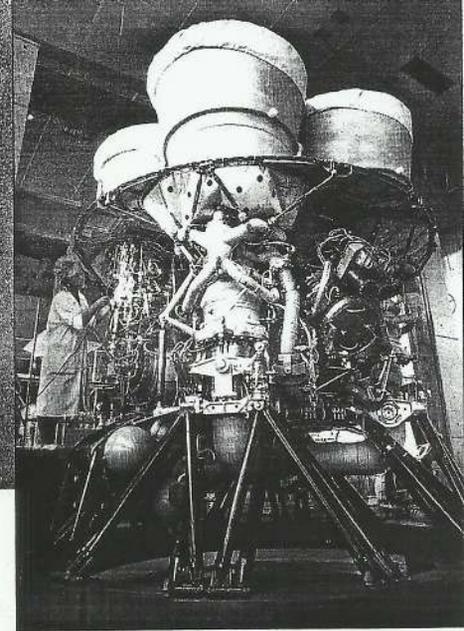


## Capítulo 6

# Análise da Primeira Lei da Termodinâmica para um Volume de Controle



### TÓPICOS ABORDADOS

CONSERVAÇÃO DE MASSA E O VOLUME DE CONTROLE

A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA PARA UM VOLUME DE CONTROLE

O PROCESSO EM REGIME PERMANENTE

EXEMPLOS DE PROCESSOS EM REGIME PERMANENTE

O PROCESSO EM REGIME TRANSIENTE UNIFORME

No capítulo anterior, desenvolvemos a análise da primeira lei (balanço de energia) para uma massa de controle passando por um processo. Muitas aplicações em termodinâmica não podem ser prontamente tratadas com uma abordagem de massa de controle, mas sim por uma técnica mais geral de volume

de controle, como discutido no Cap. 2. O presente capítulo é consagrado ao desenvolvimento das formas das equações de conservação de massa e de energia para volumes de controle em situações onde existem escoamentos da substância presente.

## 6.1 CONSERVAÇÃO DE MASSA E O VOLUME DE CONTROLE

Um volume de controle é um volume no espaço que nos interessa para um estudo ou análise particular. A superfície desse volume de controle, chamada de superfície de controle, é sempre fechada. O tamanho e a forma do volume de controle são completamente arbitrários e são definidos de modo a facilitar e simplificar ao máximo a análise a ser feita. Contudo, a superfície deve ser definida em relação a algum sistema de coordenadas. Em algumas análises, pode ser interessante considerar um sistema de coordenadas em rotação ou em movimento e descrever a posição da superfície de controle em relação a esse sistema de coordenadas.

Massa, assim como calor e trabalho, pode atravessar a superfície de controle, e a massa contida no volume de controle, bem como as suas propriedades, podem variar com o tempo. A Fig. 6.1 mostra o diagrama esquemático de um volume de controle que inclui transferência de calor, trabalho de eixo, trabalho de fronteira móvel, acumulação de massa dentro do volume de controle e vários escoamentos de massa. É importante identificar e classificar cada fluxo de massa e de energia, e as partes do volume de controle que podem armazenar (acumular) massa.

Vamos considerar a lei da conservação de massa em relação a um volume de controle. A lei física referente à massa,

relembrando a Seção 5.9, diz que é impossível criar ou destruir massa. Vamos expressar essa lei em uma forma matemática para volume de controle. Para fazer isso, devemos considerar todos os fluxos de massa que entram e que saem do volume de controle e o aumento líquido de massa no interior do volume de controle. Como um volume de controle simples, vamos considerar um tanque com um arranjo cilindro-pistão e duas tubulações, conectados conforme mostrado na Fig. 6.2. A taxa de variação da massa dentro do volume de controle pode ser diferente de zero se adicionarmos ou retirarmos massa através da superfície de controle, ou seja,

$$\text{Taxa de variação} = \text{entrada} - \text{saída}$$

Com várias possíveis entradas e saídas de massa, esse enunciado pode ser escrito como

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (6.1)$$

Essa equação estabelece que, se a massa dentro do volume de controle varia com o tempo, é porque alguma massa está sen-

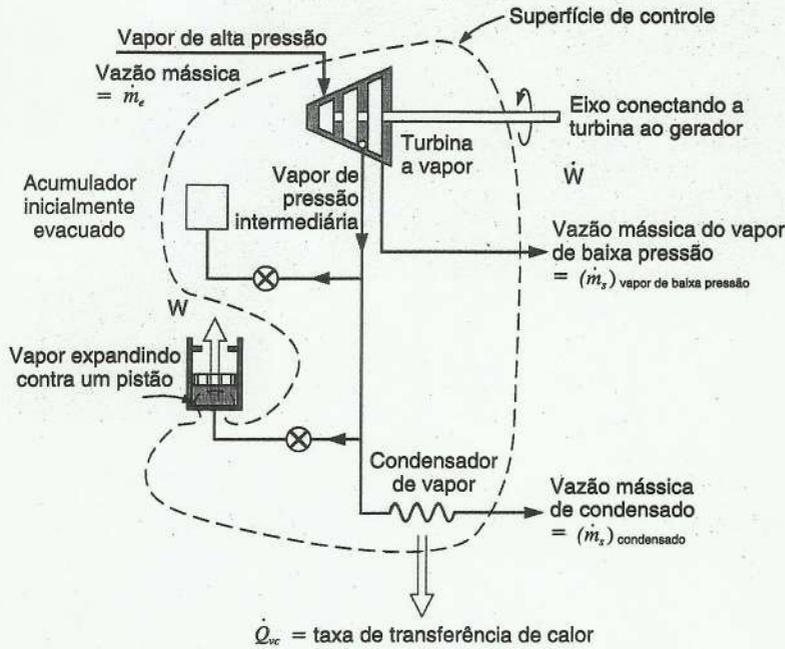


Fig. 6.1 Diagrama esquemático de um volume de controle mostrando transferências e acumulações de massa e de energia.

do adicionada ou retirada. Não existem outros meios pelos quais a massa dentro de um volume de controle possa variar. A Eq. 6.1 expressa a conservação da massa e é comumente chamada de *equação da continuidade*. Embora essa forma da equação seja adequada para a maioria das aplicações em termodinâmica, ela é freqüentemente reescrita em termos das propriedades locais do fluido no estudo de mecânica dos fluidos e de transferência de calor. Neste texto, estamos interessados principalmente em balanços globais de massa e, por isso, consideraremos a Eq. 6.1 como a expressão geral para a equação da continuidade.

Uma vez que a Eq. 6.1 é escrita para a massa total (forma concentrada) dentro do volume de controle, temos de considerar as várias contribuições para a massa do seguinte modo

$$m_{v.c.} = \int \rho dV = \int (1/v)dV = m_A + m_B + m_C + \dots$$

Tal somatório é necessário quando o volume de controle apresenta várias unidades de acumulação com diferentes estados da massa.

Vamos considerar agora as vazões mássicas através de uma superfície de controle com um pouco mais de detalhes. Para simplificar, admitamos que o fluido esteja escoando no interior de um tubo, ou duto, como o mostrado na Fig. 6.3. O objetivo aqui é relacionar a vazão mássica total que aparece na Eq. 6.1 com as propriedades locais de estado do fluido. O escoamento através da superfície de controle pode ser indicado com uma velocidade média, mostrada à esquerda da válvula, ou com uma velocidade

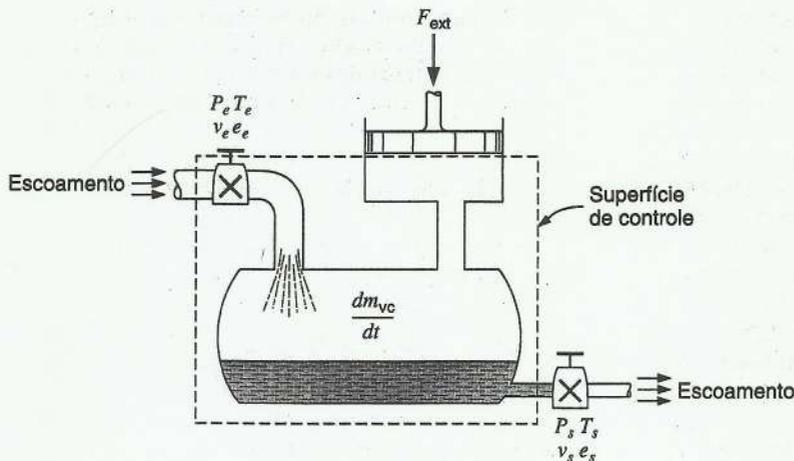
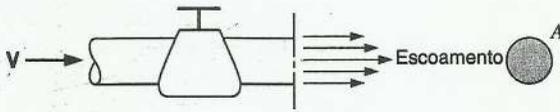


Fig. 6.2 Diagrama esquemático de um volume de controle para a análise da equação da continuidade.



**Fig. 6.3** Escoamento através de uma superfície de um volume de controle com seção transversal A. O escoamento é indicado com uma velocidade média à esquerda da válvula e com uma distribuição de velocidades na seção transversal à direita da válvula.

distribuída sobre a seção transversal de escoamento, conforme mostrado à direita da válvula.

A vazão volumétrica é

$$\dot{V} = \mathbf{V}A = \int \mathbf{V}_{\text{local}} dA \quad (6.2)$$

de modo que a vazão em massa torna-se

$$\dot{m} = \rho_{\text{méd.}} \dot{V} = \dot{V}/v = \int (\mathbf{V}_{\text{local}}/v) dA = \mathbf{V}A/v \quad (6.3)$$

onde a velocidade média é freqüentemente usada. Note que esse resultado, Eq. 6.3, foi desenvolvido para uma superfície de controle estacionária e que admitimos tacitamente que o escoamento era normal à superfície. Essa expressão para a vazão mássica aplica-se a qualquer uma das várias correntes entrando ou saindo do volume de controle, desde que as hipóteses mencionadas sejam consideradas.

### Exemplo 6.1

Ar está escoando em um tubo de 0,2 m de diâmetro a uma velocidade uniforme de 0,1 m/s. A temperatura é de 25°C e a pressão é de 150 kPa. Determine a vazão mássica.

#### Solução

Da Eq. 6.3, a vazão mássica é

$$\dot{m} = \mathbf{V}A/v$$

Para o ar, usando  $R$  da Tabela A.5, temos

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{0,287 \times 298,2}{150} = 0,5705 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A área da seção transversal é

$$A = \frac{\pi}{4} (0,2)^2 = 0,0314 \text{ m}^2$$

Portanto,

$$\dot{m} = \mathbf{V}A/v = 0,1 \times 0,0314/0,5705 = 0,0055 \text{ kg/s}$$

## 6.2 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA PARA UM VOLUME DE CONTROLE

Já consideramos a primeira lei da termodinâmica para uma massa de controle (uma quantidade fixa de massa) e notamos, Eq. 5.5, que ela pode ser escrita na forma

$$E_2 - E_1 = {}_1Q_2 - {}_1W_2$$

Vimos também que ela pode ser escrita como uma equação de taxa instantânea, na seguinte forma

$$\frac{dE_{\text{m.c.}}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (6.4)$$

Para escrever a primeira lei como uma equação de taxa para um volume de controle, procederemos de modo análogo ao usado no desenvolvimento da equação de taxa para a lei da conservação de massa. Para esse propósito, um volume de controle é mostrado na Fig. 6.4, envolvendo taxa de transferência de calor, taxas de trabalho e vazões mássicas. O princípio da conservação de energia estabelece que a energia não pode ser criada ou destruída, de modo que qualquer taxa de variação de energia no volume de controle só pode ser causada por taxas de energia para dentro ou para fora do volume de controle. Já incluímos as taxas de transferência de calor e de trabalho na Eq. 6.4, de modo que

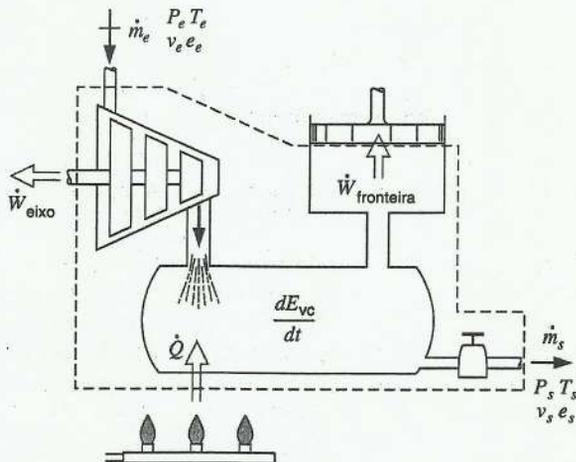
as explanações adicionais que necessitamos estão associadas com as vazões mássicas.

O fluido que atravessa a superfície de controle entra ou sai com uma quantidade de energia por unidade de massa dada por

$$e = u + \frac{1}{2} \mathbf{V}^2 + gZ$$

Essa energia está relacionada com o estado e a posição do fluido. Toda vez que um fluido entra no volume de controle em um estado  $e$ , ou sai em um estado  $s$ , existe um trabalho de movimento de fronteira associado com esse processo.

Para explicar isso com mais detalhes, considere uma quantidade de massa escoando para dentro do volume de controle. Como a massa escoar para dentro, existe uma pressão na sua superfície traseira de tal modo que, à medida que essa massa penetra no volume de controle, ela vai sendo empurrada pela massa atrás dela proveniente da vizinhança. O efeito líquido é que um trabalho foi realizado sobre o volume de controle nesse processo em que a vizinhança empurrou a massa para dentro do volume de controle contra a pressão local e a uma dada velocidade. De modo semelhante, um fluido saindo do volume de controle



**Fig. 6.4** Diagrama esquemático para ilustrar termos na equação da energia para um volume de controle genérico.

no estado *s* empurra o fluido da vizinhança à sua frente realizando trabalho sobre ela (trabalho saindo do volume de controle). A velocidade e a área correspondem a um certo volume entrante

do no volume de controle por unidade de tempo e podem, portanto, ser relacionadas com a vazão mássica e com o volume específico no estado da massa que entra. Podemos então expressar a taxa de trabalho como

$$\dot{W}_{\text{fluxo}} = FV = \int PV dA = P\dot{V} = Pv\dot{m} \quad (6.5)$$

Para o escoamento que deixa o volume de controle, trabalho está sendo realizado pelo volume de controle à taxa  $P_s v_s \dot{m}_s$ , enquanto para o escoamento que entra, a taxa de trabalho realizado pela vizinhança é  $P_e v_e \dot{m}_e$ . O trabalho de fluxo por unidade de massa é então  $Pv$ , e a energia total associada com o fluxo de massa é

$$e + Pv = u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gZ = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (6.6)$$

Usamos a definição da propriedade termodinâmica entalpia nessa equação, e a principal razão dessa definição é o aparecimento da combinação  $(u + Pv)$  para a energia em conexão com um fluxo de massa. A introdução antecipada da entalpia, em conjunção com o processo a pressão constante, foi feita apenas para tornar possível a utilização das tabelas de propriedades termodinâmicas naquele momento.

**Exemplo 6.2**

Admita que estejamos próximos da adutora de água da cidade local. A água líquida escoo no interior da tubulação à pressão de 600 kPa (6 atm) com temperatura em torno de 10°C. Desejamos injetar uma pequena quantidade, 1 kg, de líquido na linha através de um tubo e uma válvula montados lateralmente. Quanto trabalho estará envolvido nesse processo de injeção?

**Solução**

Se a massa de 1 kg de líquido estiver em um balde e abrirmos a válvula tentando derramar o líquido dentro da adutora pelo tubo lateral, verificaremos que a água da adutora é que vazará pelo tubo aberto para o ambiente. A água escoará da região de pressão mais alta para a região de pressão mais baixa (de 600 kPa na adutora para 101 kPa no ambiente).

Devemos, portanto, colocar a massa de líquido dentro de um arranjo cilindro-pistão (como uma bomba manual) e conectá-lo à tubulação de água. Isto feito, podemos agora pressionar o pistão até que a pressão interna no cilindro iguale a 600 kPa, quando então a válvula da ramificação é aberta e o líquido passa a escoar vagarosamente para dentro da tubulação. O trabalho realizado sobre o líquido na superfície do pistão é

$$W = \int P dV = P_{\text{água}} m v = 600 \times 1 \times 0,001 = 0,6 \text{ kJ}$$

e esse é o trabalho necessário para adicionar 1 kg de líquido à água na adutora.

A expansão da primeira lei da termodinâmica a partir da Eq. 6.4 é a seguinte

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s + \dot{W}_{\text{fluxo de entra}} - \dot{W}_{\text{fluxo de saída}}$$

Combinando essa equação com a Eq. 6.5, temos

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \dot{m}_e (e_e + P_e v_e) - \dot{m}_s (e_s + P_s v_s)$$

$$= \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e \right) - \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s \right)$$

Nessa forma da equação da energia, o termo da taxa de trabalho é a soma de todos os termos de trabalho de eixo, de trabalho de fronteira e de outros tipos de trabalho realizados pelo volume de controle; contudo, o termo do trabalho de fluxo está, neste caso, listado separadamente e incluído nos termos de taxa de escoamento de massa.

Um volume de controle geral pode apresentar várias vazões de entrada ou de saída e, por conseguinte, um somatório dos termos de taxa de escoamento de massa é freqüentemente necessário. A forma final da primeira lei da termodinâmica fica então

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} \mathbf{V}_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} \mathbf{V}_s^2 + gZ_s \right) \quad (6.7)$$

expressando que a taxa de variação de energia dentro de um volume de controle é devida à taxa líquida de transferência de calor, à taxa líquida de trabalho (positiva quando sai) e à soma das energias de fluxo correspondentes aos escoamentos de massa para dentro e para fora do volume de controle. Como no caso da equação de conservação da massa, essa equação pode ser escrita para o volume total e pode, portanto, ser colocada na forma concentrada ou integral, onde

$$E_{v.c.} = \int \rho e dV = m e = m_{AE} A + m_{BE} B + m_{CE} C + \dots$$

### 6.3 O PROCESSO EM REGIME PERMANENTE

Nossa primeira aplicação das equações do volume de controle será desenvolver um modelo analítico adequado para a operação em regime permanente de dispositivos como turbinas, compressores, bocais, caldeiras e condensadores, que representam uma grande classe de problemas de interesse da termodinâmica. Esse modelo não incluirá termos dos transientes curtos de partida ou parada de tais equipamentos, mas apenas o período de operação em regime permanente.

Vamos considerar um certo conjunto de hipóteses (além daquelas que levaram às Eqs. 6.1 e 6.7) que conduzem a um modelo razoável para esse tipo de processo, ao qual nos referimos como o processo em regime permanente.

1. O volume de controle não se move em relação ao sistema de coordenadas.
2. O estado da massa, em cada ponto do volume de controle, não varia com o tempo.
3. Também para a massa que escoar através da superfície de controle, o fluxo de massa e o estado dessa massa em cada área discreta de escoamento sobre a superfície de controle não variam com o tempo. As taxas nas quais calor e trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes.

Como exemplo de um processo em regime permanente, considere um compressor centrífugo de ar que opera com uma vazão mássica constante na entrada e na saída do compressor, propriedades constantes em cada ponto das seções transversais dos dutos de entrada e saída, e uma potência de acionamento e uma taxa de transferência de calor no equipamento constantes. Em cada ponto no compressor, as propriedades são constantes com o tempo, embora as propriedades de uma dada massa elementar de ar variem à medida que ela escoar através do compres-

Como os termos de energia cinética e potencial por unidade de massa aparecem juntos com a entalpia em todos os termos de fluxo, uma notação compacta é freqüentemente usada

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{V}^2 + gZ$$

$$h_{estag.} = h + \frac{1}{2} \mathbf{V}^2$$

definindo a entalpia total e a entalpia de estagnação (usada na mecânica dos fluidos). A equação reduzida fica então

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_{tot,e} - \sum \dot{m}_s h_{tot,s} \quad (6.8)$$

que é a equação geral da energia na forma de taxas para um volume de controle. Todas as aplicações da equação da energia começam com a forma da Eq. 6.8 e, para casos especiais, isso resultará em formas um pouco mais simples, como mostrado nas seções subsequentes.

Normalmente, tal processo é tratado como um *processo de vazão constante* ou *de fluxo constante*, uma vez que estamos interessados, principalmente, nas propriedades do fluido entrando e saindo do volume de controle. Entretanto, na análise de certos problemas de transferência de calor nos quais as mesmas hipóteses se aplicam, interessa-nos, sobretudo, a distribuição espacial das propriedades, particularmente a temperatura, e tal processo é denominado *processo em regime permanente*. Como este é um livro introdutório, usaremos o termo processo em regime permanente para ambos os casos. O estudante deve ter em mente que os termos *processo em regime permanente* e *processo de vazão constante* são muito utilizados na literatura.

Consideremos agora o significado de cada uma dessas hipóteses para o processo em regime permanente.

1. A hipótese de que o volume de controle é estacionário em relação ao referencial de coordenadas significa que todas as velocidades medidas em relação a esse referencial são também velocidades relativas à superfície de controle, e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle.
2. A hipótese de que o estado da massa em cada ponto do volume de controle não varia com o tempo requer que

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = 0$$

e também

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = 0$$

Portanto, concluímos que, para o processo em regime permanente, podemos escrever, a partir das Eqs. 6.1 e 6.7,

$$\text{Equação da continuidade: } \sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} \text{Primeira lei: } \dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) &= \\ = \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{v.c.} & \quad (6.10) \end{aligned}$$

3. A hipótese de que as várias vazões, estados e taxas nas quais calor e trabalho atravessam a superfície de controle permanecem constantes requer que cada quantidade nas Eqs. 6.9 e 6.10 seja invariável com o tempo. Isso significa que a aplicação das Eqs. 6.9 e 6.10 à operação de algum equipamento é independente do tempo.

Em muitas das aplicações do modelo de regime permanente existem apenas um fluxo de entrada e um fluxo de saída no volume de controle. Para esse tipo de processo, podemos escrever

$$\text{Equação da continuidade: } \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad (6.11)$$

Primeira lei:

$$\dot{Q}_{v.c.} + \dot{m} \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \dot{m} \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{v.c.} \quad (6.12)$$

### 6.4 EXEMPLOS DE PROCESSOS EM REGIME PERMANENTE

Nesta seção, consideraremos alguns exemplos de processos em regime permanente nos quais há uma corrente de fluido entrando e uma corrente de fluido saindo do volume de controle, a fim de que a primeira lei possa ser escrita na forma da Eq. 6.13. Alguns outros exemplos apresentam mais de uma seção de alimentação ou de descarga, de forma que é necessário utilizar a forma geral da primeira lei da Eq. 6.10.

#### Trocador de Calor

Um trocador de calor é um equipamento que opera geralmente em regime permanente e no qual um fluido escoava através de um tubo ou sistema de tubos, onde calor é transferido do fluido ou para o fluido. O fluido pode ser aquecido ou resfriado e pode ou não estar em ebulição, passando de líquido para vapor, ou em condensação, passando de vapor para líquido. Um exemplo é o condensador em um sistema de refrigeração a R-134a, como mostrado na Fig. 6.5. Vapor superaquecido entra no condensador e sai líquido. O processo tende a ocorrer a pressão constante, porque um fluido escoando em um

Rearranjando essa equação, temos

$$q + h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e = h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s + w \quad (6.13)$$

onde, por definição,

$$q = \frac{\dot{Q}_{v.c.}}{\dot{m}} \quad \text{e} \quad w = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m}} \quad (6.14)$$

Note que as unidades para  $q$  e  $w$  são kJ/kg. De suas definições,  $q$  e  $w$  podem ser considerados como a transferência de calor e o trabalho (exceto o trabalho de fluxo) por unidade de massa fluindo para dentro ou para fora do volume de controle para um processo particular em regime permanente.

Os símbolos  $q$  e  $w$  também são usados para a transferência de calor e trabalho por unidade de massa de uma massa de controle. Entretanto, como o contexto sempre evidencia quando se trata de uma massa de controle (massa fixa) ou de um volume de controle (envolvendo escoamento de massa), o significado dos símbolos  $q$  e  $w$  também será evidente em cada situação.

O processo em regime permanente é freqüentemente utilizado na análise de máquinas alternativas ou recíprocas, tais como compressores e motores. Neste caso, a vazão que na realidade deve ser pulsante, é considerada como sendo a vazão média para um número inteiro de ciclos. Uma hipótese semelhante é feita com relação às propriedades do fluido atravessando a superfície de controle e ao calor e trabalho atravessando a superfície de controle. Admite-se também que, para um número inteiro de ciclos percorridos pelo dispositivo alternativo, a energia e a massa dentro do volume de controle não variam.

Alguns exemplos ilustrando a análise de processos em regime permanente são apresentados a seguir.

tubo sofre, em geral, apenas uma pequena queda de pressão devida ao atrito com as paredes. A queda de pressão pode ou não ser levada em conta em uma determinada análise. Salvo em casos especiais, não há realização de trabalho em trocadores de calor (trabalho de eixo, trabalho elétrico etc.) e as variações nas energias cinética e potencial são geralmente desprezíveis. (Uma exceção pode ser encontrada no tubo de uma

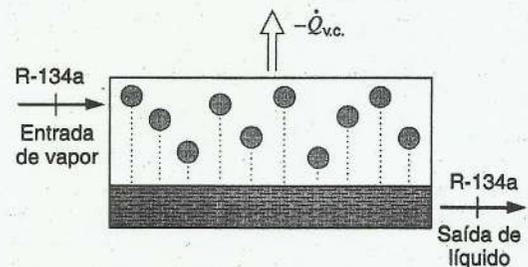


Fig. 6.5 Esquema do condensador de um sistema de refrigeração.

caldeira que é alimentado com água líquida e descarrega vapor com um volume específico muito maior do que o do líquido. Nesse caso, é necessário verificar o valor da velocidade de descarga do vapor usando a Eq. 6.3.) A transferência de calor na maioria dos trocadores de calor é então determinada, a partir da Eq. 6.13, como a variação na entalpia do fluido. No condensador esquematizado na Fig. 6.5, o calor trans-

ferido para fora do condensador vai para um fluido secundário como, por exemplo, uma corrente de ar ou de água de refrigeração. É, em geral, mais simples escrever a primeira lei para um volume de controle que envolva o trocador de calor inteiro, incluindo as duas correntes de fluidos, pois, deste modo, a transferência de calor para o ambiente é pequena ou nula. Tal situação é abordada no exemplo a seguir.

### Exemplo 6.3

Considere um condensador refrigerado a água em um sistema de refrigeração de grande porte que utiliza R-134a como fluido frigorífico. O fluido entra no condensador a 1 MPa e 60°C, com uma vazão de 0,2 kg/s, e sai como líquido a 0,95 MPa e 35°C. A água de resfriamento entra no condensador a 10°C e sai a 20°C. Determine a taxa na qual a água de resfriamento escoava através do condensador.

*Volume de controle:* Condensador.

*Esquema:* Fig. 6.6.

*Estados de entrada:* R-134a — fixado; água — fixado.

*Estados de saída:* R-134a — fixado; água — fixado.

*Processo:* Regime permanente.

*Modelo:* Tabelas de R-134a; tabelas de vapor d'água.

### Análise

Com esse volume de controle, temos duas correntes de fluido, a de R-134a e a de água, entrando e saindo do volume de controle. É razoável admitir que as variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. Observamos que o trabalho é nulo, e vamos fazer outra suposição razoável que é aquela de não haver transferência de calor através da superfície de controle. Deste modo, a primeira lei, Eq. 6.10, fica reduzida a

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s$$

Usando o índice  $r$  para o fluido refrigerante e  $a$  para a água, escrevemos

$$\dot{m}_r(h_e)_r + \dot{m}_a(h_e)_a = \dot{m}_r(h_s)_r + \dot{m}_a(h_s)_a$$

### Solução

Das tabelas de R-134a e de vapor d'água, temos

$$\begin{aligned} (h_e)_r &= 441,89 \text{ kJ/kg}, & (h_e)_a &= 42,00 \text{ kJ/kg} \\ (h_s)_r &= 249,10 \text{ kJ/kg}, & (h_s)_a &= 83,95 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Resolvendo a equação anterior para  $\dot{m}_a$ , a vazão de água, obtemos

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{m}_r \frac{(h_e)_r - (h_s)_r}{(h_s)_a - (h_e)_a} = 0,2 \text{ kg/s} \frac{(441,89 - 249,10) \text{ kJ/kg}}{(83,95 - 42,00) \text{ kJ/kg}} \\ &= 0,919 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Este problema também pode ser resolvido considerando dois volumes de controle separados, um tendo o escoamento do R-134a através de sua superfície de controle e o outro tendo o escoamento da água através de sua superfície de controle. Deste modo, há transferência de calor de um volume de controle para outro.

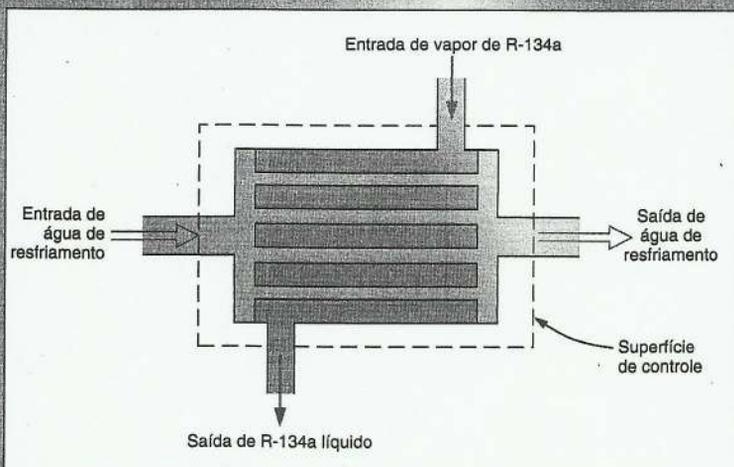


Fig. 6.6 Diagrama esquemático de um condensador de R-134a.

**Exemplo 6.3 (continuação)**

A transferência de calor para o volume de controle envolvendo o R-134a é calculada primeiro. Neste caso, a equação da primeira lei para regime permanente, Eq. 6.10, fica reduzida a

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{v.c.} &= \dot{m}_r(h_s - h_e)_r \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times (249,10 - 441,89) \text{ kJ/kg} = -38,558 \text{ kW}\end{aligned}$$

Essa é também a quantidade de calor transferida para o outro volume de controle, para o qual  $\dot{Q}_{v.c.} = +38,558 \text{ kW}$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{v.c.} &= \dot{m}_a(h_s - h_e)_a \\ \dot{m}_a &= \frac{38,558 \text{ kW}}{(83,95 - 42,00) \text{ kJ/kg}} = 0,919 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

**Bocal**

Um bocal é um dispositivo cujo propósito é criar escoamentos com altas velocidades à custa da pressão do fluido. Esse dispositivo opera, em geral, em regime permanente e o seu contorno interno é projetado de maneira a expandir o escoamento suavemente até uma pressão mais baixa, provocando assim um aumento na sua velocidade. Não há realização de trabalho, pois não existe parte móvel no bocal. A variação na energia potencial é muito pequena ou nula e, geralmente, nenhuma ou muito pouca

transferência de calor ocorre no bocal. Uma exceção é o bocal de grande porte de um foguete a combustível líquido, tal como foi descrito na Seção 1.7, no qual o propelente líquido circula em torno da parte externa da parede do bocal antes de ser encaminhado à câmara de combustão, com o objetivo de evitar a fusão do bocal. Este caso, um bocal com significativa transferência de calor, é uma exceção e seria notado em tal aplicação. Além disso, a energia cinética do fluido na seção de alimentação do bocal é geralmente pequena e pode ser desprezada se seu valor não for conhecido.

**Exemplo 6.4**

Vapor d'água a 0,6 MPa e 200°C entra num bocal termicamente isolado com uma velocidade de 50 m/s. O vapor sai com uma pressão de 0,15 MPa e uma velocidade de 600 m/s. Determine a temperatura na saída do bocal, se o vapor sair superaquecido, ou o título, se ele sair saturado.

*Volume de controle:* Bocal.

*Estado de entrada:* Fixado (ver Fig. 6.7).

*Estado de saída:*  $P_s$  conhecido.

*Processo:* Regime permanente.

*Modelo:* Tabelas de vapor d'água.

**Análise**

Temos que

$$\dot{Q}_{v.c.} = 0 \text{ (bocal isolado)}$$

$$\dot{W}_{v.c.} = 0$$

$$EP_s \approx EP_e$$

A primeira lei (Eq. 6.13) resulta em

$$h_e + \frac{V_e^2}{2} = h_s + \frac{V_s^2}{2}$$

**Solução**

Resolvendo para  $h_s$ , obtemos

$$h_s = 2850,1 + \frac{(50)^2}{2 \times 1000} - \frac{(600)^2}{2 \times 1000} = 2671,4 \text{ kJ/kg}$$

As duas propriedades do fluido na seção de saída que nós conhecemos são a pressão e a entalpia e, portanto, o estado

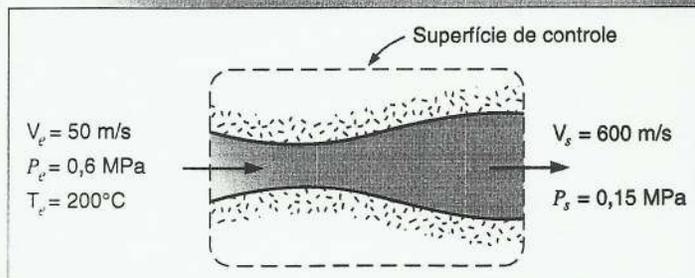


Fig. 6.7 Ilustração para o Exemplo 6.4.

**Exemplo 6.4 (continuação)**

desse fluido está determinado. Como  $h_2$  é menor do que  $h_1$ , a 0,15 MPa, o título é calculado:

$$h = h_l + x h_v$$

$$2671,4 = 467,1 + x_s 2226,5$$

$$x_s = 0,99$$

**Difusor**

Um difusor é um dispositivo construído para desacelerar um fluido a alta velocidade de uma maneira tal que a redução na velocidade resulta em um aumento na pressão do fluido. Esse dispositivo opera, em geral, em regime permanente e, na essência, ele é o oposto exato de um bocal. As hipóteses utilizadas na modelagem dos escoamentos nos difusores são similares àquelas dos bocais. Uma energia cinética grande na seção de entrada e uma energia cinética pequena, mas normalmente não desprezível, na seção de descarga são, juntamente com as entalpias na entrada e na saída do difusor, os únicos termos que permanecem na equação da primeira lei, Eq. 6.13.

**Estrangulamento**

Um processo de estrangulamento ocorre quando um fluido escoando numa linha encontra subitamente uma restrição na passagem do escoamento. Essa restrição pode ser uma placa com um pequeno orifício, conforme mostrado na Fig. 6.8, pode ser uma protuberância na passagem do escoamento criada por uma válvula parcialmente fechada ou pode ser uma mudança para um tubo de menor diâmetro, chamado de *tubo capilar* e encontrado

normalmente em um refrigerador. O resultado dessa restrição é uma queda abrupta na pressão no fluido, quando ele é forçado a encontrar seu caminho através de uma passagem subitamente reduzida. Esse processo é muito diferente daquele que ocorre num bocal de expansão, com contorno e variação de área suaves, e que resulta num aumento significativo da velocidade do escoamento. Num processo de estrangulamento, ocorre algum aumento da velocidade, mas ambas as energias cinéticas, a montante e a jusante da restrição, são usualmente pequenas o bastante para ser desprezadas. Não há realização de trabalho num estrangulamento e a variação de energia potencial é muito pequena ou nula. Normalmente, não há tempo nem oportunidade para uma transferência de calor considerável, de modo que os únicos termos que aparecem na equação da primeira lei são as entalpias de entrada e de saída. Concluímos então que o processo de estrangulamento em regime permanente é aproximadamente uma queda de pressão a entalpia constante, e é assim que ele será modelado, a menos que seja especificado de outra forma.

Freqüentemente, um processo de estrangulamento envolve uma mudança na fase do fluido. Um exemplo típico disso é o escoamento através da válvula de expansão de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O exemplo seguinte lida com esse problema.

**Exemplo 6.5**

Considere o processo de estrangulamento através de uma válvula de expansão, ou através de um tubo capilar, em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Neste processo, a pressão do refrigerante cai da alta pressão no condensador para a baixa pressão no evaporador e, durante esse processo, uma parte do líquido vaporiza instantaneamente (formação de vapor *flash*\*). Se considerarmos esse processo adiabático, o título do refrigerante entrando no evaporador pode ser calculado.

Considere que o fluido refrigerante seja a amônia e que ela entra na válvula de expansão a 1,50 MPa e a 35°C. A sua pressão ao deixar a válvula é de 291 kPa. Calcule o título da amônia na saída da válvula de expansão.

*Volume de controle:* Válvula de expansão ou tubo capilar.

*Estado de entrada:*  $P_e$ ,  $T_e$  conhecidos; estado fixado.

*Estado de saída:*  $P_s$  conhecido.

*Processo:* Regime permanente.

*Modelo:* Tabelas de amônia.

**Análise**

Usando a análise e as hipóteses básicas do processo de estrangulamento, a primeira reduz-se a

$$h_e = h_s$$

**Solução**

Das tabelas de amônia, obtemos

$$h_e = 346,8 \text{ kJ/kg}$$

(A entalpia de um líquido ligeiramente comprimido é essencialmente igual à entalpia do líquido saturado na mesma temperatura.)

$$h_s = h_e = 346,8 = 134,4 + x_s (1296,4)$$

$$x_s = 0,1638 = 16,38\%$$

\*Numa alusão ao clarão instantâneo produzido pelo *flash* de uma máquina fotográfica. (N.T.)

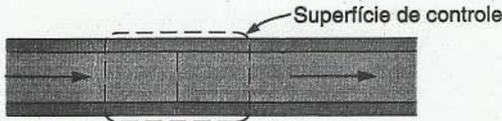


Fig. 6.8 O processo de estrangulamento.

### Turbina

A turbina é um equipamento rotativo, em regime permanente, cujo propósito é produzir trabalho de eixo (ou potência) à custa da pressão do fluido de trabalho. As duas classes gerais desses dispositivos são as turbinas a vapor (ou outro fluido de trabalho), nas quais o vapor saindo da turbina passa por um condensador onde retorna à fase líquida (condensado), e as turbinas a gás, nas quais o gás exaurido é, em geral, descarregado na atmosfera. A pressão de descarga de todas as turbinas é fixada pelo ambiente onde é descarregado o fluido de trabalho, enquanto a pressão de entrada da turbina é obtida por bombeamento ou compressão prévia do fluido de trabalho em um outro processo. Dentro da turbina, existem dois processos distintos. No

primeiro, o fluido de trabalho passa através de um conjunto de bocais ou de passagens formadas por pás fixas onde é expandido para uma pressão baixa com uma alta velocidade. No segundo processo dentro da turbina, esse escoamento de alta velocidade é dirigido para um conjunto de pás móveis (rotor), onde a velocidade do escoamento é reduzida antes de ele ser descarregado. Esse decréscimo dirigido de velocidade gera um torque no eixo do rotor que resulta numa produção de trabalho de eixo. O fluido de baixa velocidade e baixa pressão é então descarregado da turbina.

A primeira lei para o processo global numa turbina é dada pela Eq. 6.10 ou pela Eq. 6.13. Em geral, as variações na energia potencial são desprezíveis, assim como a energia cinética na entrada da turbina. Normalmente, a energia cinética na seção de descarga da turbina é desprezada e a transferência de calor da turbina para o meio ambiente é muito pequena. Deste modo, vamos admitir que o processo na turbina é adiabático e que o trabalho produzido, com todas essas simplificações, é o resultado da variação na entalpia entre os estados inicial (entrada da turbina) e final (saída da turbina). No próximo exemplo, entretanto, não desprezamos todos esses termos na primeira lei e analisamos a importância relativa de cada um deles.

#### Exemplo 6.6

A vazão mássica numa turbina a vapor d'água é de 1,5 kg/s e o calor transferido da turbina é de 8,5 kW. Os seguintes dados são conhecidos para o vapor d'água entrando e saindo da turbina.

	Condições de Entrada	Condições de Saída
Pressão	2,0 MPa	0,1 MPa
Temperatura	350°C	
Título		100%
Velocidade	50 m/s	100 m/s
Cota relativa ao plano de referência	6 m	3 m
$g = 9,8066 \text{ m/s}^2$		

Determine a potência fornecida pela turbina.

- Volume de controle:*  $T_v \lesssim \text{ina}$  (Fig. 6.9).
- Estado de entrada:* Fixado (ver tabela).
- Estado de saída:* Fixado (ver tabela).
- Processo:* Regime permanente.
- Modelo:* Tabelas de vapor d'água.

#### Análise

Da primeira lei (Eq. 6.12), nós temos

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{v.c.} + \dot{m} \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) &= \\ &= \dot{m} \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{v.c.} \end{aligned}$$

com

$$\dot{Q}_{v.c.} = -8,5 \text{ kW}$$

#### Solução

Das tabelas de vapor d'água,  $h_e = 3137,0 \text{ kJ/kg}$ . Usando as condições de entrada, obtemos

$$\begin{aligned} \frac{V_e^2}{2} &= \frac{50 \times 50}{2 \times 1000} = 1,25 \text{ kJ/kg} \\ gZ_e &= \frac{6 \times 9,8066}{1000} = 0,059 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

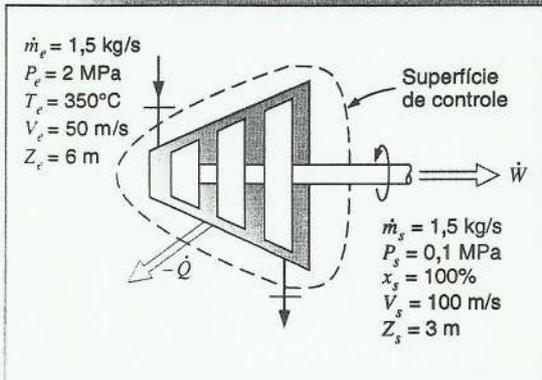


Fig. 6.9 Ilustração para o Exemplo 6.6.

**Exemplo 6.6 (continuação)**

De modo semelhante, para a seção de saída,  $h_s = 2675,5$  kJ/kg e

$$\frac{V_s^2}{2} = \frac{100 \times 100}{2 \times 1000} = 5,0 \text{ kJ/kg}$$

$$gZ_s = \frac{3 \times 9,8066}{1000} = 0,029 \text{ kJ/kg}$$

Então, substituindo esses valores na Eq. 6.12, resulta

$$-8,5 + 1,5(3137 + 1,25 + 0,059) =$$

$$= 1,5(2675,5 + 5,0 + 0,029) + W_{v,c}$$

$$W_{v,c} = -8,5 + 4707,5 - 4020,8 = 678,2 \text{ kW}$$

Se a Eq. 6.13 for usada, será determinado, primeiro, o trabalho por unidade de massa.

$$q + h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e = h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s + w$$

$$q = \frac{-8,5}{1,5} = -5,667 \text{ kJ/kg}$$

Então, substituindo os valores na Eq. 6.13, obtemos

$$-5,667 + 3137 + 1,25 + 0,059 = 2675,5 + 5,0 + 0,029 + w$$

$$w = 452,11 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{v,c} = 1,5 \text{ kg/s} \times 452,11 \text{ kJ/kg} = 678,2 \text{ kW}$$

Duas observações podem ser feitas em relação a esse exemplo. Primeiro, em muitos problemas de engenharia as variações de energia potencial são insignificantes quando comparadas com as variações das outras formas de energia. No exemplo anterior, o efeito da variação de energia potencial sobre o resultado não é significativo. Na maioria dos problemas onde a variação da altura é pequena, os termos de energia potencial podem ser desprezados.

Segundo, se as velocidades são pequenas, inferiores a 20 m/s, a energia cinética é, em muitos casos, insignificante quando comparada com outras quantidades de energia. Além disso, quando as velocidades de entrada e de saída do sistema são praticamente as mesmas, a variação na energia cinética é pequena. Como o que interessa, na primeira lei da termodinâmica, é a variação na energia cinética, os termos de energia cinética podem ser desprezados quando não houver grande diferença entre as velocidades do fluido na entrada e na saída do volume de controle. Deste modo, em muitos problemas de termodinâmica é necessário fazer uma ponderação judiciosa sobre quais quantidades podem ser desprezadas.

O exemplo e a análise precedentes foram de uma turbina, um dispositivo rotativo que produz trabalho. Existem outros dispositivos não-rotativos que produzem trabalho e que podem ser chamados genericamente de expansores. Nestes dispositivos, as hipóteses e a análise da primeira lei são praticamente as mesmas de uma turbina, exceto que em um expansor do tipo cilindro-pistão a perda ou rejeição de calor para o ambiente é maior, na maioria dos casos.

## Compressor e Bomba

O propósito de um compressor (gás) e de uma bomba (líquido), em regime permanente, é o mesmo: aumentar a pressão do fluido pela adição de trabalho de eixo (ou de potência, numa base de taxa). Existem duas classes fundamentalmente

diferentes de compressores. A mais comum é a dos compressores do tipo rotativo (de escoamentos axial ou radial/centrífugo), nos quais os processos internos são essencialmente opostos aos dois processos que ocorrem dentro de uma turbina. O fluido de trabalho entra no compressor a baixa pressão, escoava através de um conjunto de pás móveis e sai a alta velocidade como resultado do trabalho de eixo realizado sobre o fluido. O fluido passa em seguida através de uma seção difusora, na qual é desacelerado de uma maneira tal que sua pressão é aumentada. O fluido sai então do compressor a alta pressão.

Tanto a Eq. 6.10 quanto a Eq. 6.13 podem ser aplicadas para resolver problemas sobre compressores. Normalmente, as variações na energia potencial, assim como a energia cinética na seção de entrada do compressor, são desprezíveis. Em geral, a energia cinética na seção de descarga também pode ser desprezada. Uma transferência de calor do fluido de trabalho durante a compressão seria desejável, mas ela é em geral pequena em compressores rotativos, nos quais a vazão volumétrica é grande e não há tempo suficiente para transferir muito calor do compressor. Por isso, normalmente admitimos que o processo num compressor rotativo é adiabático e que o trabalho aportado é igual à variação na entalpia entre os estados de entrada e de saída do compressor.

Em um compressor alternativo do tipo cilindro-pistão, o cilindro possui, geralmente, aletas externas para propiciar a rejeição de calor para o ambiente durante a compressão (ou, em compressores de grande porte, o cilindro pode ter uma camisa d'água para propiciar uma transferência de calor ainda mais intensa). A transferência de calor do fluido de trabalho é significativa nos compressores alternativos e não pode ser desprezada na primeira lei. Como regra geral para qualquer exemplo ou problema neste texto, consideraremos que o compressor é adiabático, a menos que seja especificado de outra forma.

**Exemplo 6.7**

O compressor centrífugo de uma turbina a gás recebe ar de um ambiente onde a pressão é de 1 bar e a temperatura é de 300 K. Na descarga do compressor, a pressão é de 4 bar, a temperatura é de 480 K e a velocidade é de 100 m/s. A vazão mássica de ar é de 15 kg/s. Determine a potência necessária para acionar o compressor.

**Volume de controle:** Consideremos um volume de controle envolvendo o compressor, mas a uma certa distância dele, de modo que o ar que atravessa a superfície de controle apresente uma velocidade muito baixa e esteja, essencialmente, nas condições ambientes. Se a superfície de controle passasse diretamente pela seção de entrada do compressor, seria necessário conhecer a temperatura e a velocidade nessa seção.

**Esquema:** Fig. 6.10.

**Estados de entrada e de saída:** Ambos os estados fixados.

**Processo:** Regime permanente.

**Modelo:** Gás ideal com calor específico constante, valor da Tabela A.5 (300 K).

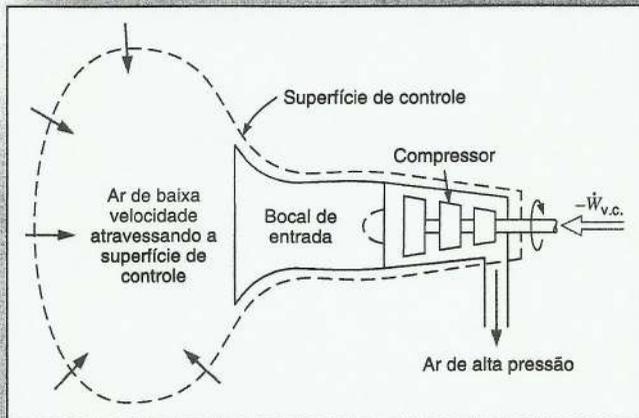


Fig. 6.10 Esquema para o Exemplo 6.7.

**Análise**

Vamos admitir o compressor adiabático. Vamos também desprezar a variação de energia potencial, bem como a energia cinética na entrada do compressor. A primeira lei, Eq. 6.13, fica reduzida a

$$h_e = h_s + \frac{V_s^2}{2} + w$$

**Solução**

Resolvendo para  $w$ , obtemos

$$\begin{aligned} -w &= h_s - h_e + \frac{V_s^2}{2} = C_{po}(T_s - T_e) + \frac{V_s^2}{2} \\ &= 1,004(480 - 300) + \frac{100 \times 100}{2 \times 1000} \\ &= 180,7 + 5,0 = 185,7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

e

$$-\dot{W}_{v.c.} = 15 \times 185,7 = 2785 \text{ kW}$$

O gás ideal e a Tabela A.7 seriam um modelo mais exato para o comportamento do ar. Com esse modelo, a solução é

$$\begin{aligned} h_e &= 300,47 \text{ kJ/kg}, \quad h_s = 482,81 \text{ kJ/kg} \\ -w &= h_s - h_e + \frac{V_s^2}{2} = 482,81 - 300,47 + \frac{100 \times 100}{2 \times 1000} \\ &= 182,3 + 5,0 = 187,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$-\dot{W}_{v.c.} = 15 \times 187,3 = 2810 \text{ kW}$$

**Centrais de Potência e de Refrigeração**

Os exemplos seguintes ilustram a incorporação de diversos dispositivos e máquinas, discutidos nesta seção, dentro de um

sistema termodinâmico completo, idealizado para um propósito específico.

**Exemplo 6.8**

Considere o sistema simples de geração de potência (usina termelétrica) a vapor mostrada da Fig. 6.11. Os seguintes dados referem-se a essa instalação.

Localização	Pressão	Temperatura ou Título
Saída da caldeira	2,0 MPa	300°C
Entrada da turbina	1,9 MPa	290°C
Saída da turbina, entrada do condensador	15 kPa	90%

## Exemplo 6.8 (continuação)

Localização	Pressão	Temperatura ou Título
Saída do condensador, entrada da bomba	14 kPa	45°C
Trabalho da bomba =		
4 kJ/kg		

Determine as seguintes quantidades por kg de fluido escoando através da unidade:

1. Calor transferido na linha de vapor entre a caldeira e a turbina.
2. Trabalho da turbina.
3. Calor transferido no condensador.
4. Calor transferido na caldeira.

Para maior clareza, vamos numerar os diversos pontos do ciclo. Os índices  $e$  e  $s$  na equação da energia para um processo em regime permanente serão, na solução do problema, substituídos pelos números apropriados.

Visto que existem vários volumes de controle a ser considerados na resolução desse problema, vamos consolidar de algum modo nosso procedimento de solução nesse exemplo. Usando a notação da Fig. 6.11, temos:

*Todos os processos:* Regime permanente.

*Modelo:* Tabelas de vapor d'água.

Das tabelas de vapor d'água:

$$h_1 = 3023,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 3002,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 226,0 + 0,9(2373,1) = 2361,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 188,5 \text{ kJ/kg}$$

*Todas as análises:* Nenhuma variação nas energias cinética ou potencial será considerada na solução. Em cada caso, a primeira lei é dada pela Eq. 6.13.

Vamos então prosseguir com as respostas para as questões específicas propostas no enunciado do problema.

1. Para o volume de controle da tubulação entre a caldeira e a turbina, a primeira lei e a solução são

$${}_1q_2 + h_1 = h_2$$

$${}_1q_2 = h_2 - h_1 = 3002,5 - 3023,5 = -21,0 \text{ kJ/kg}$$

2. A turbina é uma máquina essencialmente adiabática. Então, é razoável desprezar, na primeira lei, o calor transferido, de modo que

$$h_2 = h_3 + {}_2w_3$$

$${}_2w_3 = 3002,5 - 2361,8 = 640,7 \text{ kJ/kg}$$

3. Não há trabalho para o volume de controle envolvendo o condensador. Então, a primeira lei e a solução são

$${}_3q_4 + h_3 = h_4$$

$${}_3q_4 = 188,5 - 2361,8 = -2173,3 \text{ kJ/kg}$$

4. Se considerarmos um volume de controle envolvendo a caldeira, o trabalho é igual a zero, de modo que a primeira lei fica

$${}_3q_1 + h_5 = h_1$$

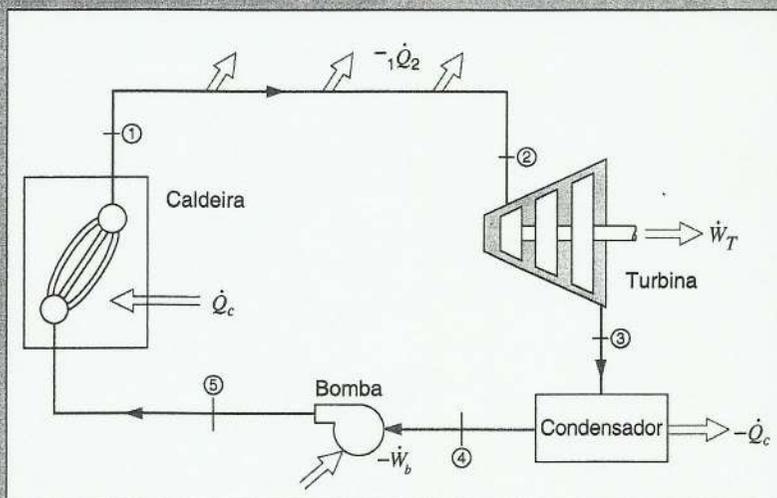


Fig. 6.11 Esquema de um sistema de geração de potência a vapor.

**Exemplo 6.8 (continuação)**

A solução, neste caso, requer um valor para  $h_5$ , que pode ser encontrado considerando um volume de controle em torno da bomba:

$$h_4 = h_5 + 4w_5$$

$$h_5 = 188,5 - (-4) = 192,5 \text{ kJ/kg}$$

Portanto, para a caldeira,

$$sq_1 + h_5 = h_1$$

$$sq_1 = 3023,5 - 192,5 = 2831 \text{ kJ/kg}$$

**Exemplo 6.9**

O refrigerador mostrado na Fig. 6.12 utiliza R-134a como fluido de trabalho. A vazão em massa de refrigerante no ciclo é de 0,1 kg/s e a potência consumida no compressor é de 5,0 kW. Usando a notação da Fig. 6.12, os seguintes dados de estados termodinâmicos no ciclo são conhecidos:

$$P_1 = 100 \text{ kPa}, \quad T_1 = -20^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 800 \text{ kPa}, \quad T_2 = 50^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 30^\circ\text{C}, \quad x_3 = 0,0$$

$$T_4 = -25^\circ\text{C}$$

Pede-se:

1. O título do refrigerante na entrada do evaporador.
2. A taxa de transferência de calor para o evaporador.
3. A taxa de transferência de calor do compressor.

*Todos os processos:* Regime permanente.

*Modelo:* Tabelas do R-134a.

*Todas as análises:* As variações de energias potencial e cinética são desprezíveis. A primeira lei em cada caso é dada pela Eq. 6.10.

**Solução**

1. Para um volume de controle englobando a válvula de expansão, a primeira lei dá

$$h_4 = h_3 = 241,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 241,8 = h_{f4} + x_4 h_{fg4} = 167,4 + x_4 \times 215,6$$

$$x_4 = 0,345$$

2. Para um volume de controle englobando o evaporador, a primeira lei dá

$$\dot{Q}_{\text{EVAP}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$= 0,1(387,2 - 241,8) = 14,54 \text{ kW}$$

3. E para o compressor, a primeira lei dá

$$\dot{Q}_{\text{COMP}} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{W}_{\text{COMP}}$$

$$= 0,1(435,1 - 387,2) - 5,0 = -0,21 \text{ kW}$$

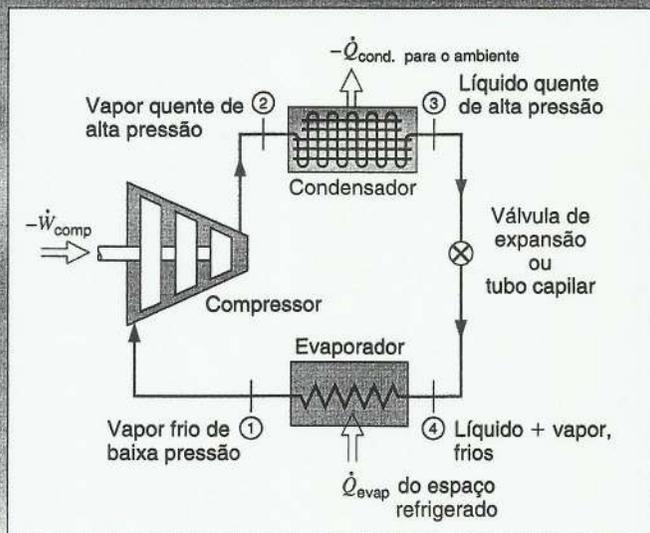


Fig. 6.12 Refrigerador.

## 6.5 O PROCESSO EM REGIME TRANSIENTE UNIFORME

Nas Seções 6.3 e 6.4, consideramos o processo em regime permanente e vários exemplos de sua aplicação. Muitos processos termodinâmicos envolvem escoamento transiente e não se enquadram nessa categoria. Um certo grupo desses processos transientes — por exemplo, o enchimento de tanques fechados com um gás ou líquido, ou a descarga de tanques fechados — pode ser razoavelmente representado, em primeira aproximação, por outro modelo simplificado. O chamamos, por conveniência, de processo em regime transiente uniforme ou simplesmente processo transiente uniforme, reconhecendo que o modelo usado inclui hipóteses específicas que nem sempre são válidas. Tais hipóteses para o modelo transiente uniforme são as seguintes:

1. O volume de controle permanece fixo em relação ao sistema de coordenadas.
2. O estado da massa dentro do volume de controle pode variar com o tempo, mas, em qualquer instante, o estado é uniforme em todo o volume de controle (ou sobre as várias regiões identificáveis que compõem o volume de controle total).
3. O estado da massa atravessando cada uma das áreas de escoamento na superfície de controle é constante com o tempo, embora as vazões possam variar com o tempo.

Vamos examinar as conseqüências dessas hipóteses e formular uma expressão para a primeira lei que se aplique a esse processo. A hipótese de que o volume de controle permanece estacionário em relação ao sistema de coordenadas já foi discutida na Seção 6.3. As demais hipóteses levam às seguintes simplificações para as equações da continuidade e da primeira lei.

O processo global ocorre durante o tempo  $t$ . Em qualquer instante de tempo durante o processo, a equação da continuidade é

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0$$

onde o somatório é feito sobre todas as áreas da superfície de controle através das quais ocorre escoamento. Integrando a equação até o instante  $t$ , obtém-se a variação de massa no volume de controle durante o processo global:

$$\int_0^t \left( \frac{dm_{v.c.}}{dt} \right) dt = (m_2 - m_1)_{v.c.}$$

A massa total que deixa o volume de controle durante o tempo  $t$  é

$$\int_0^t (\sum \dot{m}_s) dt = \sum m_s$$

e a massa total que entra no volume de controle durante o tempo  $t$  é

$$\int_0^t (\sum \dot{m}_e) dt = \sum m_e$$

Portanto, para esse intervalo de tempo  $t$ , podemos escrever a equação da continuidade para o processo transiente uniforme como

$$(m_2 - m_1)_{v.c.} + \sum m_s - \sum m_e = 0$$

Na formulação da primeira lei para o processo transiente uniforme consideramos a Eq. 6.7, que se aplica em qualquer instante de tempo durante o processo:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) &= \\ = \frac{dE_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{v.c.} \end{aligned}$$

Como, em qualquer instante de tempo, o estado no interior do volume de controle é uniforme, a primeira lei para o processo transiente toma a seguinte forma

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) &= \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \\ &+ \frac{d}{dt} \left[ m \left( u + \frac{V^2}{2} + gZ \right) \right]_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} \end{aligned}$$

Integrando essa expressão sobre o intervalo de tempo  $t$ , obtemos

$$\int_0^t \dot{Q}_{v.c.} dt = Q_{v.c.}$$

$$\int_0^t \left[ \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) \right] dt =$$

$$= \sum m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right)$$

$$\int_0^t \left[ \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \right] dt =$$

$$= \sum m_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right)$$

$$\int_0^t \dot{W}_{v.c.} dt = W_{v.c.}$$

$$\int_0^t \frac{d}{dt} \left[ m \left( u + \frac{V^2}{2} + gZ \right) \right]_{v.c.} dt =$$

$$= \left[ m \left( u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left( u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{v.c.}$$

Portanto, para esse intervalo de tempo  $t$ , podemos escrever a primeira lei da termodinâmica para o processo transiente uniforme como

$$Q_{v.c.} + \sum m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right)$$

$$= \sum m_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \left[ m_2 \left( u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left( u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{v.c.} + W_{v.c.} \quad (6.16)$$

Como um exemplo do tipo de problema para o qual estas hipóteses são válidas e a Eq. 6.16 é apropriada, consideremos o problema clássico do enchimento de um reservatório inicialmente evacuado. Este é o assunto do Exemplo 6.10.

**Exemplo 3.1**

Vapor d'água a uma pressão de 1,4 MPa e temperatura de 300°C escoam em um tubo (Fig. 6.13). Um tanque inicialmente evacuado está conectado a esse tubo através de uma válvula. Abre-se a válvula e o vapor enche o tanque até que a pressão atinja 1,4 MPa, quando então a válvula é fechada. O processo é adiabático e as energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a temperatura final do vapor no tanque.

*Volume de controle:* Tanque, conforme mostrado na Fig. 6.13.

*Estado inicial (no tanque):* Vácuo, massa  $m_1 = 0$ .

*Estado final:*  $P_2$  conhecido.

*Estado na entrada:*  $P_e$ ,  $T_e$  (no tubo) conhecidos.

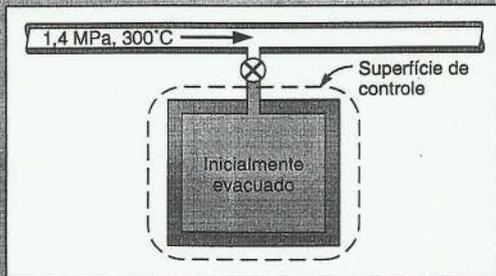
*Processo:* Regime transiente.

*Modelo:* Tabelas de vapor d'água.

**Análise**

Da primeira lei, Eq. 6.16, temos que

$$Q_{v.c.} + \sum m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \sum m_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \left[ m_2 \left( u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left( u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{v.c.} + W_{v.c.}$$



**Fig. 6.13** Escoamento para dentro de um tanque evacuado — análise de volume de controle.

$$- m_1 \left( u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \Big]_{v.c.} + W_{v.c.}$$

Observe que  $Q_{v.c.}$ ,  $W_{v.c.}$ ,  $m_e$  e  $(m_1)_{v.c.}$  são iguais a zero. Além disso, admitimos que as energias cinética e potencial são desprezíveis. Deste modo, a equação da primeira lei para esse processo fica reduzida a

$$m_e h_e = m_2 u_2$$

Da equação da continuidade para esse processo, Eq. 6.15, concluímos que

$$m_2 = m_e$$

Então, combinando a equação da continuidade com a primeira lei, obtemos

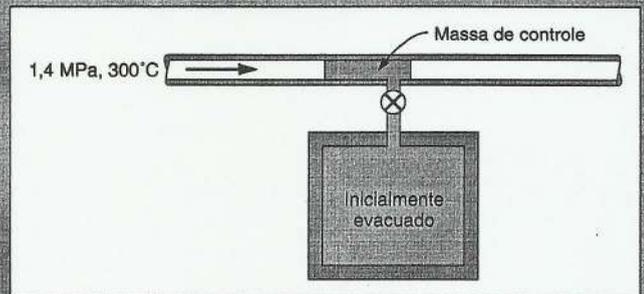
$$h_e = u_2$$

Isto é, a energia interna final do vapor no tanque é igual à entalpia do vapor entrando no tanque.

**Solução**

Das tabelas de vapor d'água, obtemos

$$h_e = u_2 = 3040,4 \text{ kJ/kg}$$



**Fig. 6.14** Escoamento para dentro de um tanque evacuado — análise de massa de controle.

**Exemplo 6.10 (continuação)**

Como a pressão final é dada, 1,4 MPa, conhecemos duas propriedades do estado final e ele está, portanto, determinado. A temperatura correspondente à pressão de 1,4 MPa e a uma energia interna de 3040,4 kJ/kg pode ser determinada, obtendo-se o valor de 452°C.

Este problema também pode ser resolvido considerando o vapor d'água que entra no tanque e o espaço em vácuo como uma massa de controle, conforme indicado na Fig. 6.14.

O processo é adiabático, mas devemos examinar as fronteiras quanto ao trabalho. Se imaginarmos um êmbolo entre o vapor contido na massa de controle e o vapor que flui atrás, perceberemos imediatamente que a fronteira move-se e que o vapor do tubo realiza trabalho sobre o vapor contido na massa de controle. A quantidade de trabalho é

$$-W = P_1 V_1 = m P_1 v_1$$

Escrevendo a primeira lei para a massa de controle, Eq. 5.11, e notando que as energias cinética e potencial podem ser desprezadas, temos

$${}_1 Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1 W_2$$

$$0 = U_2 - U_1 - P_1 V_1$$

$$0 = m u_2 - m u_1 - m P_1 v_1 = m u_2 - m h_1$$

Portanto,

$$u_2 = h_1$$

que é a mesma conclusão obtida na análise com um volume de controle.

Os dois exemplos seguintes ilustram outras aplicações do processo transiente uniforme.

**Exemplo 6.11**

Considere que o tanque do exemplo anterior tenha um volume de 0,4 m<sup>3</sup> e contenha inicialmente vapor d'água saturado a 350 kPa. A válvula é então aberta e o vapor da linha, a 1,4 MPa e 300°C, escoo para o tanque até que a pressão atinja 1,4 MPa. Calcule a massa de vapor d'água que escoo para dentro do tanque.

*Volume de controle:* Tanque, como na Fig. 6.13.

*Estado inicial:*  $P_1$ , vapor saturado; estado fixado.

*Estado final:*  $P_2$ .

*Estado na entrada:*  $P_e$ ,  $T_e$ ; estado fixado.

*Processo:* Transiente.

*Modelo:* Tabelas de vapor d'água.

**Análise**

A situação é a mesma do Exemplo 6.10, com a exceção de que o tanque não está inicialmente em vácuo. Observamos novamente que  $Q_{v,e} = 0$ ,  $W_{v,e} = 0$  e  $m_e = 0$ , e admitimos também que as variações nas energias cinética e potencial são nulas. A primeira lei para este processo, Eq. 6.16, fica reduzida a

$$m_e h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1$$

A equação da continuidade, Eq. 6.15, fica reduzida a

$$m_2 - m_1 = m_e$$

Então, combinando as equações da continuidade e da primeira lei, obtemos

$$(m_2 - m_1) h_e = m_2 u_2 - m_1 u_1$$

$$m_2 (h_e - u_2) = m_1 (h_e - u_1)$$

Existem duas incógnitas nessa equação:  $m_2$  e  $u_2$ . Entretanto, temos uma equação adicional:

$$m_2 v_2 = V = 0,4 \text{ m}^3$$

Substituindo (b) em (a) e rearranjando, temos

$$\frac{V}{v_2} (h_e - u_2) - m_1 (h_e - u_1) = 0$$

na qual as únicas incógnitas são  $v_2$  e  $u_2$ , ambas funções de  $T_2$  e  $P_2$ . Como  $T_2$  é desconhecida, isso implica que só existe um único valor de  $T_2$  para o qual a Eq. (c) será satisfeita, e devemos obter esse valor pelo método de tentativa e erro.

**Solução**

Temos que

$$v_1 = 0,5243 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad m_1 = \frac{0,4}{0,5243} = 0,763 \text{ kg}$$

$$h_e = 3040,4 \text{ kJ/kg}, \quad u_1 = 2548,9 \text{ kJ/kg}$$

Admita que

$$T_2 = 300^\circ\text{C}$$

Para essa temperatura e o valor conhecido de  $P_2$ , temos

$$v_2 = 0,1823 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad u_2 = 2785,2 \text{ kJ/kg}$$

**Exemplo 6.11 (continuação)**

Substituindo em (c), obtemos

$$\frac{0,4}{0,1823}(3040,4 - 2785,2) - 0,763(3040,4 - 2548,9) = +185,0$$

Admita agora que

$$T_2 = 350^\circ\text{C}$$

Para essa temperatura e o valor conhecido de  $P_2$ , temos

$$v_2 = 0,2003 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad u_2 = 2869,1 \text{ kJ/kg}$$

Substituindo esses valores em (c), resulta

$$\frac{0,4}{0,2003}(3040,4 - 2869,1) - 0,763(3040,4 - 2548,9) =$$

$$= -32,9$$

Concluímos então que o valor real de  $T_2$  deve estar entre esses dois valores considerados para que (c) seja verificada. Por interpolação,

$$T_2 = 342^\circ\text{C} \quad \text{e} \quad v_2 = 0,1974 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A massa final no interior do tanque é

$$m_2 = \frac{0,4}{0,1974} = 2,026 \text{ kg}$$

e a massa de vapor d'água que escoou para dentro do tanque é

$$m_e = m_2 - m_1 = 2,026 - 0,763 = 1,263 \text{ kg}$$

**Exemplo 6.12**

Um tanque de  $2 \text{ m}^3$  contém amônia saturada a uma temperatura de  $40^\circ\text{C}$ . Inicialmente, o tanque contém 50% de líquido e 50% de vapor em volume. Vapor é retirado pelo topo do tanque até que a temperatura atinja  $10^\circ\text{C}$ . Admitindo que somente vapor (ou seja, nenhum líquido) saia do tanque e que o processo seja adiabático, calcule a massa de amônia retirada do tanque.

*Volume de controle:* Tanque.

*Estado inicial:*  $T_1, V_{\text{liq}}, V_{\text{vap}}$ ; estado fixado.

*Estado final:*  $T_2$ .

*Estado de saída:* Vapor saturado (temperatura variando).

*Processo:* Transiente.

*Modelo:* Tabelas de amônia.

**Análise**

Na equação da primeira lei, Eq. 6.16, devemos notar que  $Q_{\text{v.c.}} = 0$ ,  $W_{\text{v.c.}} = 0$  e  $m_e = 0$  e vamos admitir que as variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. Entretanto, a entalpia do vapor saturado varia com a temperatura e não podemos então admitir simplesmente que a entalpia do vapor saindo do tanque permaneça constante. Por outro lado, notamos que a  $40^\circ\text{C}$ ,  $h_v = 1470,2 \text{ kJ/kg}$  e que a  $10^\circ\text{C}$ ,  $h_v = 1452,0 \text{ kJ/kg}$ . Como a variação de  $h_v$  é pequena durante esse processo, podemos admitir com boa exatidão que  $h_v$  é a média destes dois valores. Deste modo,

$$(h_s)_{\text{méd.}} = 1461,1 \text{ kJ/kg}$$

e a primeira lei da termodinâmica reduz-se a

$$m_2 h_s + m_2 u_2 - m_1 u_1 = 0$$

e a equação da continuidade (da Eq. 6.15) torna-se

$$(m_2 - m_1)_{\text{v.c.}} + m_s = 0$$

Combinando essas duas equações, temos

$$m_2(h_s - u_2) = m_1 h_s - m_1 u_1$$

**Solução**

Os seguintes valores são obtidos das tabelas de amônia:

$$v_{1,1} = 0,001725 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad v_{1,2} = 0,08313 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{1,2} = 0,00160, \quad v_{1,2} = 0,20381$$

$$u_{1,1} = 368,7 \text{ kJ/kg}, \quad u_{1,1} = 1341,0$$

$$u_{1,2} = 226,0, \quad u_{1,2} = 1099,7$$

Calculando, primeiramente, a massa inicial no tanque,  $m_1$ , notamos que a massa de líquido inicialmente presente,  $m_{1l}$ , é

$$m_{1l} = \frac{1,0}{0,001725} = 579,7 \text{ kg}$$

**Exemplo 6.12 (continuação)**

Similarmente, a massa inicial de vapor,  $m_{v1}$ , é

$$m_{v1} = \frac{1,0}{0,08313} = 12,0 \text{ kg}$$

$$m_1 = m_{l1} + m_{v1} = 579,7 + 12,0 = 591,7 \text{ kg}$$

$$m_1 h_s = 591,7 \times 1461,1 = 864\,533 \text{ kJ}$$

$$m_1 u_1 = (mu)_{l1} + (mu)_{v1} =$$

$$= 579,7 \times 368,7 + 12,0 \times 1341,0$$

$$= 229\,827 \text{ kJ}$$

Substituindo os valores na equação da primeira lei, obtemos

$$m_2(h_s - u_2) = m_1 h_e - m_1 u_1 =$$

$$= 864\,533 - 229\,827 = 634\,706$$

Existem duas incógnitas,  $m_2$  e  $u_2$ , nessa equação. Entretanto,

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{2,0}{0,00160 + x_2(0,20381)}$$

e

$$u_2 = 226,0 + x_2(1099,7)$$

e portanto as duas incógnitas são funções somente de  $x_2$ , o título no estado final. Conseqüentemente,

$$\frac{2,0(1461,1 - 226,0 - 1099,7x_2)}{0,00160 + 0,20381x_2} = 634\,706$$

Resolvendo para  $x_2$  obtemos

$$x_2 = 0,01144$$

Então,

$$v_2 = 0,00160 + 0,01144 \times 0,20381 = 0,003932 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$m_2 = \frac{2}{0,003932} = 508,7 \text{ kg}$$

e a massa de amônia que foi retirada do tanque,  $m_s$ , é

$$m_s = m_1 - m_2 = 591,7 - 508,7 = 83,0 \text{ kg}$$

## PROBLEMAS

### Equação da continuidade e vazões

**6.1** Ar a 35°C e 105 kPa escoando em um duto retangular de 100 × 150 mm num sistema de aquecimento. A vazão volumétrica é igual a 0,015 m³/s. Qual é a velocidade do ar escoando no duto e qual é a vazão mássica?

**6.2** Uma caldeira recebe uma vazão de 5000 kg/h de água líquida a 5 MPa e 20°C, e aquece a água de forma tal que o estado na saída é de 450°C com uma pressão de 4,5 MPa. Determine as áreas de escoamento mínimas necessárias dos tubos de alimentação e de descarga da caldeira para que as velocidades médias não ultrapassem 20 m/s.

**6.3** Uma companhia de gás natural distribui gás metano em uma tubulação a 200 kPa e 275 K. A companhia mediu cuidadosamente a velocidade média do escoamento obtendo o valor de 5,5 m/s em uma tubulação com 50 cm de diâmetro. Admitindo uma aproximação de gás ideal, como você avaliaria a vazão mássica sabendo que a incerteza na medida da velocidade média é de ±2%?

**6.4** Nitrogênio gasoso escoando em um tubo de 50 mm de diâmetro a 15°C e 200 kPa, na vazão de 0,05 kg/s, encontra uma válvula parcialmente fechada. Se existe uma queda de pressão de 30 kPa através da válvula e a temperatura essencialmente não varia, quais são as velocidades médias dos escoamentos a montante e a jusante da válvula?

**6.5** Vapor saturado de R-134a sai do evaporador a 10°C em um sistema de bomba de calor, com uma vazão mássica constante de 0,1 kg/s. Qual é o menor diâmetro de tubo que pode ser usado nesse local se a velocidade do refrigerante não deve exceder 7 m/s?

**6.6** Vapor a 3 MPa e 400°C entra em uma turbina com uma vazão volumétrica de 5 m³/s. Uma extração de 15% da vazão mássica na entrada sai da turbina a 600 kPa e 200°C. O restante deixa a turbina a 20 kPa com um título de 90% e uma velocidade de 20 m/s. Determine a vazão volumétrica do escoamento extraído e o diâmetro do tubo final de saída.

**6.7** Uma bomba retira água de um rio a 10°C e 95 kPa e bombeia para um canal de irrigação situado 20 m acima do nível do rio. Todos os tubos da instalação têm diâmetro de 0,1 m e a vazão mássica é de 15 kg/s. Admita que a pressão na descarga da bomba seja suficiente apenas para transportar uma coluna d'água de 20 m de altura submetida a uma pressão de 100 kPa no topo. Determine o trabalho de fluxo nas seções de alimentação e descarga da bomba e a energia cinética do escoamento.

### Escoamento simples, processos em dispositivos unitários

Bocais, difusores

**6.8** Gás nitrogênio escoando para dentro de um bocal convergente a 200 kPa e 400 K, e a uma velocidade muito baixa. O gás escoo

para fora do bocal a 100 kPa e 330 K. Se o bocal possui isolamento térmico, determine a velocidade de saída.

**6.9** Um bocal recebe 0,1 kg/s de vapor a 1 MPa e 400°C com energia cinética desprezível. A saída é a 500 kPa e 350°C e o escoamento é adiabático. Determine a área da seção transversal e a velocidade do escoamento na saída do bocal.

**6.10** Vapor superaquecido de amônia entra em um bocal com isolamento térmico a 20°C e 800 kPa, conforme mostrado na Fig. P6.10, com uma velocidade baixa e vazão constante de 0,01 kg/s. A amônia sai a 300 kPa com uma velocidade de 450 m/s. Determine a temperatura (ou título, se saturado) e a área na saída do bocal.

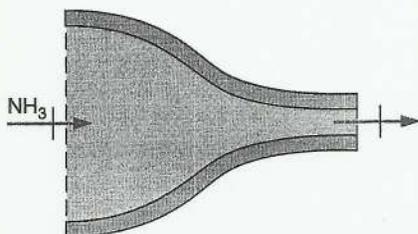


FIGURA P6.10

**6.11** Uma barragem represa uma lâmina d'água de 5 m de altura. Um furo de 1 cm de diâmetro no fundo da comporta permite a saída de água líquida a 20°C. Despreze quaisquer variações na energia interna e determine a velocidade de saída e a vazão mássica da água.

**6.12** Um difusor, mostrado na Fig. P6.12, tem ar entrando a 100 kPa e 300 K com uma velocidade de 200 m/s. A área da seção transversal na entrada do difusor é de 100 mm<sup>2</sup>. Na saída, a área é de 860 mm<sup>2</sup> e a velocidade é de 20 m/s. Determine a pressão e a temperatura do ar na saída.

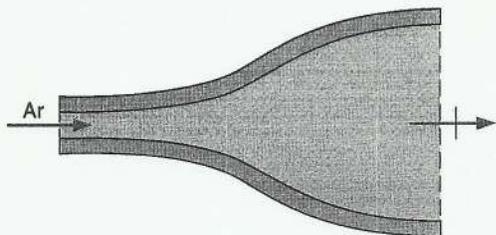


FIGURA P6.12

**6.13** Um difusor recebe um escoamento de um gás ideal a 100 kPa e 300 K com uma velocidade de 250 m/s, e a velocidade na saída é de 25 m/s. Determine a temperatura na saída se o gás for o argônio, o hélio, ou o nitrogênio.

**6.14** Ar escoava para dentro de um difusor a 300 m/s, 300 K e 100 kPa. Na saída, a velocidade é muito pequena, mas a pressão é alta. Determine a temperatura na saída considerando que não existe transferência de calor.

**6.15** A frente de um motor a jato age como um difusor recebendo ar a 900 km/h, -5°C e 50 kPa, e trazendo-o para 80 m/s em relação ao motor, antes de entrar no compressor. Se a área de escoamento frontal é 80% da área na entrada do compressor, determine a pressão e a temperatura na entrada do compressor.

## Escoamento estrangulado

**6.16** Hélio é estrangulado de 1,2 MPa e 20°C para uma pressão de 100 kPa. O diâmetro do tubo na saída é muito maior do que o do tubo na entrada de forma que as velocidades de escoamento na entrada e na saída são iguais. Determine a temperatura do hélio na saída e a razão entre os diâmetros de entrada e de saída.

**6.17** Vapor d'água saturado escoava em uma linha a 400 kPa e parte dele é retirado a 100 kPa após passar através de uma válvula. Qual é a temperatura do vapor na saída da válvula, admitindo que não existem variações na energia cinética e nem transferência de calor.

**6.18** Água líquida a 180°C e 2000 kPa é estrangulada para dentro da câmara de um evaporador *flash* com uma pressão de 500 kPa. Despreze quaisquer variações na energia cinética. Qual é a fração de líquido e de vapor na câmara?

**6.19** Água a 1,5 MPa e 150°C é estrangulada adiabaticamente através de uma válvula até a pressão de 200 kPa. A velocidade de entrada é de 5 m/s e os diâmetros dos tubos na entrada e na saída da válvula são iguais. Determine o estado (desprezando a energia cinética na equação da energia) e a velocidade da água na saída da válvula.

**6.20** R-134a, escoando em uma linha a 25°C, 750 kPa e com energia cinética desprezível, é estrangulado para uma pressão de 165 kPa. Determine a temperatura de saída e a razão entre os diâmetros do tubo de saída e do tubo de entrada ( $D_{\text{saída}}/D_{\text{entrada}}$ ) para que a velocidade permaneça constante.

## Turbinas, expansores

**6.21** Uma turbina a vapor é alimentada com 2 kg/s de água a 1000 kPa e 350°C com uma velocidade de 15 m/s. A saída é a 100 kPa,  $x = 1$  e uma velocidade muito baixa. Determine o trabalho específico e a potência produzida.

**6.22** Uma pequena turbina de alta velocidade operando com ar comprimido produz uma potência de 100 W. O ar entra a 400 kPa, 50°C e sai da turbina a 150 kPa, -30°C. Admitindo que as velocidades são baixas e que o processo é adiabático, determine a vazão mássica de ar requerida através da turbina.

**6.23** Uma pequena turbina, mostrada na Fig. P6.23, é operada com carga parcial pelo estrangulamento, para 1,1 MPa, de 0,25 kg/s de vapor disponível a 1,4 MPa e 250°C, antes de sua entrada na turbina, e a descarga é a 10 kPa. Se a turbina produz 110 kW, determine a temperatura de descarga (e o título, se saturado).

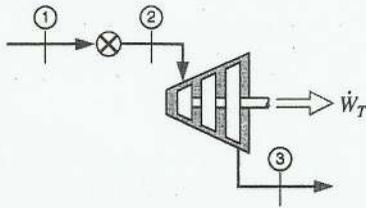


FIGURA P6.23

**6.24** Uma turbina hidráulica recebe 2 kg/s de água a 2000 kPa e 20°C com uma velocidade de 15 m/s. A saída é a 100 kPa, 20°C e a uma velocidade muito baixa. Determine o trabalho específico e a potência produzida.

**6.25** A barragem Hoover através do rio Colorado represa água no lago Mead a uma altura de 200 m acima do nível do rio. Os geradores elétricos movidos por turbinas hidráulicas geram 1300 MW de potência. Se a água está a 17,5°C, determine a vazão mínima de água em m<sup>3</sup>/s escoando através das turbinas.

## Compressores, ventiladores

**6.26** Um compressor em um refrigerador comercial recebe R-22 a -25°C e  $x = 1$ . A saída é a 800 kPa e 40°C. Despreze as energias cinéticas e determine o trabalho específico.

**6.27** O compressor de uma grande turbina a gás recebe ar do meio ambiente a 95 kPa e 20°C com uma velocidade baixa. Na descarga do compressor, o ar está a 1,52 MPa e 430°C com velocidade de 90 m/s. A potência do compressor é de 5000 kW. Determine a vazão mássica de ar através do compressor.

**6.28** Um ventilador comum, portátil, sopra 0,2 kg/s de ar ambiente com uma velocidade de 18 m/s. Qual deve ser a potência mínima do motor elétrico que aciona o ventilador? Dica: Existem variações significativas em  $P$  ou  $T$ ?

**6.29** Um compressor aspira ar a 100 kPa e 17°C e libera a 1 MPa e 600 K para um resfriador de pressão constante, de onde o ar sai a 300 K. Determine o trabalho específico no compressor e a transferência de calor específica no resfriador.

**6.30** Um escoamento permanente de 4 kg/s de amônia passa através de um dispositivo em um processo politrópico. A entrada é a 150 kPa, -20°C e a saída a 400 kPa, 80°C, e as energias potencial e cinética podem ser desprezadas. O trabalho específico re-

querido pode ser determinado por  $\left(\frac{n}{n-1}\right)\Delta(Pv)$

- Determine o expoente politrópico  $n$ .
- Determine o trabalho e a transferência de calor específica.

**6.31** Um ventilador de exaustão em um prédio deve ser capaz de movimentar 2,5 kg/s de ar a 98 kPa e 20°C através de um orifício de ventilação com 0,4 m de diâmetro. Que velocidade

deve ser gerada pelo ventilador e qual a potência requerida para fazer isso?

## Aquecedores, resfriadores

**6.32** Bióxido de carbono entra em regime permanente em um aquecedor a 300 kPa e 15°C, e sai a 275 kPa e 1200°C, conforme mostrado na Fig. P6.32. Variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. Calcule a transferência de calor requerida por quilograma de bióxido de carbono escoando através do aquecedor.

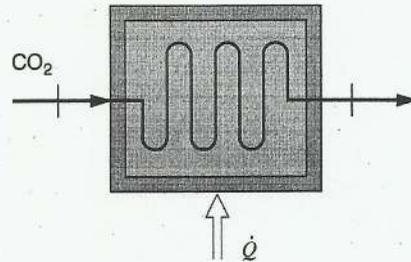


FIGURA P6.32

**6.33** Nitrogênio líquido saturado a 500 kPa entra em uma caldeira na taxa de 0,005 kg/s e sai como vapor saturado. Em seguida, entra em um superaquecedor também a 500 kPa de onde sai a 500 kPa e 275 K. Determine as taxas de transferência de calor na caldeira e no aquecedor.

**6.34** Um condensador (resfriador) recebe 0,05 kg/s de R-22 a 800 kPa e 40°C e resfria-o até 15°C. Existe uma pequena perda de pressão de modo que o estado de saída é líquido saturado. Qual a capacidade de resfriamento (kW) que o condensador deve ter?

**6.35** Em um gerador de vapor, água líquida comprimida a 10 MPa e 30°C entra em um tubo de 30 mm de diâmetro a uma taxa de 3 l/s. Vapor a 9 MPa e 400°C sai do tubo. Determine a taxa de transferência de calor para a água.

**6.36** Um *chiller* resfria água líquida com o objetivo de condicionar ambientes. Admita que 2,5 kg/s de água a 20°C e 100 kPa é resfriada para 5°C em um *chiller*. Qual a transferência de calor (kW) necessária?

**6.37** O condicionador de ar de uma residência ou de um carro possui um resfriador que traz o ar atmosférico de 30°C para 10°C a uma pressão constante de 101 kPa. Se a vazão é de 0,5 kg/s, determine a taxa de transferência de calor.

**6.38** Um escoamento de 2 kg/s de água a 500 kPa e 20°C é aquecido, em um processo a pressão constante, até 1700°C. Determine a melhor estimativa para a taxa requerida de transferência de calor.

- 5.12  $-690,7 \text{ kJ}$   
 5.15  $-274,6 \text{ kJ}$   
 5.18  $720,5 \text{ kJ}$   
 5.21 a.  $7,8 \text{ kJ}$   
       b.  $3,7^\circ\text{C}$   
 5.24 a.  $400^\circ\text{C}$   
       b.  $163,4 \text{ kJ}; 3012 \text{ kJ}$   
 5.27  $111,4^\circ\text{C}; 173,7 \text{ kJ/kg}; 3031 \text{ kJ/kg}$   
 5.30  $-2068,5 \text{ kJ}$   
 5.33  $287,7 \text{ m}^3$   
 5.36  $115 \text{ l}$   
 5.39 a.  $829^\circ\text{C}; 25,425 \text{ m}^3$   
       b.  $3390 \text{ kJ}$   
       c.  $25961 \text{ kJ}$   
 5.42  $2610,7 \text{ kJ}$   
 5.45  $4603 \text{ kJ}$   
 5.48 a.  $0,931 \text{ kg}; 0,58 \text{ m}^3$   
       b.  $85,2 \text{ kJ}$   
       c.  $588 \text{ kJ}$   
 5.51  $-877,4 \text{ kJ}$   
 5.54  $41,82 \text{ MJ}$   
 5.57  $65,9^\circ\text{C}$   
 5.60  $1,005 \text{ kJ/kg K}; 14\%; 21\%$   
 5.63  $5048 \text{ kJ/kg}$   
 5.66 a.  $520 \text{ kJ/kg}$   
       b.  $922 \text{ kJ/kg}$   
       c.  $842 \text{ kJ/kg}$   
 5.69  $298 \text{ kJ}; 368,7 \text{ kJ}$   
 5.72  $2,323 \text{ kg}; 3,484 \text{ kg}; 736 \text{ K}; 613 \text{ kPa}$   
 5.75  $172,2 \text{ kJ/kg}; 670,5 \text{ kJ/kg}; 0;$   
        $-498,3 \text{ kJ/kg}$   
 5.78  $-0,192 \text{ kJ}; -0,072 \text{ kJ}$   
 5.81  $845,2 \text{ kPa}; 458,8 \text{ K}; -0,0147 \text{ kJ}$   
 5.84  $1,7047; 81,45 \text{ kJ/kg}; -61,95 \text{ kJ/kg}$   
 5.87  $27,25 \text{ kJ}$   
 5.90  $0,53^\circ\text{C/min.}$   
 5.93  $2,45 \text{ kW}$   
 6.3  $1,52 \text{ kg/s} \pm 2\%$   
 6.6  $2,658 \text{ m}^3/\text{s}; 4,33 \text{ m}$   
 6.9  $438,7 \text{ m/s}; 1,3 \text{ cm}^2$   
 6.12  $123,9 \text{ kPa}; 319,7 \text{ K}$   
 6.15  $22,9^\circ\text{C}; 215,7 \text{ kPa}$   
 6.18  $0,9414; 0,0586$   
 6.21  $482,3 \text{ kJ/kg}; 964,6 \text{ kW}$   
 6.24  $1,9925 \text{ kJ/kg}; 3,985 \text{ kW}$   
 6.27  $12,0 \text{ kg/s}$   
 6.30 a.  $1,538$   
       b.  $-140,0 \text{ kJ/kg}$   
       c.  $73,8 \text{ kJ/kg}$   
 6.33  $0,866 \text{ kW}; 0,99 \text{ kW}$   
 6.36  $157,4 \text{ kW}$   
 6.39  $20,23^\circ\text{C}; 44,3 \text{ m/s}$   
 6.42  $29,43 \text{ m/s}; 2,31 \text{ kg/s}$   
 6.45  $91,565 \text{ MW}$   
 6.48  $131,2 \text{ m/s}; 1056 \text{ kW}$   
 6.51  $1,815 \text{ kg/s}$   
 6.54  $0,867$   
 6.57  $14,8 \text{ kW}$   
 6.60  $0,964 \text{ kg/s}$   
 6.63  $49 \text{ m/s}; 24\ 805 \text{ kW}$   
 6.66 a.  $2673,9 \text{ kJ/kg}; 0,9755$   
       b.  $22,489 \text{ MW}$   
       c.  $18,394 \text{ MW}$   
       d.  $0,26$   
 6.69 a.  $-118,77 \text{ MW}$   
       b.  $-127,8 \text{ kW}$   
 6.72  $25,5 \text{ kJ}$   
 6.75  $0,966 \text{ kg}; 20,1 \text{ kJ}$   
 6.78  $4,29 \text{ MPa}$   
 6.81  $22,36 \text{ m/s}; -0,125 \text{ kJ}$   
 6.84  $6744 \text{ kJ}$   
 7.6  $850 \text{ MW}; 84\ 661 \text{ kg/s}$   
 7.9  $0,42; 1,38$   
 7.12  $0,595 \text{ kJ}$   
 7.15  $51,6 \text{ kW}$   
 7.21 a.  $92^\circ\text{C}$   
       b.  $92^\circ\text{C}$   
 7.27  $2,52 \text{ kW}; 3,48 \text{ kW}$   
 7.30  $0,051$   
 7.33  $0,275; 0$   
 7.39  $97,8 \text{ W}$   
 7.42  $11,1; 7,8; 5,96$   
 7.45  $0,731$   
 7.48  $41 \text{ m}^2$   
 7.51  $1,9^\circ\text{C}$   
 7.54  $81\ 945 \text{ kJ}$   
 7.60  $4,4^\circ\text{C}$   
 7.63  $1494,3 \text{ kJ}$   
 7.66  $0,2688 \text{ m}^3/\text{kg}; 320 \text{ kPa}; 125 \text{ kJ/kg}$   
 8.6 a.  $4,05 \text{ kJ/kg K}$   
       b.  $6,5452 \text{ kJ/kg K}$   
       c.  $-1,2369 \text{ kJ/kg K}$   
       d.  $0,2966 \text{ kJ/kg K}$   
       e.  $0,2945 \text{ kJ/kg K}$   
 8.9 a.  $23,21 \text{ kJ/kg}; 0,7755 \text{ kJ/kg K}$   
       b.  $26,07 \text{ kJ/kg}; 1,1022 \text{ kJ/kg K}$   
       c.  $28,32 \text{ kJ/kg}; 1,8503 \text{ kJ/kg K}$   
 8.12  $-20^\circ\text{C}; 0,24; 997 \text{ kJ/kg}; 4,6577 \text{ kJ/kg K}$   
 8.15 a.  $0,2629; 0,9809$   
       c.  $7,83$   
 8.21  $232,4 \text{ kJ}; 0$   
 8.24  $-38,2 \text{ kJ/kg}; -26,3 \text{ kJ/kg}$   
 8.27  $-794,2 \text{ kJ}; -727,6 \text{ kJ}$   
 8.30  $-3,2 \text{ kJ}; -3,8 \text{ kJ}$   
 8.33  $-338 \text{ kJ/kg}; -445,6 \text{ kJ/kg}$   
 8.36  $-164,5 \text{ kJ/kg}$