia el cilindro hasta que el volumen de éste se duplica y su temperatura alcanza  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ , y en ese momento se cierra la válvula. Determine *a*) la masa de vapor que ha entrado y *b*) la cantidad de transferencia de calor.

**5-133** El aire comprimido en un tanque rígido y aislado, cuyo volumen es  $0.5 \text{ m}^3$ , inicialmente está a  $2 \text{ 400 kPa}$  y  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Entonces, se deja que escape suficiente aire del tanque para reducir la presión a  $2 \text{ 000 kPa}$ . Después de este escape, ¿cuál es la temperatura del aire que queda en el tanque?



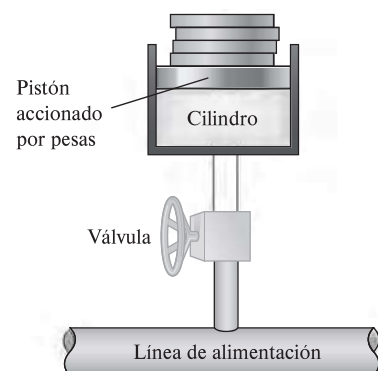
**FIGURA P5-132**



**FIGURA P5-133**

© C. Squared Studios/Getty Images RF

**5-134E** El pistón accionado por pesas del dispositivo mostrado en la figura P5-134E mantiene la presión del contenido del pistón-cilindro a  $200 \text{ psia}$ . Inicialmente, este sistema no contiene masa. Se abre la válvula, y el vapor de la línea entra al cilindro hasta que el volumen es de  $10 \text{ pies}^3$ . Este proceso es adiabático, y el vapor en la línea permanece a  $300 \text{ psia}$  y  $450 \text{ }^\circ\text{F}$ . Determine la temperatura final (y calidad si es apropiado) del vapor en el cilindro y el trabajo total producido a medida que se llena el dispositivo.



**FIGURA P5-134E**

**5-135E** Repita el problema 5-134E cuando la línea de alimentación conduce oxígeno a  $300 \text{ psia}$  y  $450 \text{ }^\circ\text{F}$ .

*Respuestas:*  $450 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $370 \text{ Btu}$

## Problemas de repaso

**5-136** Se bombea agua subterránea a una piscina cuya sección transversal es  $6 \text{ m} \times 9 \text{ m}$  mientras se descarga agua a través de un orificio de  $7 \text{ cm}$  de diámetro a una velocidad promedio constante de  $4 \text{ m/s}$ . Si el nivel del agua en la piscina sube a razón de  $25 \text{ cm/min}$ , determine la tasa a la cual se suministra agua a la piscina, en  $\text{m}^3/\text{s}$ .

**5-137** Un rollo largo de  $1 \text{ m}$  de ancho y  $0.5 \text{ cm}$  de espesor de placa de acero al manganeso 1 Mn de  $0.5 \text{ cm}$  de espesor ( $\rho = 7854 \text{ kg/m}^3$ ) que sale de un horno se va a temprar en un baño de aceite hasta alcanzar una temperatura determinada. Si la hoja metálica se mueve a una velocidad constante de  $10 \text{ m/min}$ , determine la tasa del flujo másico de la placa de acero a través del baño de aceite.

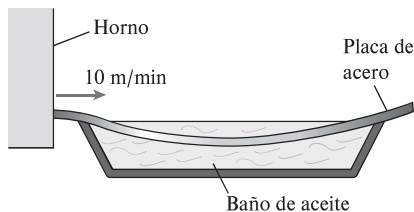


FIGURA P5-137

**5-138** Entra helio de forma continua a un tubo con un flujo másico de  $8 \text{ kg/s}$  a  $427 \text{ °C}$  y  $100 \text{ kPa}$  y sale del tubo a  $27 \text{ °C}$ . La presión durante el proceso se mantiene constante a  $100 \text{ kPa}$ . a) Determine la transferencia de calor durante el proceso, en  $\text{kW}$ , y b) el flujo volumétrico del helio a la salida del tubo, en  $\text{m}^3/\text{s}$ .

**5-139** A una tobera que tiene relación de áreas de entrada a salida de  $2:1$ , entra aire a razón de  $4.18 \text{ kg/m}^3$  y a una velocidad de  $120 \text{ m/s}$ , y sale a  $380 \text{ m/s}$ . Determine la densidad del aire a la salida. Respuesta:  $2.64 \text{ kg/m}^3$

**5-140** Se hierve agua a  $100 \text{ °C}$  con una resistencia de  $3 \text{ kW}$ . Determine la tasa de evaporación del agua.

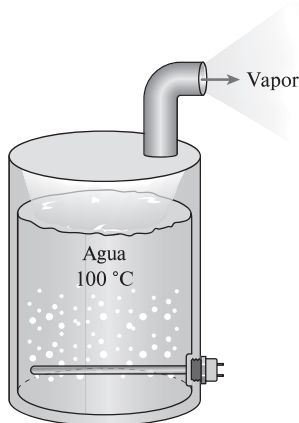


FIGURA P5-140

**5-141** En un compresor de aire se procesan  $15 \text{ L/s}$  de aire a  $120 \text{ kPa}$  y  $20 \text{ °C}$ , hasta  $800 \text{ kPa}$  y  $300 \text{ °C}$ , y se consumen  $6.2 \text{ kW}$  de potencia. ¿Cuánta de esa potencia se usa para aumentar la presión del aire, comparada con la potencia necesaria para hacer pasar al fluido por el compresor?

Respuestas:  $4.48 \text{ kW}$ ,  $1.72 \text{ kW}$

**5-142** Una turbina de vapor trabaja con vapor de agua a  $1.6 \text{ MPa}$  y  $350 \text{ °C}$  en su entrada, y vapor saturado a  $30 \text{ °C}$  en su salida. El flujo másico del vapor es  $22 \text{ kg/s}$  y la turbina produce  $12350 \text{ kW}$  de potencia. Determine la rapidez con que se pierde calor a través de la carcasa de esa turbina.

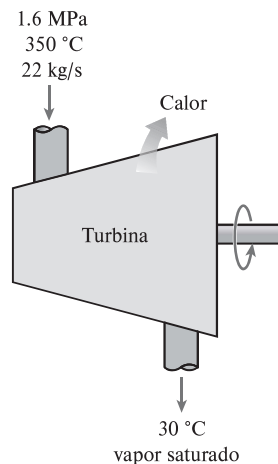


FIGURA P5-142

**5-143E** Entra refrigerante 134a a un compresor adiabático a  $15 \text{ psia}$  y  $20 \text{ °F}$  con un flujo volumétrico de  $10 \text{ pies}^3/\text{s}$  y sale a una presión de  $100 \text{ psia}$ . La potencia suministrada al compresor es de  $45 \text{ hp}$ . Determine a) la tasa de flujo másico del refrigerante y b) la temperatura de salida.

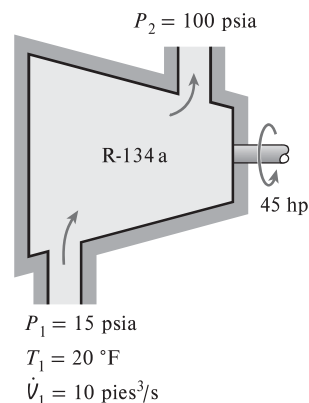


FIGURA P5-143E

**5-144E** A través de un largo tubo adiabático de diámetro constante fluye gas nitrógeno. Entra a  $100 \text{ psia}$  y  $120 \text{ °F}$  y sale a  $50 \text{ psia}$  y  $70 \text{ °F}$ . Calcule la velocidad del nitrógeno a la entrada y salida del tubo.

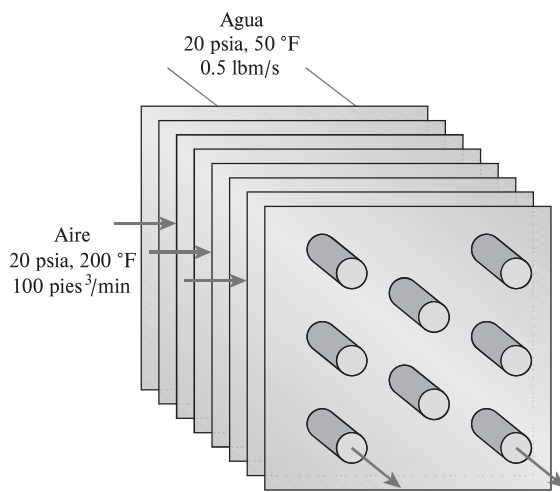
**5-145** Un calentador eléctrico de 110 V calienta 0.1 L/s de agua de 18 a 30 °C. Calcule la corriente en amperes que debe suministrarse al calentador. *Respuesta:* 45.6 A

**5-146** Un ventilador es propulsado por un motor de 0.5 hp y suministra aire a razón de 85 m<sup>3</sup>/min. Determine el valor máximo de la velocidad promedio del aire movilizado por el ventilador. Considere que la densidad del aire es 1.18 kg/m<sup>3</sup>.

**5-147** Entra vapor a un largo tubo aislado a 1 200 kPa, 250 °C y 4 m/s, y sale a 1 000 kPa. El diámetro del tubo es de 0.15 m en la entrada y de 0.1 m en la salida. Calcule el flujo másico del vapor y su velocidad a la salida del tubo.

**5-148** Entra vapor a una tobera a baja velocidad a 150 °C y 200 kPa, y sale como vapor saturado a 75 kPa. Hay una transferencia térmica de la tobera al entorno, de 26 kJ por cada kilogramo de vapor que fluye a través de la tobera. Determine *a)* la velocidad de salida del vapor y *b)* el flujo másico del vapor a la entrada de la tobera, si el área de salida de la tobera es de 0.001 m<sup>2</sup>.

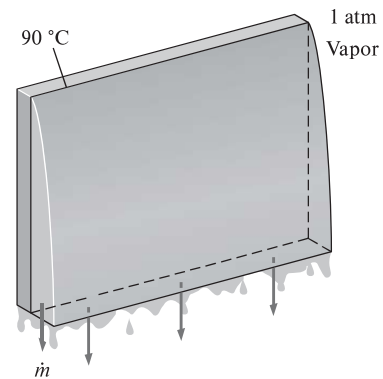
**5-149E** Considere un intercambiador de calor que utiliza aire caliente para calentar agua fría. Al intercambiador de calor entra aire a 20 psia y 200 °F a razón de 100 pies<sup>3</sup>/min y sale a 17 psia y 100 °F. Entra agua a esta unidad a 20 psia y 50 °F a razón de 0.5 lbm/s y sale a 17 psia y 90 °F. Determine la potencia de flujo total, en hp, requerida para esta unidad y el trabajo de flujo en Btu/lbm, de las corrientes de aire y agua.



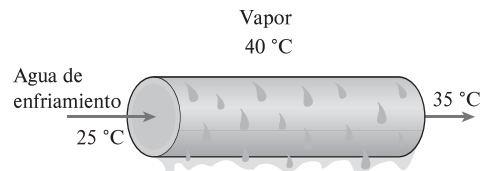
**FIGURA P5-149E**

**5-150** Sobre una placa vertical se condensa vapor saturado a 1 atm, que se mantiene a 90 °C debido al agua de enfriamiento que circula por el otro lado. Si la tasa de transferencia de calor hacia la placa por condensación es de 180 kJ/s, determine la tasa a la cual el condensado escurre por la parte inferior de la placa.

**5-151** Se condensa vapor a 40 °C en la parte externa de un delgado tubo de cobre horizontal de 5 m de largo y 3 cm de diámetro con agua de enfriamiento que entra al tubo a 25 °C a una velocidad promedio de 2 m/s y sale a 35 °C. Determine la tasa de condensación del vapor. *Respuesta:* 0.0245 kg/s



**FIGURA P5-150**



**FIGURA P5-151**

**5-152** En las grandes centrales termoeléctricas de vapor, el agua alimentada suele calentarse en un calentador cerrado de agua de alimentación con vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor ingresa al calentador de agua de alimentación a 1 MPa y 200 °C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 Mpa y 50 °C y sale a 10 °C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Determine la relación entre los flujos másicos del vapor extraído y el agua de alimentación.

**5-153** En las grandes centrales eléctricas de turbinas de gas, se precalienta el aire con gases de escape en un intercambiador de calor llamado *regenerador* antes de que entre a la cámara de combustión. Entra aire al *regenerador* a 1 MPa y 550 K con un flujo másico de 800 kg/min. Se transfiere calor al aire a razón de 2 700 kJ/s. Los gases de escape entran al regenerador a 140 kPa y 800 K y salen a 130 kPa y 600 K. Considerando los gases de escape como aire, determine *a)* la temperatura de salida del aire y *b)* el flujo másico de los gases de escape.

*Respuesta:* *a)* 741 K, *b)* 12.6 kg/s

**5-154** Entra agua fría a un generador de vapor a 20 °C y sale como vapor saturado a 200 °C. Determine la fracción de calor utilizada en el generador de vapor para precalentar el agua líquida de 20 °C a la temperatura de saturación de 200 °C.

**5-155** Un gas ideal se expande en una turbina adiabática, de 1 200 K y 900 kPa a 800 K. Determine el flujo volumétrico del gas, a la entrada de la turbina, en m<sup>3</sup>/s, necesario para que la potencia de la turbina sea de 650 kW. Los valores promedio de los calores específicos de este gas, dentro del rango de temperaturas y la constante del gas son  $c_p = 1.13$  kJ/kg·K,  $c_v = 0.83$  kJ/kg·K, y  $R = 0.30$  kJ/kg·K.

**5-156** Determine la potencia suministrada a un compresor que comprime helio de 110 kPa y 20 °C a 400 kPa y 200 °C. El

helio entra a este compresor por un tubo de  $0.1 \text{ m}^2$  a una velocidad de  $7 \text{ m/s}$ .

**5-157** Se van a enfriar pollos, con una masa promedio de  $2.2 \text{ kg}$ , y calor específico promedio de  $3.54 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ , con agua helada que entra a un enfriador de inmersión a  $0.5^\circ\text{C}$ , de flujo continuo. Los pollos se dejan caer al enfriador, a la temperatura uniforme de  $15^\circ\text{C}$  y a razón de  $500$  por hora, y se enfrían a una temperatura promedio de  $3^\circ\text{C}$  antes de sacarlos; el enfriador gana calor del entorno a razón de  $200 \text{ kJ/h}$ . Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los pollos, en  $\text{kW}$ , y *b*) el flujo másico, en  $\text{kg/s}$ , si el aumento de temperatura del agua no debe ser mayor de  $2^\circ\text{C}$ .

**5-158** Repita el problema 5-157 suponiendo que la ganancia de calor del enfriador es insignificante.

**5-159E** Se va a diseñar un sistema de refrigeración para enfriar huevos ( $\rho = 67.4 \text{ lbm/pie}^3$  y  $c_p = 0.80 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{F}$ ) con una masa promedio de  $0.14 \text{ lbm}$ , desde una temperatura inicial de  $90^\circ\text{F}$  hasta una temperatura final promedio de  $50^\circ\text{F}$ , con aire a  $34^\circ\text{F}$  a razón de  $3\,000$  huevos por hora. Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los huevos, en  $\text{Btu/h}$ , y *b*) el flujo volumétrico de aire necesario, en  $\text{pie}^3/\text{h}$ , si el aumento de temperatura del aire no debe ser mayor que  $10^\circ\text{F}$ .

**5-160** En una planta lavadora de botellas, utiliza un baño de agua caliente bien agitada a  $50^\circ\text{C}$  que se coloca en el suelo. Las botellas entran a razón de  $450$  por minuto, a una temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$ , y salen a la temperatura del agua. La masa de cada botella es  $150 \text{ g}$ , y saca  $0.2 \text{ g}$  de agua cuando salen del baño. Se suministra agua de reposición a  $15^\circ\text{C}$ . Sin considerar las pérdidas de calor de las superficies externas del baño, determine la tasa a la que se debe suministrar *a*) agua y *b*) calor, para mantener una operación continua.

**5-161** En una planta lechera se pasteuriza leche a  $4^\circ\text{C}$  de manera continua a  $72^\circ\text{C}$  a razón de  $20 \text{ L/s}$  durante las 24 horas del día y los 365 días del año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización con agua caliente calentada en un calentador de gas natural cuya eficiencia es de  $90$  por ciento. Luego se enfría la leche pasteurizada con agua fría a  $18^\circ\text{C}$  antes de refrigerarla de nuevo a  $4^\circ\text{C}$ . Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador cuya eficacia es de  $82$  por ciento. Si el costo del gas natural es de  $\$1.10/\text{termia}$  ( $1 \text{ termia} = 105.500 \text{ kJ}$ ), determine cuanta energía y dinero ahorrará el regenerador a esta compañía por año.

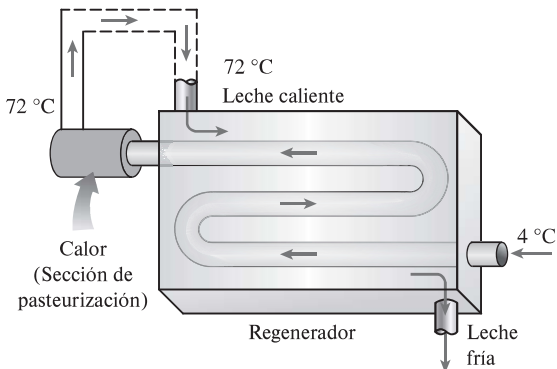


FIGURA P5-161

**5-162** Se extruyen alambres de aluminio ( $\rho = 2\,702 \text{ kg/m}^3$  y  $c_p = 0.896 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) de  $5 \text{ mm}$  de diámetro, a una temperatura de  $350^\circ\text{C}$ , y se enfrían a  $50^\circ\text{C}$  en aire atmosférico a  $25^\circ\text{C}$ . Si el alambre se extruye a una velocidad de  $8 \text{ m/min}$ , determine la tasa de transferencia de calor del alambre a la sala de extrusión.

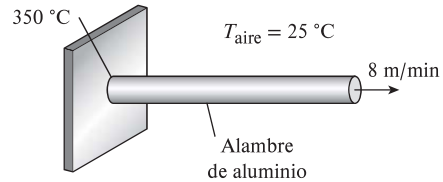


FIGURA P5-162

**5-163** Repita el problema 5-162 para un alambre de cobre ( $\rho = 8\,950 \text{ kg/m}^3$  y  $c_p = 0.383 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ).

**5-164E** Se mezcla vapor a  $80 \text{ psia}$  y  $400^\circ\text{F}$  con agua a  $60^\circ\text{F}$  y  $80 \text{ psia}$ , continuamente en un dispositivo adiabático. El vapor entra con un flujo de  $0.05 \text{ lbm/s}$ , y el agua entra a razón de  $1 \text{ lbm/s}$ . Determine la temperatura de la mezcla que sale de este dispositivo, cuando la presión en la salida es  $80 \text{ psia}$ .

Respuesta:  $117^\circ\text{F}$

**5-165** Un separador de vapor de R-134a, a presión constante, separa el líquido y vapor de una mezcla saturada en dos flujos de salida. Determine la potencia de flujo necesaria para hacer pasar  $6 \text{ L/s}$  de R-134a a  $320 \text{ kPa}$  y  $55$  por ciento de calidad por este separador. ¿Cuál es el flujo másico, en  $\text{kg/s}$ , de los dos flujos de salida?

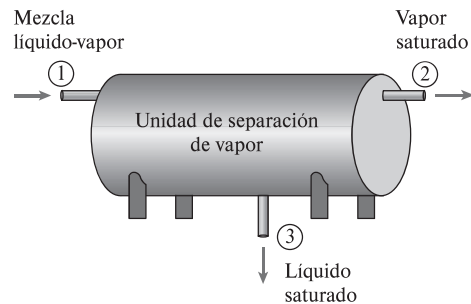


FIGURA P5-165

**5-166E** Está demostrado que la calidad del aire en interiores (IAQ, por sus siglas en inglés) tiene un efecto significativo en la salud y productividad general de los empleados en un lugar de trabajo. Un estudio demostró que mejorar la IAQ incrementando la ventilación del edificio de  $5 \text{ cfm}$  (pies cúbicos por minuto) a  $20 \text{ cfm}$  elevó la productividad en  $0.25$  por ciento, lo que equivale a  $\$90$  por persona al año, y un descenso de  $10$  por ciento en las enfermedades respiratorias, lo que representa ahorros anuales promedio de  $\$39$  por persona con un incremento del consumo anual de energía de  $\$6$  y del costo del equipo de cerca de  $\$4$  por persona al año (*ASHRAE Journal*, diciembre de 1998). Para un lugar de trabajo con  $120$  empleados, determine el beneficio monetario neto de instalar un sistema de IAQ mejorado para el empleador por año. Respuesta:  $\$14\,280$  al año

**5-167E** La presión atmosférica promedio en Spokane, Washington (altitud = 2 350 pies), es de 13.5 psia, y la temperatura invernal promedio es de 36.5 °F. La prueba de presurización de una vieja casa de 9 pies de altura y 4 500 pie<sup>2</sup> de área reveló que la tasa de infiltración promedio estacional de la casa es 2.2 cambios de aire por hora (ACH, del inglés *air changes*). Es decir, el aire exterior reemplaza todo el aire de la casa 2.2 veces por hora. Se sugiere que la tasa de infiltración de la casa se puede reducir a la mitad a 1.1 ACH acondicionando las puertas y ventanas para el invierno. Si la casa se calienta con gas natural cuyo costo unitario es de \$1.24/termia y la temporada de frío puede ser de seis meses, determine cuánto se ahorrará el propietario en los costos de calefacción al año con el proyecto de acondicionamiento para el invierno. Suponga que la casa se mantiene siempre a 72 °F y que la eficiencia del horno es de 0.92. También suponga que la carga de calor latente durante la temporada de frío es insignificante.

**5-168** Un ventilador extractor del baño de un edificio tiene una tasa de flujo volumétrico de 30 L/s y funciona de forma continua. El edificio está ubicado en San Francisco, California, donde la temperatura invernal promedio es de 12.2 °C, pero el edificio se mantiene en todo momento a 22 °C. El edificio se calienta mediante electricidad cuyo costo es de \$0.12/kWh. Determine la cantidad y el costo del calor descargado por el extractor al mes en invierno.

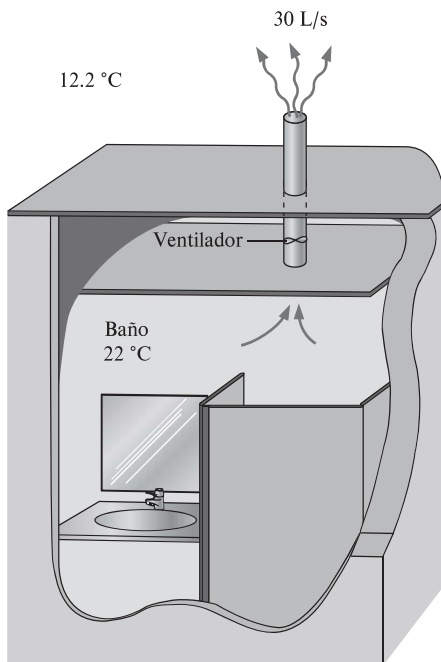


FIGURA P5-168

**5-169E** Un pequeño cohete de control de posicionamiento de un satélite es propulsado por un recipiente de 2 pies<sup>3</sup> que contiene R-134a a -10 °F. En el momento del lanzamiento, el recipiente está completamente lleno con R-134a líquido saturado. El cohete se diseñó para explosiones cortas de 5 s de duración. Durante cada explosión, la tasa de flujo másico que sale del cohete es de 0.05 lbm/s. ¿Cuántas explosiones como esas puede

experimentalmente este cohete antes de que la calidad en el recipiente sea de 90 por ciento o más, suponiendo que la temperatura del R-134a se mantiene a -10 °F? *Respuesta:* 680

**5-170** Determine la tasa de pérdida de calor sensible de un edificio debido a infiltración si el aire externo a -5 °C y 95 kPa entra al edificio a razón de 60 L/s cuando el aire interno se mantiene a 25 °C.

**5-171** Considere un salón de clases en un caluroso día de verano con 150 estudiantes donde cada uno disipa 60 W de calor sensible. Todas las luces, con 6.0 kW de potencia nominal, se mantienen encendidas. El salón no cuenta con muros externos, de ahí que la ganancia de calor a través de los muros y el techo es insignificante. Se dispone de aire frío a 15 °C, y la temperatura del aire de retorno no es de más de 25 °C. Determine el flujo de aire requerido, en kg/s, que debe suministrarse al salón para mantener su temperatura promedio constante.

*Respuesta:* 1.49 kg/s

**5-172** Un sistema de acondicionamiento de aire necesita un flujo de aire en el conducto de suministro principal de 130 m<sup>3</sup>/min. La velocidad promedio del aire en el conducto circular no debe exceder de 8 m/s para evitar vibración excesiva y caídas de presión. Suponiendo que el ventilador convierte el 80 por ciento de la energía eléctrica que consume en energía cinética del aire, determine el tamaño del motor eléctrico que se necesita para impulsar el ventilador y el diámetro del conducto principal. Considere que la densidad del aire es 1.20 kg/m<sup>3</sup>.

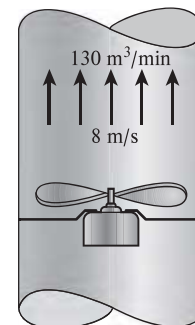


FIGURA P5-172

**5-173** Un edificio con volumen interno de 400 m<sup>3</sup> se debe calentar con un calentador de resistencia eléctrica de 30 kW instalado en un ducto adentro del edificio. Inicialmente el aire en el edificio está a 14 °C, y la presión atmosférica local es de 95 kPa. El edificio pierde calor hacia el medio ambiente a una tasa constante de 450 kJ/min. Se hace que fluya aire constantemente a través del ducto y el calentador mediante un ventilador de 250 W, y la temperatura del aire se eleva 5 °C cada vez que pasa por el ducto, el cual se puede suponer que es adiabático.

- ¿Cuánto tardará el aire interno del edificio en alcanzar una temperatura promedio de 24 °C?
- Determine el flujo másico promedio del aire a través del ducto.

*Respuestas:* a) 146 s, b) 6.02 kg/s

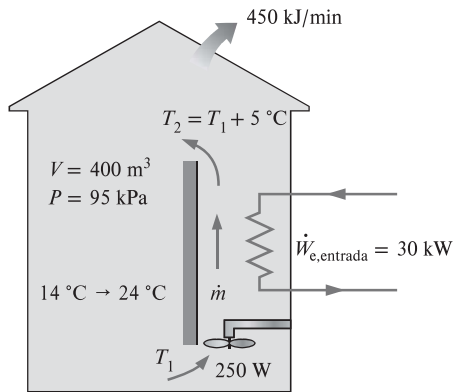


FIGURA P5-173

**5-174** El flujo volumétrico máximo de los cabezales de una ducha estándar es aproximadamente de 3.5 gpm (13.3 L/min) y puede reducirse a 2.75 gpm (10.5 L/min) configurando el controlador con el que viene equipado a flujo bajo. Considere una familia de cuatro, en la que cada persona toma una ducha de 5 minutos cada mañana. El agua de la ciudad a 15 °C es calentada a 55 °C en un calentador de agua eléctrico, para luego ser templada a 42 °C con agua fría en el codo en T de la ducha antes de ser enviada al cabezal. Suponga un calor específico constante de 4.18 kJ/kg·°C para el agua y determine *a*) la razón de los flujos volumétricos del agua caliente y fría al entrar al codo en T y *b*) la cantidad de electricidad que se ahorrará al año, en kWh, si se reemplazan los cabezales de ducha estándar con unos de flujo bajo.

**5-175** Reconsidere el problema 5-174, y con un software apropiado, investigue el efecto de la temperatura de entrada del agua fría en la energía ahorrada si se utiliza un cabezal de flujo bajo. Considere que la temperatura de entrada varía de 10 a 20 °C. Grafique los ahorros de energía eléctrica en función de la temperatura del agua de entrada y comente los resultados.

**5-176** Los submarinos cambian su profundidad agregando o extrayendo aire de sus tanques de lastre rígidos para desplazar o admitir agua de mar en dichos tanques. Considere un submarino que tiene un tanque de lastre-aire de 700 m³, que contiene originalmente 100 m³ de aire a 1 500 kPa y 15 °C. Para que el submarino emerja, se bombea aire a 1 500 kPa y 20 °C al tanque de lastre, hasta que esté totalmente lleno de aire. El tanque se llena tan rápido que el proceso es adiabático, y el agua marina sale del tanque a 15 °C. Determine la temperatura final y la masa del aire en el tanque de lastre.

**5-177** En el problema 5-176, suponga que se agrega aire al tanque de tal manera que la temperatura y la presión del aire en el tanque permanezcan constantes. Determine la masa final de aire en el tanque de lastre en esta condición. También determine la transferencia total de calor mientras el tanque se está llenando de esta manera.

**5-178** Entra vapor a una turbina a 7 MPa y 600 °C con una velocidad de 60 m/s, y sale a 25 kPa con una calidad de 95 por ciento. Durante el proceso ocurre una pérdida de calor de 20 kJ/kg. El área de entrada de la turbina es de 150 cm², y el área

de salida es de 1 400 cm². Determine *a*) el flujo másico del vapor *b*) la velocidad de salida, y *c*) la potencia desarrollada.

**5-179** Reconsidere el problema 5-178, y con un software apropiado, investigue los efectos del área de salida de la turbina y la presión de salida de la turbina en la velocidad de salida y la producción de potencia de la turbina. Suponga que la presión de salida varía de 10 a 50 kPa (con la misma calidad), y el área de salida varía de 1 000 a 3 000 cm². Grafique la velocidad de salida y la potencia desarrollada contra la presión de salida para las áreas de salida de 1 000, 2 000 y 3 000 cm², y explique los resultados.

**5-180** Se propone tener un calentador de agua que consiste en un tubo aislado de 7.5 cm de diámetro y una resistencia eléctrica en el interior. A la sección de calentamiento entra a 20 °C, a razón de 24 L/min. Si el agua ha de calentarse a 48 °C, determine *a*) la potencia nominal del calentador de resistencia y *b*) la velocidad promedio del agua en el tubo.

**5-181** El volumen interno de una botella de R-134a es de 0.0015 m³. Inicialmente contiene 0.55 kg de R-134a (mezcla saturada) a 26 °C. Se abre una válvula y se permite que escape lentamente sólo vapor (no líquido) de R-134a de modo que la temperatura permanezca constante hasta que la masa de R-134a es de 0.15 kg. Determine la transferencia de calor con el entorno que se requiere para mantener la temperatura y presión del R-134a constantes.

**5-182** Un dispositivo de émbolo-cilindro inicialmente contiene 2 kg de refrigerante R-134a a 800 kPa y 80 °C. En este estado, el émbolo toca un par de topes en la parte superior. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 500 kPa para moverlo. Se abre una válvula en el fondo del cilindro, y se saca R-134a de éste. Después de un tiempo, se observa que se mueve el émbolo y la válvula se cierra cuando se saca la mitad del refrigerante del cilindro y la temperatura en el tanque cae a 20 °C. Determine *a*) el trabajo realizado y *b*) la transferencia de calor. Respuestas: *a*) 11.6 kJ, *b*) 60.7 kJ

**5-183** Un dispositivo cilindro-émbolo contiene en un inicio 1.2 kg de aire a 700 kPa y 200 °C. En este estado, el émbolo está tocando un par de topes. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 600 kPa para moverlo. Al abrir una válvula en el fondo del tanque, se expulsa el aire del cilindro. La válvula se cierra cuando el volumen del cilindro se reduce a 80 por ciento de su volumen inicial. Si se estima que 40 kJ de calor se pierden a través del cilindro, determine *a*) la temperatura final del aire en el cilindro, *b*) la cantidad de masa que ha escapado del cilindro y *c*) el trabajo realizado. Use calores específicos constantes a la temperatura promedio.

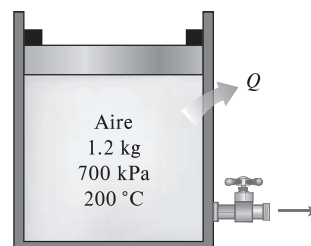


FIGURA P5-183

**5-184** Una olla de presión es una olla que cocina los alimentos mucho más rápido que las ollas ordinarias porque durante la cocción mantienen una presión y temperatura más altas. La presión adentro de la olla se controla con un regulador de presión (llave de purga) que mantiene la presión a un nivel constante porque periódicamente permite que se escape algo de vapor, lo que evita el aumento excesivo de la presión. Las ollas de presión, en general, mantienen una presión manométrica de 2 atm (o absoluta de 3 atm). Por consiguiente, las ollas de presión cocinan a una temperatura de cerca de 133 °C en lugar de 100 °C, por lo que el tiempo de cocción se reduce hasta en un 70 por ciento al mismo tiempo que la pérdida de nutrientes se minimiza. Las ollas de presión modernas utilizan una válvula de resorte con varios ajustes de presión en lugar de un peso sobre la tapa.

Una cierta olla de presión tiene un volumen de 6 L y una presión de operación de 75 kPa manométricos. Inicialmente, contiene 1 kg de agua. Se suministra calor a la olla a razón de 500 W durante 30 min después de que se alcanza la presión de operación. Suponiendo una presión atmosférica de 100 kPa, determine *a*) la temperatura a la cual ocurre la cocción y *b*) la cantidad de agua que queda en la olla al final del proceso.

Respuestas: *a*) 116.04 °C, *b*) 0.6 kg

**5-185** Un tanque con un volumen interno de 1 m<sup>3</sup> contiene aire a 800 kPa y 25 °C. Se abre una válvula en el tanque, y se permite que escape aire, y la presión interna se reduce rápidamente a 150 kPa, y en ese momento se cierra la válvula. Suponga que la transferencia de calor del tanque al aire que permanece en el tanque es insignificante.

- Utilizando la aproximación  $h_e \approx \text{constante} = h_{e,\text{prom}} = 0.5(h_1 + h_2)$ , calcula la masa extraída durante el proceso.
- Considere el mismo proceso, pero divídalo en dos partes. Es decir, considere un estado intermedio a  $P_2 = 400$  kPa, calcule la masa extraída durante el proceso de  $P_1 = 800$  kPa a  $P_2$  y luego la masa extraída durante el proceso de  $P_2$  a  $P_3 = 150$  kPa, utilizando el tipo de aproximación usada en la parte (a) y sume las dos para obtener la masa total extraída.
- Calcule la masa extraída si se toma en cuenta la variación de  $h_e$ .

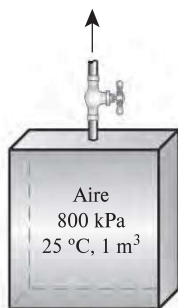


FIGURA P5-185

**5-186** En una central geotérmica con una sola cámara de evaporación parcial, el agua geotérmica entra a una cámara de evaporación parcial (válvula de estrangulamiento) a 230 °C como líquido saturado a razón de 50 kg/s. El vapor resultante

del proceso de evaporación parcial entra a una turbina y sale de ella a 20 kPa con un contenido de humedad de 5 por ciento. Determine la temperatura del vapor después del proceso de evaporación parcial y la potencia de la turbina si la presión del vapor en la salida de la cámara de evaporación es de *a*) 1 MPa, *b*) 500 kPa, *c*) 100 kPa, *d*) 50 kPa.

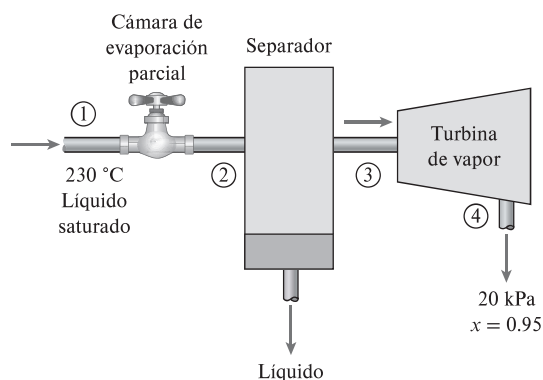


FIGURA P5-186

**5-187** Un compresor de aire adiabático debe ser impulsado por una turbina de vapor adiabática directamente acoplada que también impulsa un generador. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 500 °C a razón de 25 kg/s y sale a 10 kPa y una calidad de 0.92. Entra aire al compresor a 98 kPa y 295 K a razón de 10 kg/s y sale a 1 MPa y 620 K. Determine la potencia neta suministrada al generador por la turbina.

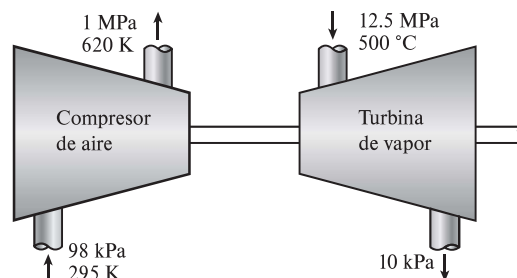


FIGURA P5-187

**5-188** El turbocargador de un motor de combustión interna consiste en una turbina y un compresor. Los gases de escape calientes fluyen por la turbina para producir trabajo, y el trabajo que produce la turbina se usa como trabajo de entrada al compresor. La presión del aire ambiente se incrementa cuando fluye por el compresor antes de entrar a los cilindros del motor. Por lo tanto, el propósito de un turbocargador es aumentar la presión del aire de modo que entre más aire en el cilindro. En consecuencia, se puede quemar más combustible y el motor puede producir más potencia.

En un turbocargador, los gases de escape entran a la turbina a 400 °C y 120 kPa a razón de 0.02 kg/s y salen a 350 °C. El aire entra al compresor a 50 °C y 100 kPa y sale a 130 kPa a razón de 0.018 kg/s. El compresor aumenta la presión del aire con un efecto colateral: también aumenta la temperatura del

aire, lo cual incrementa la posibilidad de que un motor de gasolina sufra cascabeleo. Para evitar esto, se coloca un enfriador después del compresor, para enfriar el aire caliente mediante aire ambiente antes de que entre a los cilindros del motor. Se estima que el enfriador debe disminuir la temperatura del aire por debajo de 80 °C si se quiere evitar el cascabeleo. El aire ambiente entra al enfriador a 30 °C y sale a 40 °C. Ignorando cualquier pérdida por fricción en la turbina y el compresor, y considerando los gases de escape como aire, determine *a*) la temperatura del aire en la salida del compresor y *b*) el flujo volumétrico mínimo de aire ambiente que se necesita para evitar el cascabeleo

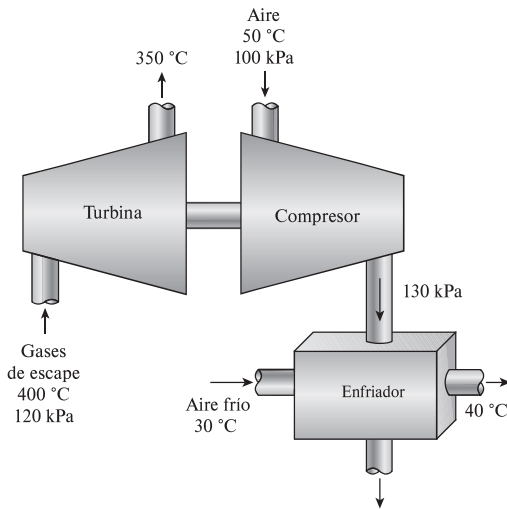


FIGURA P5-188

**5-189** Un tanque de diámetro  $D_0 = 10$  m inicialmente se llena con agua hasta 2 m arriba del centro de una válvula de diámetro  $D = 10$  cm cerca del fondo. La superficie del tanque está abierta a la atmósfera, y el tanque drena por un tubo de longitud  $L = 100$  m conectado a la válvula. El factor de fricción del tubo se da como  $f = 0.015$ , y la velocidad de descarga se

expresa como  $V = \sqrt{\frac{2gz}{1.5 + fL/D}}$ , donde  $z$  es la altura del agua

arriba del centro de la válvula. Determine *a*) la velocidad inicial de descarga del tanque y *b*) el tiempo necesario para vaciar el tanque. El tanque se puede considerar vacío cuando el nivel del agua llega al centro de la válvula.

**5-190** Considere una botella rígida vacía de volumen  $V$  rodeada por la atmósfera a una presión  $P_0$  y temperatura  $T_0$ . Luego se abre una válvula en el cuello de la botella y entra aire atmosférico a ésta. El aire atrapado en la botella finalmente alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera debido a 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 durante este proceso de llenado en términos de las propiedades del sistema y la atmósfera circundante.

### Fundamentos de ingeniería y problemas de examen

**5-191** Un intercambiador de calor adiabático se usa para calentar agua fría a 15 °C que entra a razón de 5 kg/s, mediante aire caliente a 90 °C que entra también a razón de 5 kg/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es de 20 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

- a) 27 °C                      b) 32 °C                      c) 52 °C  
d) 85 °C                      e) 90 °C

**5-192** Se usa un intercambiador de calor para calentar agua fría a 15 °C que entra a razón de 2 kg/s, con aire caliente a 85 °C que entra a razón de 3 kg/s. El intercambiador de calor no está aislado y pierde calor a razón de 25 kJ/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es de 20 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

- a) 28 °C                      b) 35 °C                      c) 38 °C  
d) 41 °C                      e) 80 °C

**5-193** Un intercambiador de calor adiabático se usa para calentar agua fría a 15 °C que entra a razón de 5 kg/s, con agua caliente a 90 °C que entra a razón de 4 kg/s. Si la temperatura de salida del agua caliente es de 50 °C, la temperatura de salida del agua fría es de

- a) 42 °C                      b) 47 °C                      c) 55 °C  
d) 78 °C                      e) 90 °C

**5-194** En una ducha, el agua fría a 10 °C que fluye con un flujo de 5 kg/min se mezcla con agua caliente a 60 °C que fluye con un flujo de 2 kg/min. La temperatura de salida de la mezcla es de

- a) 24.3 °C                      b) 35.0 °C                      c) 40.0 °C  
d) 44.3 °C                      e) 55.2 °C

**5-195** En un sistema de calefacción, el aire frío del exterior, a 7 °C, que fluye a razón de 4 kg/min, se mezcla adiabáticamente con aire caliente a 70 °C que fluye a razón de 5 kg/min. La temperatura de salida de la mezcla es de

- a) 34 °C                      b) 39 °C                      c) 42 °C  
d) 57 °C                      e) 70 °C

**5-196** En una turbina adiabática se expande refrigerante 134a de 1.2 MPa y 100 °C a 0.18 MPa y 50 °C, a razón de 1.25 kg/s. La potencia desarrollada por la turbina es de

- a) 44.7 kW                      b) 66.4 kW                      c) 72.7 kW  
d) 89.2 kW                      e) 112.0 kW

**5-197** Gases de combustión calientes (suponiendo que tienen las propiedades del aire a temperatura ambiente) entran a una turbina de gas a 1 MPa y 1 500 K a razón de 1 kg/s y salen a 0.2 MPa y 900 K. Si se pierde calor de la turbina al entorno a razón de 15 kJ/s, la potencia producida por la turbina de gas es

- a) 15 kW                      b) 30 kW                      c) 45 kW  
d) 60 kW                      e) 75 kW

**5-198** Se expande vapor en una turbina de 4 MPa y 500 °C a 0.5 MPa y 250 °C, a razón de 1 350 kg/h. Se pierde calor de la turbina a razón de 25 kJ/s durante el proceso de expansión. La potencia desarrollada por la turbina es de

- a) 157 kW                      b) 207 kW                      c) 182 kW  
d) 287 kW                      e) 246 kW

**5-199** Un compresor adiabático comprime vapor de agua de 0.2 MPa y 150 °C a 0.8 MPa y 350 °C, a razón de 1.30 kg/s. La potencia consumida por el compresor es de

- a) 511 kW                      b) 393 kW                      c) 302 kW  
d) 717 kW                      e) 901 kW

**5-200** Un compresor comprime refrigerante 134a del estado de vapor saturado a 0.14 MPa hasta 0.9 MPa y 60 °C, a razón de 0.108 kg/s. El refrigerante se enfría a razón de 1.10 kJ/s durante la compresión. La potencia consumida por el compresor es

- a) 4.94 kW                      b) 6.04 kW                      c) 7.14 kW  
d) 7.50 kW                      e) 8.13 kW

**5-201** Refrigerante 134a a 1.4 MPa y 70 °C se estrangula a una presión de 0.6 MPa. La temperatura del refrigerante después de la estrangulación es de

- a) 70 °C                          b) 66 °C                          c) 57 °C  
d) 49 °C                          e) 22 °C

**5-202** Entra vapor, de una manera estacionaria, a un difusor a 0.5 MPa, 300 °C y 90 m/s a una razón de 3.5 kg/s. El área de entrada del difusor es

- a) 22 cm<sup>2</sup>                      b) 53 cm<sup>2</sup>                      c) 126 cm<sup>2</sup>  
d) 175 cm<sup>2</sup>                      e) 203 cm<sup>2</sup>

**5-203** Una tobera acelera vapor de manera estacionaria desde una baja velocidad hasta una velocidad de 280 m/s a razón de 2.5 kg/s. Si la temperatura y la presión del vapor a la salida de la tobera son 400 °C y 2 MPa, el área en la salida de la tobera es

- a) 8.4 cm<sup>2</sup>                      b) 10.7 cm<sup>2</sup>                      c) 13.5 cm<sup>2</sup>  
d) 19.6 cm<sup>2</sup>                      e) 23.0 cm<sup>2</sup>

**5-204** Se estrangula aire a 27 °C y 5 atm con una válvula a 1 atm. Si la válvula es adiabática y el cambio en energía cinética es insignificante, la temperatura de salida del aire será de

- a) 10 °C                          b) 15 °C                          c) 20 °C  
d) 23 °C                          e) 27 °C

**5-205** Se estrangula vapor de agua a 1 MPa y 300 °C adiabáticamente a una presión de 0.4 MPa. Si el cambio de la energía cinética es insignificante, el volumen específico del vapor después de la estrangulación es de

- a) 0.358 m<sup>3</sup>/kg                      b) 0.233 m<sup>3</sup>/kg                      c) 0.375 m<sup>3</sup>/kg  
d) 0.646 m<sup>3</sup>/kg                      e) 0.655 m<sup>3</sup>/kg

**5-206** Se debe calentar aire, de una manera estacionaria, en un calentador de resistencia eléctrica de 8 kW mientras fluye por un conducto aislado. Si el aire entra a 50 °C a razón de 2 kg/s, la temperatura de salida de aire es de

- a) 46.0 °C                      b) 50.0 °C                      c) 54.0 °C  
d) 55.4 °C                      e) 58.0 °C

**5-207** Vapor de agua saturado a 40 °C se debe condensar a medida que fluye por un tubo a razón de 0.20 kg/s. El condensado sale del tubo como líquido saturado a 40 °C. La tasa de transferencia de calor del tubo es

- a) 34 kJ/s                      b) 481 kJ/s                      c) 2 406 kJ/s  
d) 514 kJ/s                      e) 548 kJ/s

### Problemas de diseño y ensayo

**5-208** Las clavadoras neumáticas utilizadas en la construcción requieren 0.02 pie<sup>3</sup> de aire a 100 psi y 1 Btu de energía para clavar un clavo. Le asignaron la tarea de diseñar un tanque de almacenamiento de aire comprimido con suficiente capacidad para clavar 500 clavos. La presión en este tanque no debe exceder de 500 psia, y la temperatura no puede exceder la que normalmente se encuentra en un sitio de construcción. ¿Cuál es la presión máxima que se debe utilizar en el tanque y cuál es el volumen de éste?

**5-209** Le asignaron la responsabilidad de seleccionar una turbina de vapor para una central eléctrica que debe producir 300 MW de potencia eléctrica la que venderá a \$0.08 por kilowatt-hora. La caldera producirá vapor a 700 psia y 700 °F, y se planea que el condensador opere a 80 °F. El costo de generar y condensar el vapor es de \$0.015 por kilowatt-hora de electricidad producida. Redujo su selección a las tres turbinas que aparecen en la siguiente tabla. El criterio para su selección es pagar el equipo lo más rápido posible. ¿Cuál turbina debe escoger?

Turbina	Capacidad	$\eta$	Costo de (\$ millones)	Costo de operación (\$/kW)
A	50	0.9	5	0.01
B	100	0.92	11	0.01
C	100	0.93	10.5	0.015

**5-210** Usted debe diseñar un pequeño cohete de control direccional para operar en el espacio que proporcione hasta 100 descargas de 5 segundos cada una con un flujo másico de 0.5 lbm/s a una velocidad de 400 pies/s. Están disponibles tanques de almacenamiento que pueden soportar hasta 3 000 psia, y éstos se ubicarán en un ambiente cuya temperatura es de 40 °F. Su criterio de diseño es minimizar el volumen del tanque de almacenamiento. ¿Debe usted usar un sistema de aire comprimido o uno de R-134a?

**5-211** Un cañón de aire usa aire comprimido para impulsar un proyectil desde el reposo hasta su velocidad final. Considere

un cañón de aire que debe acelerar un proyectil de 10 g hasta una velocidad de 300 m/s usando aire comprimido, cuya temperatura no puede exceder de 20 °C. El volumen del tanque de almacenamiento no debe exceder de 0.1 m<sup>3</sup>. Seleccione el tamaño del volumen de almacenamiento y la presión máxima de almacenamiento que requiera la cantidad mínima de energía para llenar el tanque.

**5-212** Diseñe una secadora de cabello eléctrica de 1 200 W de tal manera que la temperatura y la velocidad del aire en la secadora no superen los 50 °C y 3 m/s, respectivamente.

**5-213** Para mantener la altitud, la temperatura del aire dentro de un globo de aire caliente debe permanecer dentro de una

banda de 1 °C, mientras que el volumen no puede variar más del 1 por ciento. A 300 m de altitud, el aire en un globo de aire caliente de 1 000 m<sup>3</sup> debe mantenerse a una temperatura promedio de 35 °C. Este globo pierde calor a razón de 3 kW a través de la tela. Cuando se activa el quemador, introduce 30 kg/s de aire a 200 °C y 100 kPa al globo. Cuando se abre la tapa que deja escapar el aire, éste sale del globo a razón de 20 kg/s. Diseñe el quemador y los ciclos de control de la tapa de escape (tiempo de activación y tiempo de desactivación) necesarios para mantener el globo a una altitud de 300 m.