

AULA 01

Termodinâmica Química I

Bibliografia:

1. Fundamentos de Termodinâmica – 5ª. Edição
Van Wylen, Sonntag
2. Termodinâmica da Engenharia Química
Van Ness

1 - CONCEITOS FUNDAMENTAIS

1.1 - Sistema Termodinâmico

Sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria ou região para a qual nossa atenção está voltada. Demarcamos um sistema termodinâmico em função daquilo que desejamos calcular. Tudo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado MEIO ou VIZINHANÇA.

O sistema termodinâmico a ser estudado é demarcado através de uma FRONTEIRA ou SUPERFÍCIE DE CONTROLE a qual pode ser móvel, fixa, real ou imaginária

Sistema Fechado - É o sistema termodinâmico no qual não há fluxo de massa através das fronteiras que definem o sistema.

Volume de Controle - Ao contrário do sistema fechado, é o sistema termodinâmico no qual ocorre fluxo de massa através da superfície de controle que definem o sistema.

Assim, dependendo da interação entre o sistema termodinâmico definido para estudo, e a vizinhança, chamaremos a essa região de **Sistema Fechado** (demarcado pela fronteira) ou **Volume de Controle** (demarcado pela superfície de controle) conforme se verifique as definições acima citadas. Exemplo de Sistema Fechado e Volume de Controle

A figura 1.1-1 é um sistema termodinâmico fechado, pois **não** há fluxo de massa através das fronteiras do sistema, embora haja fluxo de calor.

A figura 1.1-2, por sua vez, constitui um volume de controle pois temos fluxo de massa atravessando a superfície de controle do sistema.

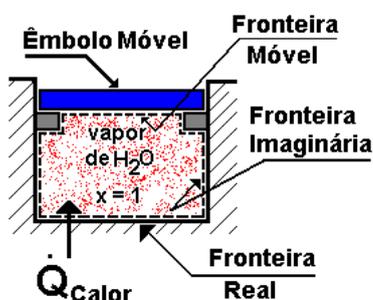


Fig. 1.1-1 - Sistema fechado

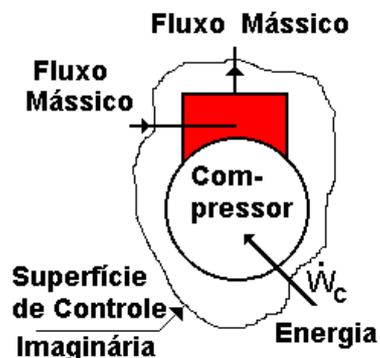


Fig. 1.1-2 - Volume de controle

Sistema Isolado - Dizemos que um sistema termodinâmico é isolado quando não existe qualquer interação entre o sistema termodinâmico e a sua vizinhança. (ou seja, através das fronteiras não ocorre fluxo de calor, massa, trabalho etc.)

Processo - O caminho definido pela sucessão de estados através dos quais o sistema passa é chamado processo.

Exemplos de processos:

- Processo Isobárico (pressão constante)
- Processo Isotérmico (temperatura constante)
- Processo Isocórico (isométrico) (volume constante)
- Processo Isoentálpico (entalpia constante)
- Processo Isoentrópico (entropia constante)
- Processo Adiabático (sem transferência de calor)

Ciclo Termodinâmico - Quando um sistema (substância), em um dado estado inicial, passa por certo número de mudança de estados ou processos e finalmente retorna ao estado inicial, o sistema executa um ciclo termodinâmico.

Deve ser feita uma distinção entre ciclo termodinâmico, descrito acima, e um ciclo mecânico. Um motor de combustão interna de quatro tempos executa um ciclo mecânico a cada duas rotações. Entretanto o fluido de trabalho não percorreu um ciclo termodinâmico dentro do motor, uma vez que o ar e o combustível são queimados e transformados nos produtos de combustão, que são descarregados para a atmosfera.

1.2 - Lei Zero da Termodinâmica

Quando dois corpos tem a mesma temperatura dizemos que estão em equilíbrio térmico entre si. Podemos definir a lei zero da termodinâmica como:

" Se dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro eles estão em equilíbrio térmico entre si ".

A lei zero da termodinâmica define os medidores de temperatura, os TERMÔMETROS.

1.3 - Escalas de Temperatura

Para a maior parte das pessoas a temperatura é um conceito intuitivo baseado nas sensações de "quente" e "frio" proveniente do tato. De acordo com a segunda lei da termodinâmica, a temperatura está relacionada com o calor ficando estabelecido que este, na ausência de outros efeitos, flui do corpo de temperatura mais alta para o de temperatura mais baixa espontaneamente.

O funcionamento dos termômetros está baseada na lei zero da termodinâmica pois são colocados em contato com um corpo ou fluido do qual se deseja conhecer a temperatura até que este entre em equilíbrio térmico com o respectivo corpo. A escala do aparelho foi construída comparando-a com um termômetro padrão ou com pontos físicos fixos de determinadas substâncias.

Quatro escalas de temperatura são hoje usadas para se referir à temperatura, duas escalas absolutas e duas escalas relativas; são elas respectivamente: Escala KELVIN (K) e RANKINE (°R) e escala Celsius (°C) e Fahrenheit (°F). A Fig. 1.3-1 mostra as quatro escalas de temperatura e a relação entre elas.

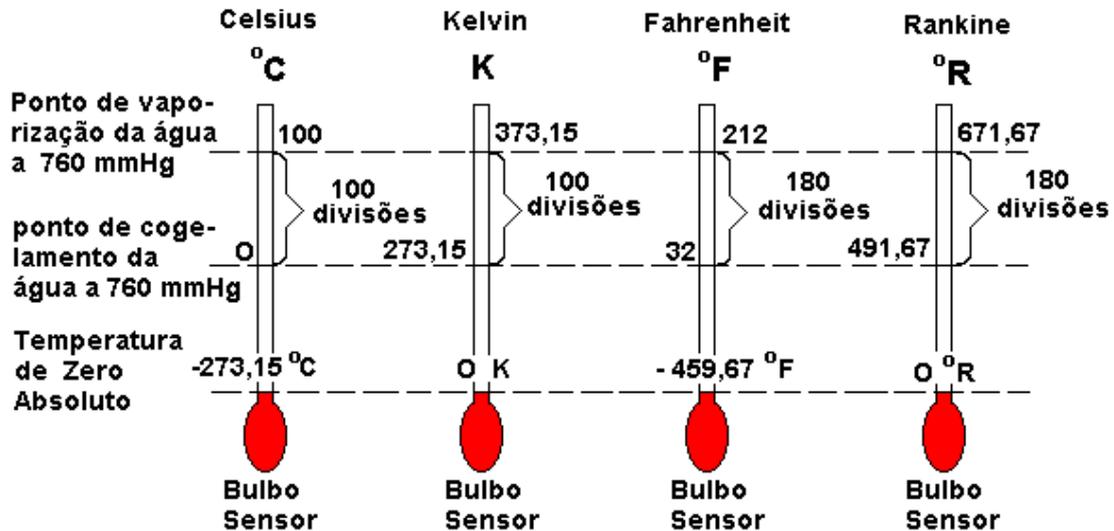
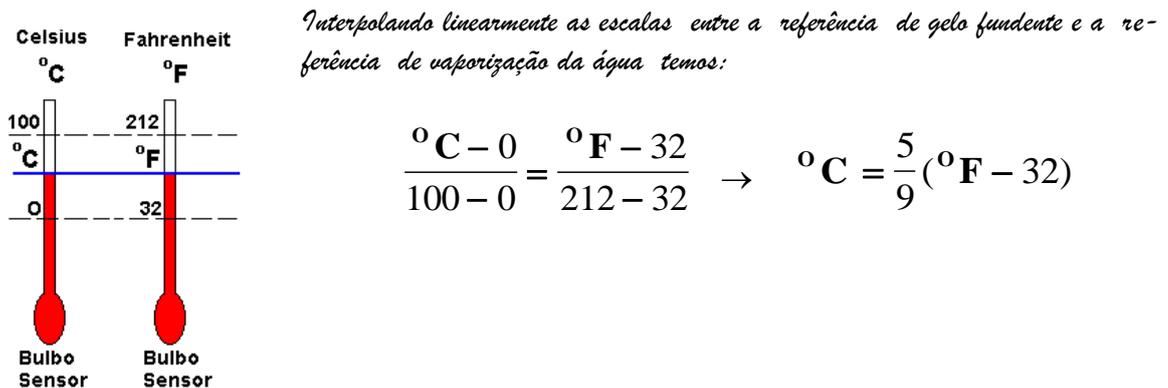


Figura 1.3-1 - As escalas de temperatura e sua inter-relação

Exemplo 1.3-1- Escreva a relação entre graus Celsius (°C) e Fahrenheit (°F)

Solução - Considere-se a escala dos dois Termômetros, Celsius e Fahrenheit como mostrado na figura



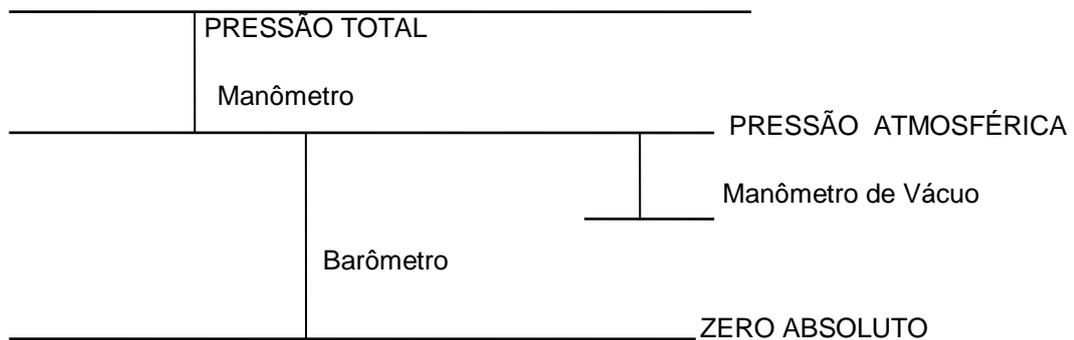
1.4 - Pressão

Pressão, uma propriedade termodinâmica, é definida como sendo a relação entre uma força e a área normal onde está sendo aplicada a força. A Fig. 1.4-1 ilustra a definição dada pela equação 1.4 -1

$$P = \lim_{\delta A \rightarrow \delta A_i} \frac{\delta F_N}{\delta A} \quad (1.4-1)$$



Figura 1.4-1 - Definição de Pressão



Unidades de Pressão

Pascal, $Pa = \frac{N}{m^2}$,

Quilograma - força por metro quadrado, = $\frac{kgf}{m^2}$

$P_{sig} = \frac{lbf}{in^2}$, (manométrica)

$P_{sia} = \frac{lbf}{in^2}$ (absoluta)

bar = 10^5 Pascal

Volume específico (v) = $1/\rho$ (1/densidade)

Exercícios

1-1)- Um termômetro indica uma temperatura de 30 °C. Determine a respectiva temperatura nas seguintes escalas:

a) em graus Fahrenheit (°F), b) em graus Rankine (°R) e c) em Kelvin (K).

1-2)- Qual a temperatura em K que corresponde a -5 °C?

1-3)- Qual o volume (em L) que uma massa de 3,91 g de O₂ ocupa a 20 °C e 98,195 KPa?

1-4)- Um tanque rígido e estanque, com volume de 100 L contém O₂ a uma pressão manométrica (efetiva) de 500 KPa e temperatura de 5 °C. O O₂ é parcialmente utilizado e a pressão final (manométrica) atinge 400 KPa, mantendo-se inalterada a temperatura pede-se a massa (g) de O₂ consumida.

1.5)- Qual a densidade do Cl₂ a 20 °C e 1,5 atm (abs)?

1.6)- Qual a densidade do Vapor d'água a 1 MPa e 180°C em kg/m³

AULA 02

2 - PROPRIEDADES DE UMA SUBSTÂNCIA PURA

2.1 - Substância Pura

Substância pura é aquela que tem composição química invariável e homogênea. Pode existir em mais de uma fase, mas a sua composição química é a mesma em todas as fases. Assim água líquida e vapor d'água ou uma mistura de gelo e água líquida são todas substâncias puras, pois cada fase tem a mesma composição química. Por outro lado uma mistura de ar líquido e gasoso não é uma substância pura, pois a composição química da fase líquida é diferente daquela da fase gasosa.

Neste trabalho daremos ênfase àquelas substâncias que podem ser chamadas de substância simples compressíveis. Por isso entendemos que efeitos de superfície, magnéticos e elétricos, não são significativos quando se trata com essas substâncias.

Equilíbrio de Fase Líquido - Vapor - Considere-se como sistema 1 kg de água contida no conjunto êmbolo-cilindro como mostra a figura 2.1-1. Suponha que o peso do êmbolo e a pressão atmosférica local mantenham a pressão do sistema em 1,014 bar e que a temperatura inicial da água seja de 15 °C. À medida que se transfere calor para a água a temperatura aumenta consideravelmente e o volume específico aumenta ligeiramente (Fig. 2.1-1b) enquanto a pressão permanece constante.

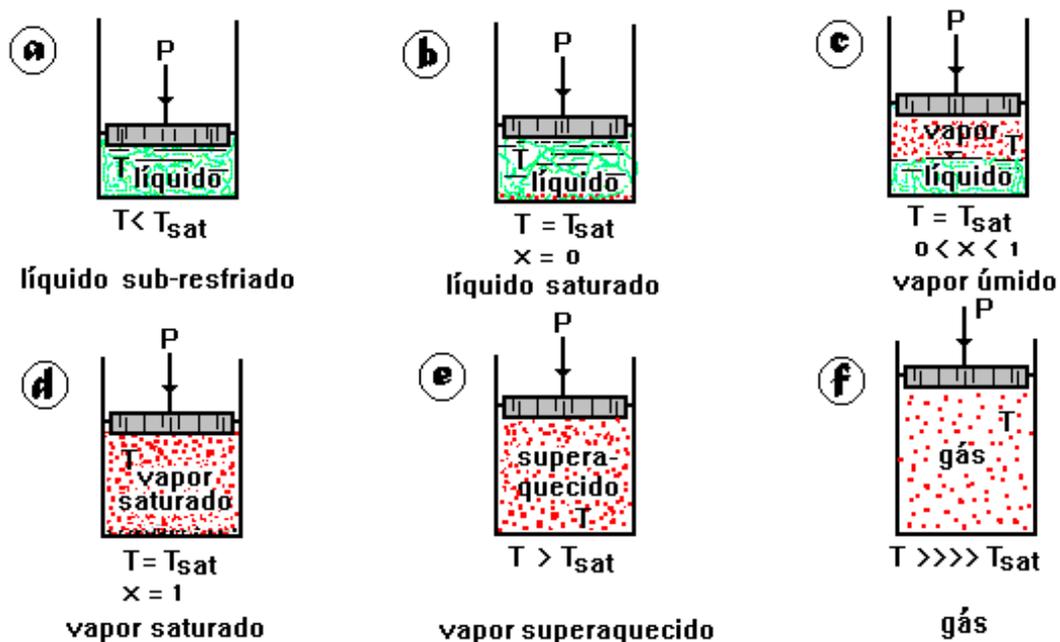


Figura 2.1-1 - Representação da terminologia usada para uma substância pura à pressão, P e temperatura, T , onde T_{sat} é a temperatura de saturação na pressão de saturação, P .

Quando a água atinge 100 °C uma transferência adicional de calor implica em uma mudança de fase como mostrado na Fig. 2.1-1b para a Fig. 2.1-1c, isto é, uma parte do líquido torna-se vapor e, durante este processo a pressão permanecendo constante, a temperatura também permanecerá constante na a quantidade de va-

por gerada aumenta consideravelmente (aumentado o volume específico), como mostra a Fig. 2.1-1c. Quando a última porção de líquido tiver vaporizado (Fig. 2.1-1d) uma adicional transferência de calor resulta em um aumento da temperatura e do volume específico como mostrado na Fig. 2.1-1e e Fig. 2.1-1f

Temperatura de saturação - O termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. Essa pressão é chamada “*pressão de saturação*” para a temperatura dada. Assim, para a água (estamos usando como exemplo a água para facilitar o entendimento da definição dada acima) a 100 °C, a pressão de saturação é de 1,014 bar, e para a água a 1,014 bar de pressão, a temperatura de saturação é de 100 °C. Para uma substância pura há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente.

Líquido Saturado - Se uma substância se encontra como líquido à temperatura e pressão de saturação diz-se que ela está no estado de líquido saturado, Fig.2.1-1b.

Líquido Subresfriado - Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação para a pressão existente, o líquido é chamado de *líquido subresfriado* (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada), ou *líquido comprimido*, Fig. 2.1-1a, (significando ser a pressão maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

Título (x) - Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, **vapor úmido**, Fig. 2.1-1c, a relação entre a massa de vapor pela massa total, isto é, massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada **título**. Matematicamente:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (2.1-1)$$

Vapor Saturado - Se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamada “*vapor saturado*”, Fig. 2.1-1d, e neste caso o **título** é igual a 1 ou 100% pois a massa total (m_t) é igual à massa de vapor (m_v), (freqüentemente usa-se o termo “vapor saturado seco”)

Vapor Superaquecido - Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação é chamado “*vapor superaquecido*” Fig. 2.1-1e. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes, e neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A Fig. 2.1-1 retrata a terminologia que acabamos de definir para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

Considerações importantes

1) Durante a mudança de fase de líquido-vapor à pressão constante, a temperatura se mantém constante; observamos assim a formação de patamares de mudança de fase em um diagrama de propriedades no plano $T \times V$ ou $P \times V$, como mostrado na Fig. 2.2-1. Quanto maior a pressão na qual ocorre a mudança de Fase líquido-vapor maior será a temperatura.

2) A linha de líquido saturado é levemente inclinada em relação à vertical pelo efeito da dilatação volumétrica (quanto maior a temperatura maior o volume ocupado pelo líquido), enquanto a linha de vapor saturado é fortemente inclinada em sentido contrário devido à compressibilidade do vapor. A Fig. 2.2-1b mostra o diagrama P -V no qual é fácil visualizar as linhas de temperatura constante e o ponto de inflexão da isoterma crítica

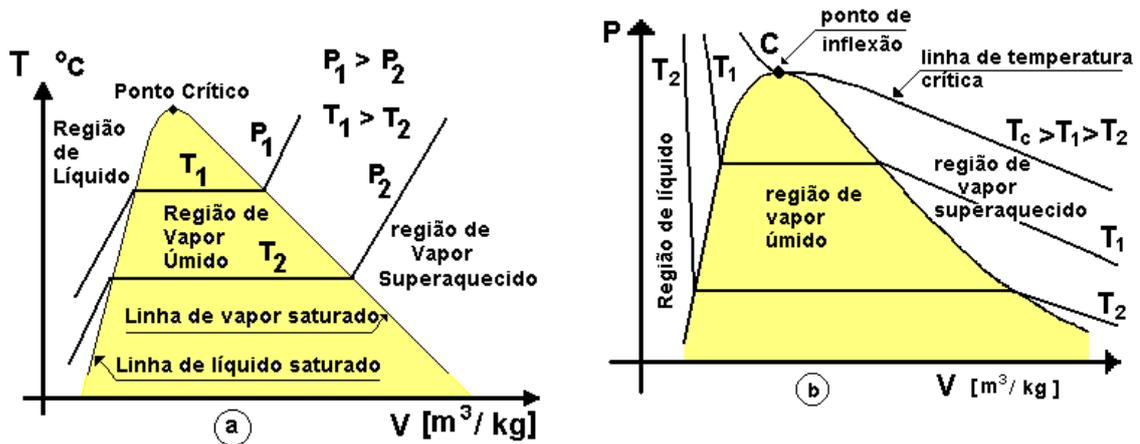


Figura 2.2-1 diagrama T x V e Diagrama P x V

3) Aumentando-se a pressão observa-se no diagrama que as linhas de líquido saturado e vapor saturado se encontram. O ponto de encontro dessas duas linhas define o chamado "Ponto Crítico". Pressões mais elevadas que a pressão do ponto crítico resultam em mudança de fase de líquido para vapor superaquecido sem a formação de vapor úmido.

4) Como exemplo, o **ponto crítico** para a água, é:

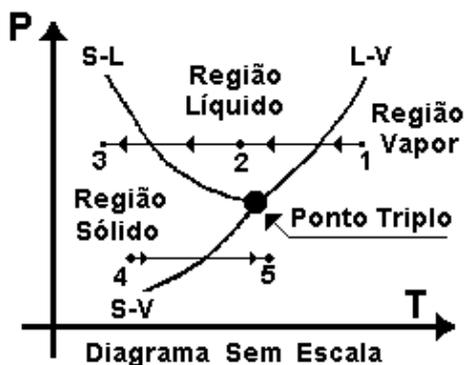
$$P_{\text{crítica}} = 22,09 \text{ MPa}$$

$$T_{\text{crítica}} = 374,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_{\text{crítico}} = 0,003155 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Ponto Triplo - Corresponde ao estado no qual as três fases (sólido, líquido e gasosa) se encontram em equilíbrio. A Fig. 2.3-1 mostra o diagrama de fases (P x T) para a água. Para outras substância o formato do diagrama é o mesmo.

Uma substância na fase vapor com pressão acima da pressão do ponto triplo muda de fase (torna-se líquido) ao ser resfriada até a temperatura correspondente na curva de pressão de vapor. Resfriando o sistema ainda mais será atingida uma temperatura na qual o líquido irá se solidificar. Este processo está indicada pela linha horizontal 1→2→3 na Fig. 2.3-1.



Para uma substância na fase sólida com pressão abaixo da pressão do ponto triplo ao ser aquecida observe que, mantendo a pressão constante, será atingida uma temperatura na qual ela passa da fase sólida diretamente para a fase vapor, sem passar pela fase líquida, como mostrado na Fig. 2.3-1 no processo 4→5.

Como exemplo a pressão e a temperatura do ponto triplo para a água corresponde a 0,6113 kPa e 0,01 °C respectivamente.

Figura 2.3-1 Diagrama de fases para a água (sem escala)

2.2 - Propriedades Independentes das Substâncias Puras

Energia Interna (U) - é a energia possuída pela matéria devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Esta forma de energia pode ser decomposta em duas partes:

- a - Energia cinética interna, a qual é devida à velocidade das moléculas e,
- b - Energia potencial interna, a qual é devida às forças de atração que existem entre as moléculas. As mudanças na velocidade das moléculas são identificadas macroscopicamente pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor)

Entalpia (H) - na análise térmica de alguns processos específicos, freqüentemente encontramos certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma dessas combinações ocorre quando temos um processo a pressão constante, resultando sempre uma combinação $(U + PV)$. Assim considerou-se conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica chamada “**ENTALPIA**”, representada pela letra H , matematicamente;

$$H = U + P V \quad (2.2-1)$$

ou a entalpia específica,

$$h = u + P v \quad (2.2-2)$$

Entropia (S) - Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância. Matematicamente a definição de entropia é

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{reversível}} \quad (2.2-3)$$

2.3 - Equações de Estado

Equação de estado de uma substância pura é uma relação matemática que correlaciona pressão, temperatura e volume específico para um sistema em equilíbrio termodinâmico. De uma maneira geral podemos expressar de forma genérica essa relação na forma da Eq. (2.3-1)

$$f(P, v, T) = 0 \quad (2.3-1)$$

Existem inúmeras equações de estado, muitas delas desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância, outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, com objetivo de relacionar as propriedades termodinâmicas de várias substâncias.

Uma das equações de estado mais conhecida e mais simples é aquela que relaciona as propriedades termodinâmicas de pressão, volume específico e temperatura absoluta do gás ideal, que é:

$$P \bar{v} = \mathfrak{R} T \quad (2.3-2)$$

onde P , é a pressão absoluta (manométrica + barométrica), \bar{v} , o volume molar específico, em m^3/kmol , a constante universal, que vale, $\mathfrak{R} = 8,314 \text{ kJ/kmol-K}$, e T a temperatura absoluta, em Kelvin. A Eq. (2.3-2) pode ser escrita de várias outras formas. Uma forma interessante é escreve-la usando o volume específico e a constante particular do gás, como na Eq. (2.3-3)

$$Pv = RT \quad (2.3-3)$$

onde v , é o volume específico do gás, em m^3/kg e R é a constante particular do gás. O valor de R está relacionado à constante universal dos gases pela massa molecular da substância (M). Isto é:

$$R = \frac{\mathfrak{R}}{M} \quad (2.3-4)$$

Exemplo 2.3-1 - Considere o ar atmosférico como um gás ideal e determine o volume específico e a densidade para a pressão atmosférica padrão na temperatura de 20°C . (adote a massa molecular do ar = $28,97 \text{ kg/kmol}$, $\mathfrak{R} = 8\,314 \text{ J/kmol-K}$)

Solução: Para a hipótese de gás ideal temos:

$$P.v = RT \Rightarrow v = \frac{R.T}{P}$$

$$\text{a) } v = \frac{8314.(273,15 + 20)}{28,97 \times 101325} \cong 0,83 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

A densidade é o inverso do volume específico, assim:

$$\text{b) } \rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,83} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

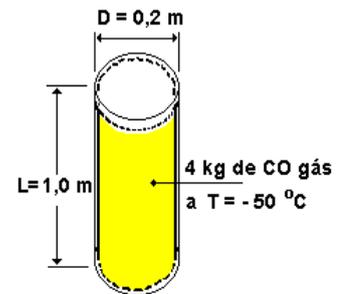
Exemplo 2.3-2 - Um tanque cilíndrico vertical contém 4,0 kg de monóxido de carbono gás à temperatura de -50°C . O diâmetro interno do tanque é, $D=0,2\text{ m}$ e o comprimento, $L=1,0\text{ m}$. Determinar a pressão, em **bar** exercida pelo gás.

Solução: *Tanque cilíndrico de dimensões conhecidas contendo 4,0 kg de monóxido de carbono, **CO**, a -50°C*

Determinar: A pressão exercida pelo gás

Hipóteses:

- 1) Como mostrado na figura ao lado o gás é adotado como sistema fechado*
- 2) O sistema está em equilíbrio termodinâmico*



$$V = \frac{\pi d^2 L}{4} = \frac{3,14159 \cdot (0,2)^2 \cdot 1}{4} = 0,0314 \text{ m}^3$$

o volume molar específico será:

$$\bar{v} = Mv = M\left(\frac{V}{m}\right) = 28\left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right)\left(\frac{0,0314}{4,0}\right)\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right) = 0,2198 \text{ m}^3/\text{kmol}$$

A equação de estado para o gás ideal resulta

$$P\bar{v} = \mathcal{R}T \rightarrow P = \frac{\mathcal{R}T}{\bar{v}} = \frac{(8314)(-50 + 273,15)}{0,2198} \left(\frac{\text{bar}}{10^5 \text{ Pa}}\right) = 84,41 \text{ bar}$$

Exercícios

2-1) - Determine o Volume molar de um gás ideal nas condições normais de temperatura e pressão (as condições CNTP, são 0°C e 101325 Pascal, respectivamente)

2-2) - Um balão esférico tem raio de 3m . A pressão atmosférica local é de $1,0\text{ kgf/cm}^2$ e a temperatura é de 25°C .

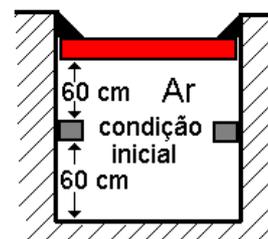
a) Calcular a massa e o numero de mols (ou kmols) de ar que o balão desloca

b) Se o balão estiver cheio com Hélio (He) com pressão de $1,0\text{ kgf/cm}^2$ e a temperatura for de 25°C , qual o número de mols (ou kmols) e a massa de hélio?

2-3) - Uma quantidade de ar está contida num cilindro vertical equipado com um êmbolo sem atrito, como mostrado na figura. A área seccional interna do cilindro é de 450 cm^2 e o ar está inicialmente a $2,0\text{ kgf/cm}^2$ de pressão e temperatura de 430°C . O ar é então resfriado como resultado da transferência de calor para o meio ambiente. (adote o ar como gás ideal)

a) Qual a temperatura do ar no interior do cilindro quando o êmbolo atinge os limitadores, em $^{\circ}\text{C}$

b) Se o resfriamento prosseguir até a temperatura atingir 21°C qual será a pressão no interior do cilindro.



2.4) - Um recipiente com volume de $4,1\text{ L}$ contém 5 mols de um gás. Em seu topo há uma válvula de alívio e sua abertura está marcada a 40 atm (abs). Qual a temperatura em $^{\circ}\text{C}$ em seu interior quando da abertura da válvula.

2.5) – Um botijão de O_2 de 20 L contém n mols; $P=10\text{ atm}$ (abs) e $T = 27^{\circ}\text{C}$. Utiliza-se parte do gás e a pressão P cai para 6 atm (à mesma T). Quantas gramas de gás foram utilizadas?

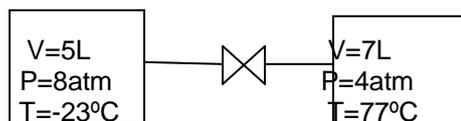
2.6) – Uma sala (à P atmosférica) tem 6m de largura, 10 m de comprimento e 4 m de altura. Qual o n° de mols de ar contido na sala?

2.7) – Qual a densidade do gás CO_2 contido em uma lata de refrigerante que possui uma pressão de $3 \times 10^5\text{ N/m}^2$ e 300 K ($R = 8,314\text{ J/mol K}$)

2.8) – Um motorista calibra o pneu de seu carro pela manhã $P = 28\text{ lb/in}^2$ e $T = 7^{\circ}\text{C}$. À tarde depois de rodar bastante a T dos pneus passou a ser 37°C . Qual a pressão dos pneus? (V constante)

2.9) – Um tanque de $0,82\text{ m}^3$ foi projetado para suportar uma pressão de 10 atm . O tanque contém $4,2\text{ kg}$ de N_2 e se aquece lentamente a partir da temperatura ambiente. A que temperatura (em $^{\circ}\text{C}$) ele se romperá?

2.10) – Dois vasos conectados por uma válvula, inicialmente fechada, um mesmo gás ocupa os dois vasos.



Se abrirmos a válvula, a que temperatura deve ser elevada a mistura para que no final tenhamos uma pressão de 10 atm ?

AULA 03

2.4 - Tabelas de Propriedades Termodinâmicas

Existem tabelas de propriedades termodinâmicas para todas as substâncias de interesse em engenharia. As tabelas de propriedades termodinâmicas estão divididas em três categorias de tabelas, uma que relaciona as propriedades do líquido comprimido (ou líquido subresfriado), outra que relaciona as propriedades de saturação (líquido saturado e vapor saturado) e tabelas de vapor superaquecido.

Em todas as tabelas as propriedades estão tabeladas em função da temperatura ou pressão e em função de ambas como pode ser visto nas tabelas a seguir. Para a região de líquido+vapor, conhecido o título, x , as propriedades devem ser determinadas através das seguintes equações:

$$u = u_L + x(u_v - u_L) \quad (2.4-1)$$

$$h = h_L + x(h_v - h_L) \quad (2.4-2)$$

$$v = v_L + x(v_v - v_L) \quad (2.4-3)$$

$$s = s_L + x(s_v - s_L) \quad (2.4-4)$$

As tabelas de (2.4-1) até (2.4-12) são exemplos de tabelas de propriedades termodinâmicas de líquido comprimido, saturadas e superaquecidas de qualquer substância. Observe nessas tabelas que para condições de saturação basta conhecer apenas uma propriedade para obter as demais, que pode ser temperatura ou pressão, propriedades diretamente mensuráveis. Para as condições de vapor superaquecido e líquido comprimido é necessário conhecer duas propriedades para ser obter as demais. Nas tabelas de propriedades saturadas, aqui apresentadas, pode-se observar que para temperatura de $0,0\text{ }^\circ\text{C}$ e líquido saturado ($x = 0$), o valor numérico de entalpia (h) é igual a $100,00\text{ kcal/kg}$ para os refrigerantes R-12, R-22, e R-717, sendo igual a $200,00\text{ kJ/kg}$ para o R-134a, e a entropia (S), vale $1,000$ para todas as tabelas dadas independente das unidades usadas. Estes valores são adotados arbitrariamente como valores de referência e os demais valores de entalpia (h) e entropia (S), são calculados em relação a esses valores de referência. Outros autores podem construir tabelas dos mesmos refrigerantes com referências diferentes.

Assim, o valor numérico da entalpia (h), e entropia (S) em diferentes tabelas podem apresentar valores completamente diferentes para o mesmo estado termodinâmico, sem contudo, modificar os resultados de nossas análises térmicas, bastando para tanto que se utilize dados de entalpia e entropia de uma mesma tabela, ou de tabelas que tenham a mesma referência. Para dados retirados de duas ou mais tabelas com referências diferentes estes devem ser devidamente corrigidos para uma única referência.

Exemplo 2.4-1 -a) Determine o volume específico, a energia interna específica, a entalpia específica, e a entropia específica para líquido e vapor saturado da água na pressão de saturação de 2,5 MPa.

b) Determine o volume específico, a entalpia específica e a entropia específica para a água com pressão de 10 bar e temperatura de 300 °C.

Solução a) Água Saturada

Da tabela de propriedades da água saturada para $P = 25 \text{ bar}$ temos a correspondente temperatura de saturação, $T = 224 \text{ }^\circ\text{C}$

As demais propriedades são:

$$\begin{aligned} v_i &= 0.001973 \text{ m}^3/\text{kg} & v_v &= 0.0800 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_i &= 962.11 \text{ kJ/kg} & h_v &= 2803.1 \text{ kJ/kg} \\ u_i &= 959.11 \text{ kJ/kg} & u_v &= 2603.1 \text{ kJ/kg} \\ s_i &= 2.5547 \text{ kJ/kg-K} & s_v &= 6.2575 \text{ kJ/kg-K} \end{aligned}$$

b) Água na pressão de 10 bar e Temperatura de 300 °C

Da tabela de propriedades saturadas para $P = 10 \text{ bar}$ temos $T = 179.9 \text{ }^\circ\text{C}$. Logo, a água a 300 °C está superaquecida.

Da tabela de propriedades da água superaquecida (2.4-2) temos

$$\begin{aligned} v_v &= 0.2579 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_v &= 3051.2 \text{ kJ/kg} \\ s_v &= 7.1229 \text{ kJ/kg-K} \end{aligned}$$

Exemplo 2.4-2 Considere um sistema composto de 2 kg de água no estado líquido à temperatura de 80 °C e pressão de 50 bar. Determine o volume específico e a entalpia para o sistema.

- através da tabela de propriedades comprimidas da água
- através da tabela de propriedades saturadas da água
- comente os desvios dos valores obtidos pelas duas formas.

Solução

a) Da tabela (2.4-3) de líquido comprimido para a água a 50 bar e temperatura de 80 °C temos; (observe que a temperatura de saturação correspondente à pressão de 50 bar é de 263,99 °C)

$$v = 0.0010268 \text{ m}^3/\text{kg} \quad e \quad h = 338.85 \text{ kJ/kg}$$

b) Como podemos observar, a tabela disponível para propriedades saturadas, não tem a temperatura de 80 °C sendo necessário fazermos interpolações lineares, que resulta em:

$$v = 0.0010291 \text{ m}^3/\text{kg} \quad e \quad h = 334.91 \text{ kJ/kg}$$

c) Os desvios da tabela de líquido comprimido em relação à de saturação são:

$$\delta v = \frac{0,0010268 - 0,0010291}{0,0010268} \times 100 = -0,22\%$$

$$\delta h = \frac{338,85 - 334,91}{338,85} \times 100 = 1,16\%$$

Comentários:

Pelos resultados, observamos ser insignificantes os desvios dos valores das propriedades obtidas pela tabela correta (líquido comprimido) e na forma aproximada, como líquido saturado na temperatura em que se encontra a substância sem levar em conta a pressão. (a pressão de saturação a 80 °C é de 0,4739 bar, bem inferior aos 50 bar do líquido comprimido)

Concluimos assim que, as propriedades de líquido comprimido são aproximadamente iguais às de líquido saturado na mesma temperatura para substâncias que podem ser admitidas como incompressíveis. (para qualquer substância incompressível)

Exemplo 2.4-3 Considere um cilindro de volume interno igual a 0,14 m³, contendo 10 kg de refrigerante R-134a. O cilindro é usado para fins de reposição de refrigerante em sistemas de refrigeração. Em um dado dia a temperatura ambiente é de 26 °C. Admita que o refrigerante dentro do cilindro está em equilíbrio térmico com o meio ambiente e determine a massa de refrigerante no estado líquido e no estado vapor no interior do cilindro.

Solução: **Conhecemos:** *tanque cilíndrico de dimensões conhecidas contendo 10 kg de refrigerante R-134a em equilíbrio térmico a 26 °C*

determinar: *massa no estado líquido e massa no estado vapor*

2) O sistema está em equilíbrio termodinâmico

Análise: *Se no interior do cilindro tivermos de fato as duas fases: líquido+vapor, então o sistema está na condição de vapor úmido e podemos determinar o título, x, da mistura.*

O volume específico da mistura, pela definição de volume específico é:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0,140 \text{ m}^3}{10,0 \text{ kg}} = 0,014 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

da equação (2.4-3) , que relaciona volume específico com título temos;

$$v = v_1 + x(v_v - v_1) \rightarrow x = \frac{(v - v_1)}{(v_v - v_1)}$$

da tabela de propriedades saturadas para o refrigerante R-134a obtemos os valores de volume específico do líquido e do valor, que valem:

$$v_1 = 0,0008 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad v_v = 0,0300 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

substituindo na equação do título , obtemos;

$$x = \frac{0,0140 - 0,0008}{0,0300 - 0,0008} \Rightarrow \boxed{x = 0,452}$$

da definição de título, em que, $x = \frac{m_v}{m_t}$, obtemos

$$m_v = 0,452 \times 10,0 \text{ kg} \Rightarrow m_v = 4,52 \text{ kg de vapor}$$

pela conservação de massa

$$m_t = m_v + m_l \Rightarrow m_l = m_t - m_v \Rightarrow m_l = 10,0 - 4,52 \Rightarrow m_l = 5,48 \text{ kg}$$

Exemplo 2.4-4 Determine a densidade da amônia para a temperatura de 150 °F e pressão de 20 psi. Consulte as tabelas necessárias. Dado: $M_{\text{NH}_3} = 17,03 \text{ g/g-mol}$.

$$\rho = (P.Mol) / (RT)$$

a 150,0 °F e 20 psi:

$$T_C = \frac{5}{9}(T_F - 32) \Rightarrow T_C = \frac{5}{9} \times (150 - 32) = 65,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_K = T_C + 273,15 \Rightarrow T_K = 338,7 \text{ K}$$

$$P = 20 \text{ psi} = 20 \text{ psi} \times \frac{101.325 \text{ Pa}}{14,7 \text{ psi}} \times \frac{1 \text{ atm}}{101.325 \text{ Pa}} = 1,36 \text{ atm}$$

$$\rho_{\text{NH}_3} = \frac{1,36 \text{ atm} \times 17,03 \frac{\text{g}}{\text{g-mol}}}{0,08206 \frac{\text{atm.L}}{\text{g-mol.K}} \times 338,7 \text{ K}} = 0,833 \text{ g/L} = \underline{\underline{0,833 \text{ kg/m}^3}}$$

AULA 04

2.5 - Diagrama de Propriedades Termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas de uma substância, além de serem apresentadas através de tabelas, são também apresentadas na forma gráfica, chamados de **diagramas de propriedades termodinâmicas**. Estes diagramas podem ter por ordenada e abscissa respectivamente $T \times v$ (temperatura versus volume específico), $P \times h$ (pressão versus entalpia específica), $T \times s$ (temperatura versus entropia específica) ou ainda $h \times s$ (entalpia específica versus entropia específica) O mais conhecido desses diagramas é o diagrama $h \times s$ conhecido como diagrama de Mollier.

Uma das vantagens do uso destes diagramas de propriedades é que eles apresentam numa só figura as propriedades de líquido comprimido, do vapor úmido e do vapor superaquecido como está mostrado esquematicamente nas figuras 2.5-1, 2.5-2 e 2.5-3.

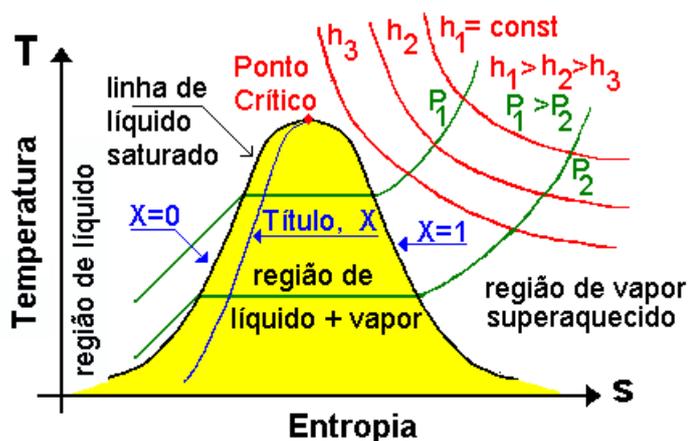


Figura 2.5 - 1 - Diagrama Temperatura versus Entropia Específica

Esses diagramas são úteis tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas como porque possibilitam a visualização dos processos que ocorrem em parte do equipamento sob análise ou no todo.

As três regiões características dos diagramas estão assim divididas:

- A região à esquerda da linha de líquido saturado ($x=0$) é a região de líquido comprimido ou líquido sub-resfriado (aqui estão os dados referentes às tabelas de líquido comprimido)
- A região compreendida entre a linha de vapor saturado ($x=1$) e a linha de líquido saturado ($x=0$) é a região de vapor úmido. Nesta região, em geral os diagramas apresentam linhas de título constante como esquematizadas nas figuras.
- A região à direita da linha de vapor saturado seco ($x=1$) é a região de vapor superaquecido. (nesta região estão os dados contidos nas tabelas de vapor superaquecido)

Dado o efeito de visualização, é aconselhável, na análise dos problemas termodinâmicos, representar esquematicamente os processos em um diagrama, pois a solução torna-se clara. Assim, o completo domínio destes diagramas é essencial para o estudo dos processos térmicos.

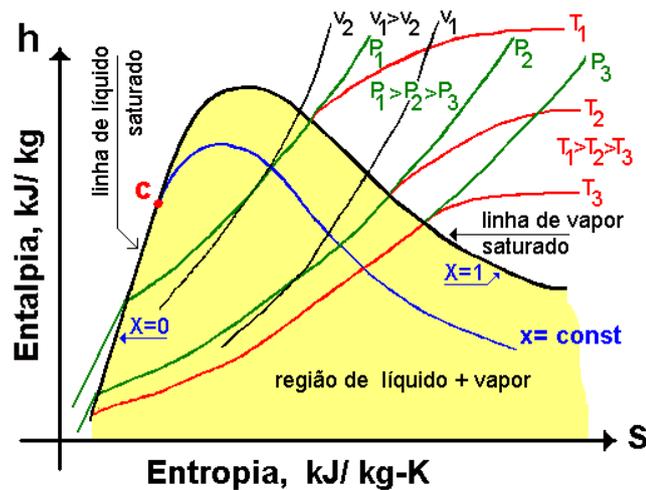


Figura 2.5 - 2 - Diagrama Entalpia Específica versus Entropia Específica

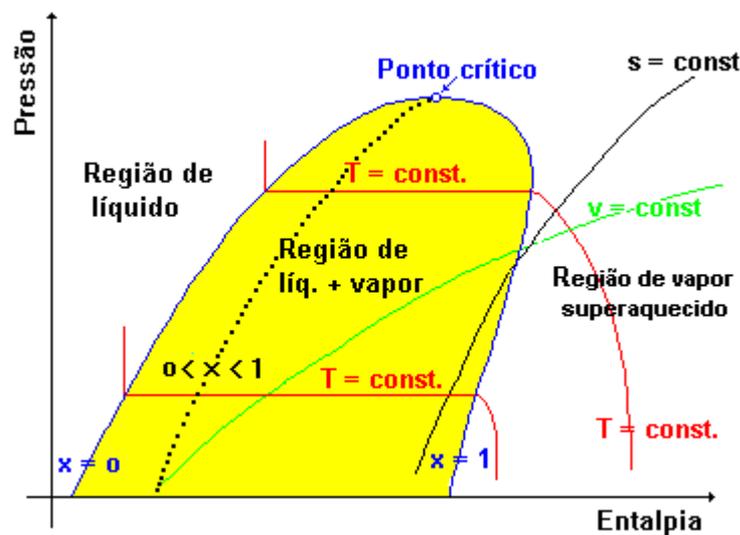


Figura 2.5 - 3 - Diagrama Pressão versus Entalpia Específica

As figuras 2.5-4 e 2.5-5 a do conjunto de ábacos, são diagramas de Mollier para a água. Diagramas mais completos e diagramas $T \times s$ para a água podem ser encontrados na bibliografia citada. Para o estudo de sistemas de refrigeração é mais conveniente apresentar as propriedades em diagramas que tenham como ordenada a pressão absoluta e como abscissa a entalpia específica. A figura 2.5-6 do conjunto de ábacos é o diagrama para o refrigerante R-12, a Figura 2.5-7 é o diagrama para o refrigerante R-22, a figura 2.5-8 é o diagrama para o refrigerante R-134a e a figura 2.5-9 é o diagrama $P \times h$ para a amônia, que pela classificação da ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.) é o refrigerante R-717.

Exemplo 2.5-1 Vapor de água inicialmente a 4,0 MPa e 300 °C (estado 1) está contido em um conjunto êmbolo - cilindro. A água é então resfriada a volume constante até sua temperatura alcançar 200 °C (estado 2). A seguir a água é comprimida isotermicamente até um estado onde a pressão é de 2,5 MPa (estado 3).

a) Determine o volume específico nos estados 1, 2 e 3, em m^3 / kg e o título no estado 2 se o estado 2 for de vapor úmido.

b) Localize os estados 1, 2 e 3 e esquematize os processos em um diagrama T- v e P- v.

Solução: - Hipóteses:

- O vapor de água é o nosso sistema termodinâmico
- Em cada estado o sistema está em equilíbrio termodinâmico

Conhecido: O estado inicial $P= 40 \text{ bar}$ e $T= 300 \text{ °C}$ e os processos subseqüentes

a-1) da tabela de vapor saturado para a água na pressão de 40 bar a correspondente temperatura de saturação é 250,4 °C. Assim a água a 40 bar e 300 °C está superaquecida. Da tabela de vapor superaquecido temos $v_1 = 0,05884 \text{ m}^3/kg$

a-2) Para determinarmos o estado 2 temos o volume específico que é igual ao volume específico do estado 1, $v_2 = 0,05884 \text{ m}^3 /kg$ e a temperatura de 200 °C

Da tabela de vapor saturado, para a temperatura de 200 °C, a respectiva pressão de saturação é 15,54 bar. O volume específico do líquido saturado é, por interpolação, $v_{2L} = 0,0011565 \text{ m}^3/kg$ e do vapor saturado seco, $v_{2v} = 0,1274 \text{ m}^3/kg$. Como o volume específico do estado 2 está entre o volume específico do líquido e do vapor saturado, então inferimos que o estado 2 é de vapor úmido. Nos dois diagramas, o processo de 1 → 2 é indicado através de uma linha vertical desde o estado 1 até o estado 2 cuja temperatura é de 200 °C e a pressão de 15,54 bar, na região de vapor úmido.

a-3) O estado 3 cuja pressão é de 25 bar a temperatura é a mesma do estado 2, 200 °C.

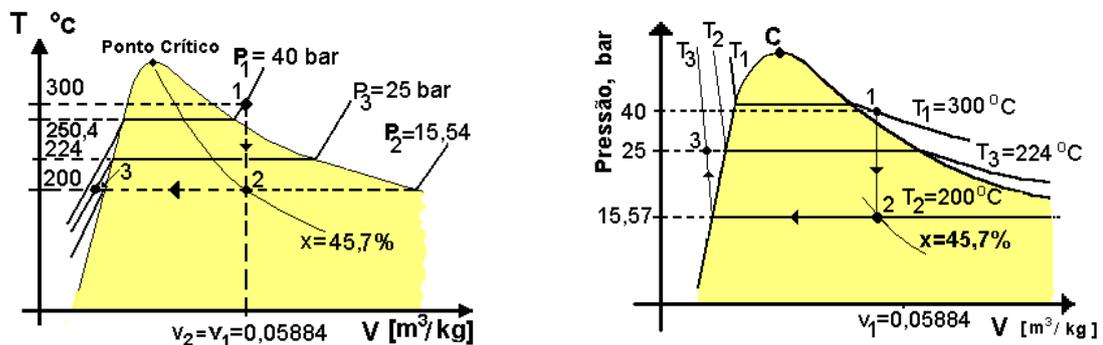
Como a pressão, 25 bar é maior que a pressão de saturação correspondente podemos facilmente inferir do diagrama $T \times v$ que o estado é de líquido saturado. O processo de 2 → 3 está indicado nas figuras do item b).

a-4) O volume do estado 1 e 2 são iguais, e seu valor lido da tabela de vapor superaquecido, é $0,05884 \text{ m}^3/kg$. O volume específico do estado 3 deve ser obtido em uma tabela de líquido comprimido, cujo valor é, $v_3 = 0,0011555 \text{ m}^3/kg$ ou de forma aproximada, de uma tabela de saturação na temperatura de 200 °C, independentemente da pressão de saturação correspondente, que é $v_3 = 0,0011565 \text{ m}^3/kg$.

a-5) O título no estado 2 é obtido usando as relações matemáticas entre título e volume específico, como já mostrado anteriormente, assim:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_{2L}}{v_{2v} - v_{2L}} = \frac{0,05884 - 0,0011565}{0,1274 - 0,0011565} = 0,457 \quad \text{ou} \quad 45,7 \%$$

b) Representação dos estados e dos processos nos planos $T \times v$ e $P \times v$



Exemplo 2.5-2 Em um equipamento de refrigeração industrial, cujo fluido de trabalho é a amônia, (R-717) o dispositivo de expansão (válvula de expansão termostática) reduz a pressão do refrigerante de 15,850 kgf/cm² e líquido saturado (estado1) para a pressão de 1,940 kgf/cm² e título, $X = 0,212$ (estado 2). Determinar:

- O volume específico, a temperatura e a entalpia específica no estado 1 e 2
- Representar o processo de expansão na válvula nos diagramas $h-s$ e $P-h$
- A que processo ideal mais se aproxima o processo de expansão na válvula de expansão termostática (isocórico, isotérmico, isentrópico, isentálpico, isobárico)

Solução:

a-1) da tabela de saturação para a amônia (2.4.11) obtemos as propriedades do líquido saturado na pressão de 15,850 kgf/cm² (estado 1)

$$T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}, \quad V_1 = 0,0017257 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad h_1 = 145,53 \text{ kcal/kg}, \quad S_1 = 1,1539 \text{ kcal/kg-K}$$

a-2) As propriedades do estado 2 devem ser determinadas utilizando-se a definição de título. Assim, para a pressão de 1,940 kgf/cm² as propriedades de líquido e vapor saturado são: $T = -20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$V_2 = V_{2L} + X_2 (V_{2V} - V_{2L}); \quad V_{2L} = 0,0015037 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad V_{2V} = 0,6237 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_2 = 0,0015037 + 0,212 (0,6237 - 0,0015037) \rightarrow V_2 = 0,1334 \text{ m}^3/\text{kg}$$

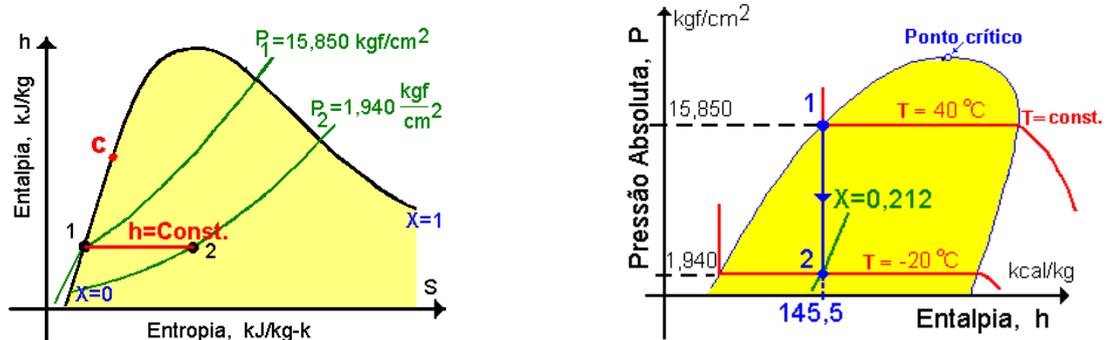
$$h_2 = h_{2L} + X_2 (h_{2V} - h_{2L}); \quad h_{2L} = 78,17 \text{ kcal/kg}, \quad h_{2V} = 395,67 \text{ kcal/kg}$$

$$h_2 = 78,17 + 0,212 (395,67 - 78,17) \rightarrow h_2 = 145,48 \text{ kcal/kg}$$

$$S_2 = S_{2L} + X_2 (S_{2V} - S_{2L}); \quad S_{2L} = 0,9173 \text{ kcal/kg-K}, \quad S_{2V} = 2,1717 \text{ kcal/kg-K}$$

$$S_2 = 0,9173 + 0,212 (2,1717 - 0,9173) \rightarrow S_2 = 1,1832 \text{ kcal/kg-K}$$

b) Representação do processo e dos estados termodinâmicos 1 e 2

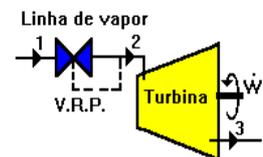


c) O processo ideal mais próximo é o processo ISENTÁLPICO. (em qualquer processo de estrangulamento o processo ideal é o processo a entalpia constante, o fluido neste caso é acelerado, de forma que, o tempo de contato entre o fluido e a superfície envolvente é extremamente pequeno não havendo tempo suficiente para a troca de calor, então, $h_1 \cong h_2$).

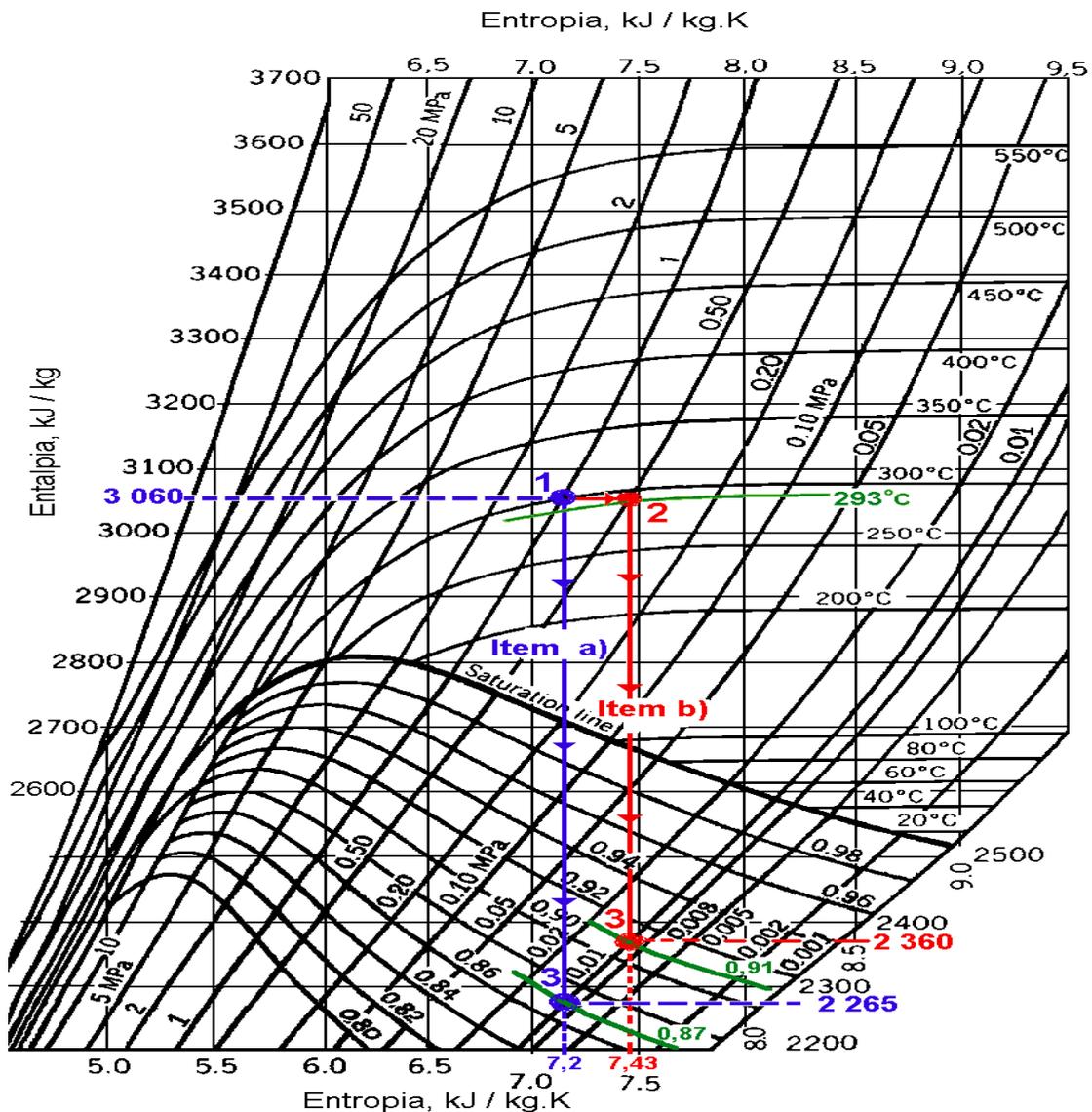
Exemplo 2.5-3

Uma turbina a vapor pode ser operada em condições de carga parcial estrangulando-se o vapor que entra na turbina através de uma válvula. (o processo de estrangulamento é um processo isentálpico) . As condições do vapor de água na linha de alimentação são $P_1=10$ bar e $T_1=300$ °C. O vapor deixa a turbina com pressão, $P_3 = 0,1$ bar. Como hipótese simplificadora adotemos que a turbina é uma máquina adiabática reversível. (processo de expansão isentrópico). Pede-se indicar os processos em um diagrama $h \times S$ e obter os dados de h , s , x , T , para:

- Turbina operando a plena carga
- Turbina operando em carga parcial com pressão saindo da válvula de estrangulamento (V.R.P), $P_2 = 5,0$ bar



SOLUÇÃO - Valores lidos do próprio diagrama de MOLLIER ,



Continuação do Exemplo 2.5-3 - Solução através das tabelas de propriedades.

caso a) - Neste caso, turbina operando a plena carga, significa que a válvula controladora na entrada da turbina não opera (é o mesmo que não existir): estado 1, $P_1 = 10 \text{ bar}$ e $T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ como já sabemos, da solução anterior, este é um estado de vapor superaquecido, assim da tabela de vapor superaquecido, obtemos;

$$h_1 = 3051,2 \text{ kJ / kg} \quad v_1 = 0,2579 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad S_1 = 7,1229 \text{ kJ / kg-K}$$

Estado 3

Processo isentrópico do estado 1 ao estado 3, então, $S_3 = S_1 = 7,1229 \text{ kJ/kg-K}$ (da solução anterior, também sabemos que o estado 3 é de vapor úmido (se não tivéssemos a solução gráfica direta no diagrama de Mollier, teríamos que verificar esta condição !) e pressão de $P_3 = 0,1 \text{ bar}$. Assim obtemos das tabelas de saturação os valores para vapor saturado e para líquido saturado,

e com a equação que relaciona título com as demais propriedades na região de vapor úmido podemos calcular o título pois sabemos o valor da entropia.

Assim;

$$\begin{array}{ll} h_{1s} = 191,83 \text{ kJ/kg,} & h_{vs} = 2584,7 \text{ kJ/kg,} \\ v_{1s} = 0,0010102 \text{ m}^3/\text{kg,} & v_{vs} = 14,674 \text{ m}^3/\text{kg} \\ S_{1s} = 0,6493 \text{ kJ/kg-K,} & S_{vs} = 8,1502 \text{ kJ/kg-K} \end{array}$$

$$S_3 = S_{1s} + X_3(S_{vs} - S_{1s}) \rightarrow X_3 = \frac{S_3 - S_{1s}}{S_{vs} - S_{1s}} = \frac{7,1229 - 0,6493}{8,1502 - 0,6494} = 0,863 \text{ ou } 86,3\%$$

logo:

$$\begin{array}{l} h_3 = 191,83 + 0,863 (2584,7 - 191,83) = 2256,9 \text{ kJ/kg} \\ v_3 = 0,0010102 + 0,863 (14,674 - 0,0010102) = 12,664 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

caso b)

Aqui, antes de ocorrer a expansão na turbina, ocorre o estrangulamento na válvula controladora da pressão de 10 bar para 5 bar. Como o processo é isentálpico, a entalpia do estado 2 é igual à entalpia do estado 1, e como sabemos, o estado 2 é de vapor superaquecido. Da tabela de vapor superaquecido para $P_2 = 5,0$ bar e $h_2 = 3051,2$ kJ/kg, interpolando na tabela, obtemos:

$$T_2 = 293,6 \text{ }^\circ\text{C}, \quad v_2 = 0,5164 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad S_2 = 7,4344 \text{ kJ/kg-K}$$

O estado 3, como sabemos da solução anterior, é de vapor úmido, o procedimento para se obter os dados é o mesmo do item a) resultando:
 para $P_3 = 0,1$ bar e $S_3 = S_2$

$$X_3 = 90,46 \%, \quad h_3 = 2356,35 \text{ kJ/kg}, \quad v_3 = 13,2738 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obs.

Assim, concluímos que a solução gráfica é bem mais rápida e significativa

Exercícios

2-16) Em que fase se encontra a água, contida em um recipiente de paredes rígidas, em que a temperatura é de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a pressão é de a) 10 MPa , b) 20 kPa .

Obs.: Use a tabela de propriedades saturadas para inferir a resposta.

2-17) Em um gerador de vapor industrial a água entra com pressão de 10 bar e temperatura de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ (estado 1). A água sai desse gerador após receber calor em um processo isobárico à temperatura de $250\text{ }^{\circ}\text{C}$, (estado 2). Pede-se:

a) em que fase se encontram os estados 1 e 2 ?

b) Represente esquematicamente o processo de aquecimento da água nos seguintes diagramas de propriedades:

b-1) Coordenadas $h \times s$ (Entalpia versus Entropia)

b-2) Coordenadas $T \times s$ (Temperatura versus Entropia)

b-3) Coordenadas $P \times h$ (Pressão versus Entalpia

2-18) Um tanque, cujo volume é de $0,053\text{ m}^3$, contém freon 12, (R-12) a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. O volume inicial de líquido no tanque é igual ao volume de vapor. Uma quantidade adicional de Freon - 12 é forçada para dentro do tanque até que a massa total dentro do tanque atinja 45 kg . Pede-se;

a) Qual o volume final de líquido no tanque admitindo-se que a temperatura seja de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$?

b) Que quantidade de massa foi adicionada ao tanque?

2-19) Em uma geladeira domestica, o condensador, que é um trocador de calor de convecção natural, (fica atrás da geladeira) é projetado para que o refrigerante sai deste no estado de líquido saturado. Em particular, em uma geladeira domestica cujo refrigerante é o R-134a o condensador apresenta problemas e o refrigerante sai com pressão de $1682,76\text{ kPa}$ e título de $0,15$. Determinar;

a) A temperatura e o volume específico do refrigerante neste estado.

b) Esquematizar o processo de resfriamento do refrigerante se este foi resfriado isobaricamente da temperatura de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ até o estado final, em um diagrama $P-h$ (Pressão - Entalpia)

2-20) O compressor de um sistema frigorífico deve sempre aspirar vapor superaquecido. Determinar as propriedades termodinâmicas do R-22 quando a pressão de sucção for de $2,0\text{ kgf/cm}^2$ e estiver superaquecido de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$

2-21) Determine as propriedades termodinâmicas do R-12 à pressão de 10 kgf/cm^2 e temperatura de $34\text{ }^{\circ}\text{C}$. Em que região se encontra a substância?

AULA 05

3 - CALOR E TRABALHO

Trabalho e calor são a essência da termodinâmica. Assim é fundamental que o estudante de termodinâmica entenda claramente as duas definições tendo em vista que a análise correta de muitos problemas térmicos dependem da distinção entre elas.

3.1 - Trabalho

Podemos definir o trabalho termodinâmico como: "*Um sistema realiza trabalho se o único efeito sobre o meio (tudo externo ao sistema) PUDER SER o levantamento de um peso.*"

Note-se que o levantamento de um peso é realmente uma força que age através de uma distância. Observe também que nossa definição não afirma que um peso foi realmente levantado ou que uma força agiu realmente através de uma dada distância, *mas que o único efeito externo ao sistema poderia ser o levantamento de um peso.*

O trabalho realizado por um sistema é considerado positivo e o trabalho realizado sobre o sistema é negativo. O símbolo **W** designa o trabalho termodinâmico.

Em geral falaremos de trabalho como uma forma de energia. Vamos ilustrar a definição de trabalho fazendo uso de dois exemplos. Considere como sistema a bateria e o motor elétrico delimitados pela fronteira como mostrados na figura 3.1-1a, e façamos com que o motor acione um ventilador. A pergunta que segue é a seguinte: O trabalho atravessará a fronteira do sistema neste caso? Para responder a essa pergunta usando a definição de trabalho termodinâmico dada anteriormente vamos substituir o ventilador por um conjunto de polia e peso como mostra a figura 3.1-1b. Com a rotação do motor um peso pode ser levantado e o único efeito no meio é tão somente o levantamento de um peso. Assim para o nosso sistema original da Fig. 3.1-1a concluímos que o trabalho atravessa a fronteira do sistema.

Agora, façamos com que o nosso sistema seja constituído somente pela bateria como mostra a figura 3.1-2. Neste caso quem cruza a fronteira do sistema é a energia elétrica da bateria. Constitui trabalho termodinâmico a energia elétrica cruzando a fronteira do sistema?. Sem dúvida, como o conjunto é o mesmo do caso anterior, poderá ocorrer o levantamento de um peso, então energia elétrica cruzando a fronteira do sistema também constitui trabalho como definido anteriormente.

Unidades de Trabalho - Como já foi observado, consideramos trabalho realizado por um sistema, tal como o realizado por um gás em expansão contra um êmbolo, como positivo, e o trabalho realizado sobre o sistema, tal como o realizado por um êmbolo ao comprimir um gás, como negativo. Assim, trabalho negativo significa que energia é acrescentada ao sistema.

Nossa definição de trabalho envolve o levantamento de um peso, isto é, o produto de uma unidade de força (**Newton**) agindo através de uma distância (**metro**). Essa unidade de trabalho no sistema Internacional é chamada de **Joule**, (J).

$$1 \text{ J} = 1 \text{ N.m}$$

definimos **POTÊNCIA** como trabalho por unidade de tempo, e a representamos por \dot{W} . Assim

$$\dot{W} \equiv \frac{\delta w}{dt}$$

a unidade de potência é Joule por segundo, denominada **Watt** (W)

$$1 \text{ W} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Trabalho Realizado Devido ao Movimento de Fronteira de um Sistema Compressível Simples num Processo Quase-Estático - Já observamos que há várias maneiras pelas quais o trabalho pode ser reali-

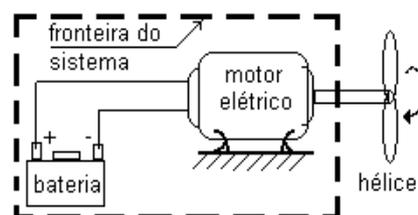


Figura 3.1-1a - Trabalho termodinâmico

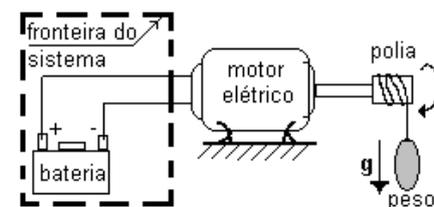
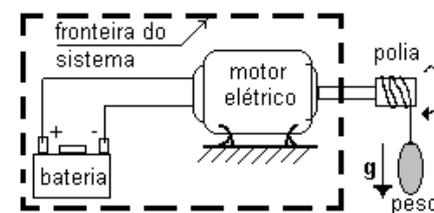


Figura 3.1-2 - Trabalho termodinâmico

zado sobre ou por um sistema. Elas incluem o trabalho realizado por um eixo rotativo, trabalho elétrico e o trabalho realizado devido ao movimento da fronteira do sistema, tal como o efetuado pelo movimento do êmbolo num cilindro. Neste curso vamos considerar com alguns detalhes o trabalho realizado pelo movimento da fronteira do sistema compressível simples durante um processo quase-estático.

Consideremos como sistema o gás contido num cilindro com êmbolo, como mostrado na Fig 3.1-3. Vamos tirar um dos pequenos pesos do êmbolo provocando um movimento para cima deste, de uma distância dx . Podemos considerar este pequeno deslocamento de um processo quase-estático e calcular o trabalho, W , realizado pelo sistema durante este processo. A força total sobre o êmbolo é $P \cdot A$, onde P é a pressão do gás e A é a área do êmbolo. Portanto o trabalho δW é:

$$\delta W = P A dx \quad (3.1-1)$$

Porém, da Fig. 3.1-3 verificamos que $A dx = dv$, a variação do volume do gás devido ao deslocamento, dx , do êmbolo logo:

$$\delta W = P dV \quad (3.1-2)$$

Esse estado está representado no diagrama $P \times V$ como mostra a figura.

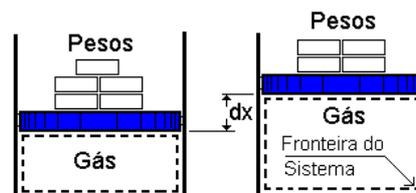


Figura 3.1-3 - Exemplo de trabalho efetuado pelo movimento de fronteira de um sistema num processo quase-estático

No fim do processo, o êmbolo está na posição 2 e o estado correspondente do sistema é mostrado pelo ponto 2 no diagrama $P \times V$. Vamos admitir que essa compressão seja um processo quase-estático e que, durante o processo, o sistema passe através dos estados mostrados pela linha que liga os pontos 1 e 2 do diagrama $P \times V$. A hipótese de um processo quase-estático, aqui, é essencial, porque cada ponto da linha 1-2 representa um estado definido e estes estados corresponderão aos estados reais do sistema somente se o desvio do equilíbrio for infinitesimal. O trabalho realizado sobre o gás durante este processo de compressão pode ser determinado pela integração da Eq. 3.1-2, resultando:

$${}_1W_2 = \int_1^2 \delta W = \int_1^2 P dV \quad (3.1-3)$$

O símbolo ${}_1W_2$ deve ser interpretado como o trabalho realizado durante o processo, do estado 1 ao estado 2. Pelo exame do diagrama $P \times V$, é evidente que o trabalho realizado durante esse processo é representado pela área sob a curva 1-2, ou seja a área, a-1-2-b-a. Neste exemplo, o volume diminuiu e a área a-1-2-b-a representa o trabalho realizado sobre o sistema (trabalho negativo). Se o processo tivesse ocorrido do estado 2 ao estado 1, pelo mesmo caminho, a mesma área representaria o trabalho realizado pelo sistema (trabalho positivo). Uma nova consideração do diagrama $P \times V$, Fig. 3.1-5, conduz a uma outra conclusão importante. É possível ir do estado 1 ao estado 2 por caminhos quase-estáticos muito diferentes, tais como A, B ou C. Como a área sob a curva representa o trabalho para cada processo é evidente que o trabalho envolvido em cada caso é uma função não somente dos estados iniciais e finais do processo, mas também, do caminho que se percorre ao ir de um estado a outro.

Por esta razão, o trabalho é chamado de função de linha, ou em linguagem matemática, δW é uma diferencial *inexata*.

Na determinação da integral da Eq. 3.1-3 devemos sempre lembrar que estamos interessados na determinação da área situada sob a curva da Fig. 3.1-4. Relativamente a este aspecto, identificamos duas classes de problemas:

1- A relação entre P e V é dada em termos de dados experimentais ou na forma gráfica (como, por exemplo, o traço em um osciloscópio) Neste caso podemos determinar a integral da Eq. 3.1-3 por integração gráfica ou numérica.

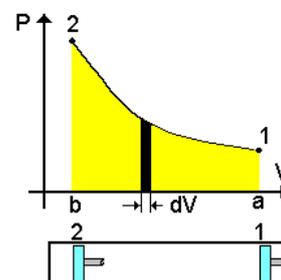


Figura 3.1-4 - Uso do diagrama $P \times V$ para mostrar o trabalho realizado devido ao movimento de fronteira

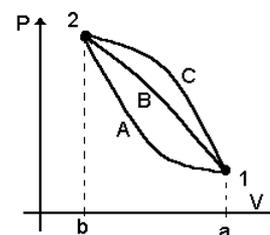


figura 3.1-5-Vários processos quase-estáticos entre dois estados dados.

2- A relação entre P e V é tal que seja possível ajustar uma relação analítica entre eles, e podemos então, fazer diretamente a integração.

Um exemplo comum desse segundo tipo de relação é o caso de um processo chamado politrópico, no qual $P V^n = \text{constante}$, através de todo o processo. O expoente " n " pode tomar qualquer valor entre $-\infty$ e $+\infty$ dependendo do processo particular sob análise.

$$P V^n = \text{constante} = P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad \rightarrow \quad P = \frac{\text{constante}}{V^n} = \frac{P_1 V_1^n}{V^n} = \frac{P_2 V_2^n}{V^n}$$

Para esse tipo de processo, podemos integrar a Eq. 3.1-3, resultando em:

$$\int_1^2 P dV = \text{constante} \int_1^2 \frac{dV}{V^n} = \text{constante} \left(\frac{V^{-n+1}}{-n+1} \right) \Big|_1^2 = \frac{\text{constante}}{1-n} (V_2^{1-n} - V_1^{1-n}) =$$

$$\frac{P_2 V_2^n V_2^{1-n} - P_1 V_1^n V_1^{1-n}}{1-n} \quad \rightarrow \quad \int_1^2 P dV = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n} \quad (3.1-4)$$

Note-se que este resultado, Eq. 3.1-4, é válido para qualquer valor do expoente n , exceto $n = 1$. No caso onde $n = 1$, tem-se;

$$P V = \text{Constante} = P_1 V_1 = P_2 V_2, \quad \text{e portanto,}$$

$$\int_1^2 P dV = P_1 V_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (3.1-5)$$

Deve-se observar que nas Eq^s. 3.1-4 e 3.1-5 não dissemos que o trabalho é igual às expressões dadas por aquelas equações. Aquelas expressões fornecem o valor de uma certa integral, ou seja, um resultado matemático. Considerar ou não, que aquela integral corresponde ao trabalho num dado processo, depende do resultado de uma análise termodinâmica do processo. É importante manter separado o resultado matemático da análise termodinâmica, pois há muitos casos em que o trabalho não é dado pelas Eq^s. 3.1-4 ou 3.1-5. O processo politrópico conforme já descrito, expõe uma relação funcional especial entre P e V durante um processo. Há muitas relações possíveis, algumas das quais serão examinadas nos problemas apresentados no final deste capítulo.

Exemplo 3.1-1

Considere como sistema o gás contido no cilindro mostrado na figura, provido de um êmbolo sobre o qual são colocados vários pesos pequenos. A pressão inicial é de 200 kPa e o volume inicial do gás é de 0,04 m³.

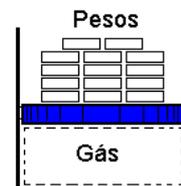


Figura para o exemplo 3.1-1

a) Coloquemos um bico de Bunsen embaixo do cilindro e deixemos que o volume do gás aumente para 0,1 m³, enquanto a pressão permanece constante. Calcular o trabalho realizado pelo sistema durante esse processo.

como a pressão, neste caso é constante, concluímos pela Eq. 3.1-3;

$${}_1W_2 = P \int_1^2 dV = P(V_2 - V_1) \quad \rightarrow \quad {}_1W_2 = 200 \text{ kPa} \times (0,1 - 0,04) \text{ m}^3 = 12,0 \text{ kJ}$$

b) Consideremos o mesmo sistema e as mesmas condições iniciais e finais, porém, ao mesmo tempo que o bico de Bunsen está sob o cilindro e o êmbolo se levanta, removamos os pesos deste, de tal maneira que durante o processo a temperatura se mantém constante.

Se admitirmos que o gás se comporta como gás ideal, então da Eq. 2.3.3, obtemos:

$$P V = m R T$$

e notamos que este processo é politrópico com o expoente $n = 1$, pois a massa, m , do sistema é constante, R é a constante do gás e sendo T constante, $mRT = \text{constante}$. Da nossa análise anterior, concluímos que o trabalho é dado pela Eq. 3.1-5, Portanto:

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = 200 \text{ kPa} \times 0,04 \text{ m}^3 \times \ln \frac{0,1}{0,04} = 7,33 \text{ kJ}$$

c) Consideremos o mesmo sistema porém, durante a troca de calor removamos os pesos de tal maneira que a expressão $PV^{1,3} = \text{constante}$ descreva a relação entre a pressão e o volume durante o processo. Novamente o volume final é $0,1 \text{ m}^3$. Calcular o trabalho.

Esse processo é politrópico, no qual $n = 1,3$. Analisando o processo, concluímos novamente que o trabalho é dado pela Eq. 3.1-4, assim:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1,3} = 200 \left(\frac{0,04}{0,1} \right)^{1,3} = 60,77 \text{ kPa}$$

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - 1,3} = \frac{60,77 \times 0,1 - 200 \times 0,04}{1 - 1,3} = 6,41 \text{ kJ}$$

d) Consideremos o sistema e o estado inicial dados nos três primeiros exemplos, porém mantemos o êmbolo preso por meio de um pino, de modo que o volume permaneça constante. Além disso façamos com que o calor seja transferido do sistema para o meio até que a pressão caia a 100 kPa. Calcular o trabalho.

Como $\delta W = P.dV$, para um processo quase-estático, o trabalho é igual a zero porque, neste caso, não há variação do volume, isto é, $dV=0$.

O processo em cada um dos quatro exemplos está mostrado na Figura ao lado. O processo 1-2a é um processo a pressão constante e a área 1-2a-f-e-1 representa o respectivo trabalho. Analogamente, a linha 1-2-b representa o processo em que $PV = \text{constante}$, a linha 1-2c representa o processo em que $PV^{1,3} = \text{constante}$ e a linha 1-2d representa o processo a volume constante. O estudante deve comparar as áreas relativas sob cada curva com os resultados numéricos obtidos acima.

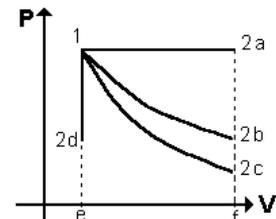
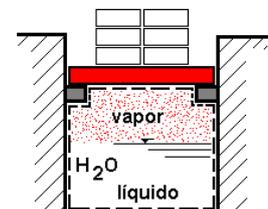


Diagrama Pressão-Volume mostrando o trabalho realizado nos vários processos do exemplo 3.1-1.

Exemplo 3.1-2

Um cilindro com êmbolo móvel, como mostrado na figura, contém 3 kg d'água no estado de vapor úmido com título igual a 15% e pressão de 2,0 bars (estado 1). Esse sistema é aquecido à pressão constante até se obter o título igual a 85% (estado 2). Pede-se:

- Representar o processo em um diagrama P-V.
- Calcular o trabalho realizado pelo vapor durante o processo.



item a)

Resposta a)

Resposta b)

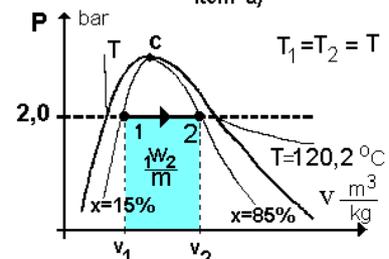
Da definição de Trabalho termodinâmico devido ao movimento de fronteira, e sendo a massa do sistema constante, temos:

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV = P \int_1^2 m dv = P.m \int_1^2 dv = P.m.(v_2 - v_1) \quad (1)$$

Assim, para calcularmos o ${}_1W_2$ precisamos determinar o valor do volume específico 1 e 2.

Considerando a tabela de propriedades da água saturada para $P=2,0$ bar temos:

$$V_L = 0,0010605 \text{ m}^3/\text{kg} \quad V_V = 0,8857 \text{ m}^3/\text{kg}$$



Da definição de título e da relação entre título e uma propriedade qualquer na região de vapor úmido temos:

$$V = V_L + X \cdot (V_V - V_L)$$

$$V_1 = 0,0010605 + 0,15 (0,8857 - 0,0010605)$$

$$V_1 = 0,133756 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_2 = 0,0010605 + 0,85 (0,8857 - 0,0010605)$$

$$V_2 = 0,7530 \text{ m}^3/\text{kg}$$

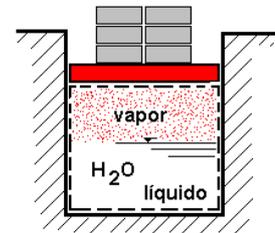
Substituindo na expressão do trabalho, Eq.(1) temos:

$${}_1W_2 = 2,0 \cdot 10^5 \cdot 3 \cdot (0,7530 - 0,133756) \text{ [J]}$$

$${}_1W_2 = 3,715 \cdot 10^5 \text{ [J]} \text{ ou } {}_1W_2 = 371,5 \text{ [kJ]}$$

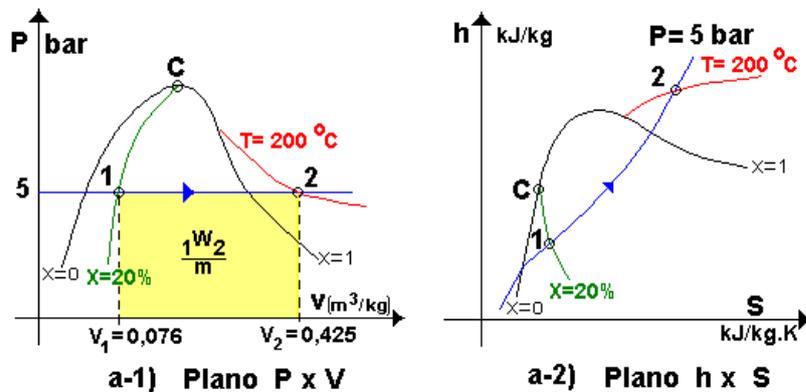
Exemplo 3.1-3

Um cilindro com êmbolo móvel, como mostrado na figura, contém 5 kg d'água no estado de vapor úmido com título igual a 20 % e pressão de 5,0 bar (estado 1). Esse sistema é aquecido à pressão constante até se obter a temperatura de 200 °C (estado 2). Pede-se:



- Representar o processo em um diagrama P-v e h-s
- Determinar o trabalho realizado pela substância de trabalho contra o êmbolo, em kJ

Solução



b) O trabalho devido ao movimento de fronteira é:

$${}_1W_2 = \int_1^2 P dV \quad \text{como } P = \text{constante, então}$$

$${}_1W_2 = mP \int_1^2 dv = mP(v_2 - v_1)$$

Da tabela de propriedades de saturação, para o estado 1, $P_1 = 5,0$ bar, obtemos:

$$V_{ls1} = 0,0010926 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad V_{vs1} = 0,3749 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_1 = V_{ls1} + X_1 (V_{vs1} - V_{ls1}) = 0,0010926 + 0,2 (0,3749 - 0,0010926)$$

$$V_1 = 0,0759 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Da tabela de vapor superaquecido para $P_2 = 5,0$ bar e $T_2 = 200$ °C, obtemos

$$V_2 = 0,4249 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Assim o trabalho entre o estado 1 e 2 resulta

$${}_1W_2 = 5,0 \text{ kg} \times 5,0 \frac{10^5}{10^3} \text{ kPa} \times (0,4249 - 0,0759) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 872,5 \text{ kJ}$$

Sistemas que Envolvem Outras Formas de Realização de Trabalho

Há sistemas que envolvem outras formas de trabalho, como por exemplo: sistemas que envolvem trabalho magnético e sistemas que envolvem trabalho elétrico. Também existem outros sistemas que envolvem trabalho devido ao movimento de fronteira; um fio esticado sujeito a uma força e uma película superficial.

Deve-se observar também que há outras formas de trabalho que podem ser identificadas em processos que não sejam quase-estáticos. Um exemplo disso é o trabalho realizado por forças de cisalhamento, num processo que envolve atrito num fluido viscoso, ou trabalho realizado por um eixo rotativo que atravessa a fronteira do sistema.

A identificação do trabalho é um aspecto importante de muitos problemas termodinâmicos. Já mencionamos que o trabalho só pode ser identificado nas fronteiras do sistema. Por exemplo, consideremos a Fig 3.1-6 que mostra um gás separado do vácuo por uma membrana. Fazendo com que a membrana se rompa, o gás encherá todo o volume. Desprezando-se qualquer trabalho associado com a ruptura da membrana, podemos indagar se há trabalho envolvido no processo. Se tomarmos como nosso sistema o gás e o espaço evacuado, concluímos prontamente que não há trabalho envolvido, pois nenhum trabalho é identificado na fronteira do sistema. Se, entretanto, tomarmos o gás como sistema, teremos uma variação do volume e poderemos ser induzidos a calcular o trabalho pela integral

$$\int_1^2 PdV$$

Entretanto este não é um processo quase-estático e, portanto, o trabalho não pode ser calculado por aquela relação. Ao contrário, como não há resistência na fronteira do sistema quando o volume aumenta, concluímos que, para este sistema não há trabalho envolvido.

Um outro exemplo pode ser citado com a ajuda da Fig. 3.1-7. Na Fig. 3.1-7a, o sistema consiste no recipiente mais o gás. O trabalho atravessa a fronteira do sistema no ponto onde a fronteira intercepta o eixo e pode ser associado como forças de cisalhamento no eixo rotativo. Na Fig. 3.1-7b, o sistema inclui o eixo e o peso, bem como o gás e o recipiente. Neste caso não há trabalho atravessando a fronteira do sistema, quando o peso se move para baixo. Como veremos mais adiante, podemos identificar uma variação de energia potencial dentro do sistema, porém, isto não deve ser confundido com trabalho atravessando a fronteira do sistema.

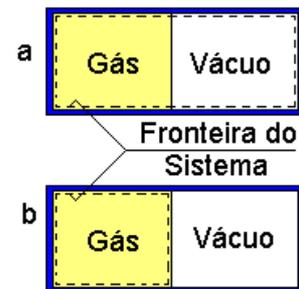


Figura 3.1-6 - exemplo de um

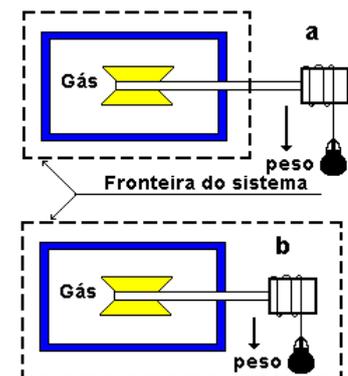
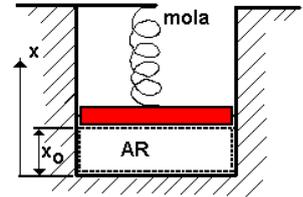


Figura 3.1-7 - exemplo mostrando como a escolha do sistema determina se o trabalho está ou não envolvido no processo

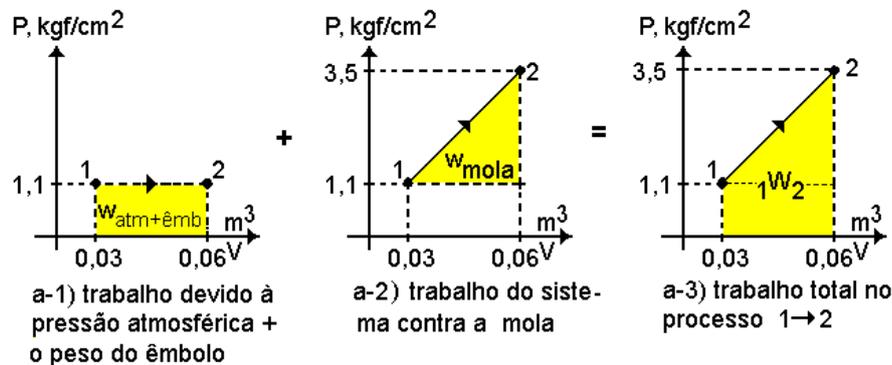
Exemplo 3.1-4

Considere o sistema mostrado na figura ao lado. O volume inicial do ar no interior do conjunto êmbolo-cilindro é de $0,03 \text{ m}^3$, neste estado a pressão interna é de $1,1 \text{ kgf/cm}^2$, suficiente para contrabalançar a pressão atmosférica externa e o peso do êmbolo. A mola toca o êmbolo mas não exerce qualquer força sobre o mesmo nesse estado. O sistema (ar) é então aquecido até que o volume do sistema seja o dobro do volume inicial. A pressão final do sistema é de $3,5 \text{ kgf/cm}^2$ e, durante o processo a força de mola é proporcional ao deslocamento do êmbolo a partir da posição inicial. Pede-se:



- Mostrar o processo em um diagrama, P - v
- Considerando o ar como sistema, calcular o trabalho realizado pelo sistema

Solução: a)



b) sendo o trabalho ${}_1W_2 = \int_1^2 P dV$, e, sendo $P = (P_{atm} + P_{emb} + P_{mola})$, temos:

$${}_1W_2 = \int_1^2 (P_{atm} + P_{emb} + P_{mola}) dV \quad \text{ou} \quad {}_1W_2 = \int_1^2 (P_{atm} + P_{emb}) dV + \int_1^2 P_{mola} dV$$

a pressão atmosférica + o peso do êmbolo é constante, e no sistema internacional vale

$$P_{emb} + P_{atm} = 1,1 \times 9,81 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 10,791 \times 10^4 \text{ Pa}$$

logo, o trabalho correspondente será:

$${}_1W_{2(atm)} = 10,791 \int_1^2 dV = 10,791 \times 10^4 [2V_1 - V_1] = 10,791 \times 10^4 (2 \times 0,03 - 0,03) \rightarrow {}_1W_{2(ATM)} = 3,2373 \text{ kJ}$$

O trabalho devido à força de mola contra o êmbolo será

$${}_1W_2 = \int P_{mola} dV \quad \text{mas,} \quad P_{mola} = F(\text{volume}),$$

assim devemos determinar primeiro qual a função que relaciona a pressão devido à mola com relação à variação do volume.

Entretanto, como $\int_1^2 P dV$ representa a área sob a curva, podemos resolver a integral calculando

diretamente a área sob a curva da figura a-2. Como sabemos, a área de um triângulo retângulo é

$A = (b \times h)/2$, onde, para este caso, $b = (V_2 - V_1) = (0,06 - 0,03) = 0,03 \text{ m}^3$, e

$$h = (P_2 - P_1) = (3,5 - 1,1) \times 9,81 \times 10^4 \text{ Pa} = 23,544 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$\text{logo,} \quad W_{mola} = \frac{0,03 \times 23,544 \times 10^4}{2} = 3,5316 \text{ kJ}$$

O trabalho total do processo, nada mais é que a soma dos dois trabalhos anteriores, como mostra a área sob a curva na figura a-3, ou seja:

$${}_1W_2 = W_{atm} + W_{mola} = 3,237 + 3,5316 \rightarrow {}_1W_2 = 6,7686 \text{ kJ}$$

3-2 CALOR

A definição termodinâmica de calor é um tanto diferente da interpretação comum da palavra. Portanto, é importante compreender claramente a definição de calor dada aqui, porque ela se envolve em muitos problemas térmicos da engenharia.

Se um bloco de cobre quente for colocado em um béquer de água fria, sabemos, pela experiência, que o bloco de cobre se resfria e a água se aquece até que o cobre e a água atinjam a mesma temperatura. O que causa essa diminuição de temperatura do cobre e o aumento de temperatura da água? Dizemos que isto é resultado da transferência de energia do bloco de cobre à água. É dessa transferência de energia que chegamos a uma definição de calor.

Calor é definido como sendo a forma de energia transferida, através da fronteira de um sistema a uma dada temperatura, a um outro sistema (ou meio) numa temperatura inferior, em virtude da diferença de temperatura entre os dois sistemas. Isto é, o calor é transferido do sistema de maior temperatura ao sistema de temperatura menor e a transferência de calor ocorre unicamente devido à diferença de temperatura entre os dois sistemas. Um outro aspecto dessa definição de calor é que um corpo ou sistema nunca contém calor. Ou melhor, O calor só pode ser identificado quando atravessa a fronteira. Assim o calor é um fenômeno transitório

Unidades de Calor - Conforme já discutimos, o calor, como o trabalho, é uma forma de transferência de energia para ou de um sistema. Portanto, as unidades de calor, ou sendo mais geral, para qualquer outra forma de energia, são as mesmas do trabalho, ou pelo menos, são diretamente proporcionais a ela. No sistema Internacional, SI, a unidade de calor (e de qualquer outra forma de energia) é o Joule.

Calor *para* um sistema é considerado positivo e o calor transferido *de* um sistema é negativo. O calor é normalmente representado pelo símbolo **Q**.

Um processo em que não há troca de calor ($Q = 0$), é chamado de processo **adiabático**.

Do ponto de vista matemático o calor, como o trabalho, é uma função de linha e é reconhecido como tendo uma **diferencial inexata**. Isto é, a quantidade de calor transferida quando o sistema sofre uma mudança, do estado 1 para o estado 2, depende do caminho que o sistema percorre durante a mudança de estado. Como o calor tem uma diferencial inexata, a diferencial é escrita δQ . Na integração escrevemos:

$$\int_1^2 \delta Q = {}_1Q_2 \quad (3.2-1)$$

em outras palavras, ${}_1Q_2$ é o calor transferido durante um dado processo entre o estado 1 e o estado 2.

O calor transferido para um sistema na unidade de tempo, é chamado taxa de calor, e designado pelo símbolo \dot{Q} , a respectiva unidade é o Watt (W)

$$\dot{Q} \equiv \frac{\delta Q}{dt} \quad (3.2-2)$$

Comparação entre Calor e Trabalho - É evidente, a esta altura, que há muita semelhança entre calor e trabalho, que passaremos a resumir:

a) O calor e o trabalho são, ambos, fenômenos transitórios. Os sistemas nunca possuem calor ou trabalho, porém qualquer um deles ou, ambos, atravessam a fronteira do sistema, quando o sistema sofre uma mudança de estado.

b) Tanto o calor como o trabalho são fenômenos de fronteira. Ambos são observados somente nas fronteiras do sistema, e ambos representam energia atravessando a fronteira do sistema.

c) Tanto o calor como o trabalho são funções de linha e têm diferenciais inexatas.

Deve-se observar que na nossa convenção de sinais, $+Q$ representa calor transferido ao sistema e, daí é energia acrescentada ao sistema, e $+W$ representa o trabalho realizado pelo sistema, que é energia que sai do sistema. A Fig. 3.2-1 mostra a convenção de sinais que adotamos.

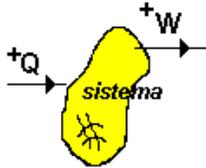


Figura 3.2-1 - Convenção para calor e trabalho

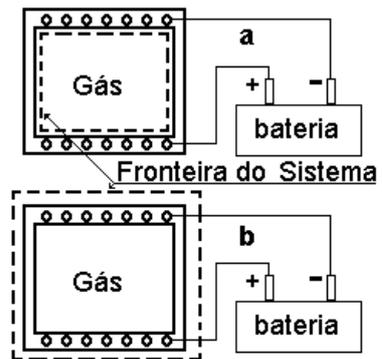


Figura 3.2-2 Exemplo mostrando a diferença entre calor e trabalho

Um esclarecimento final pode ser útil para mostrar a diferença entre calor e trabalho. A Fig. 3.2-2 mostra um gás contido num recipiente rígido. Espiras de resistência elétrica são enroladas ao redor do recipiente. Quando a corrente elétrica circula através das espiras, a temperatura do gás aumenta. O que atravessa a fronteira do sistema, calor ou trabalho ?

Na Fig. 3.2-2a, consideramos somente o gás como sistema. Neste caso a energia atravessa a fronteira do sistema, porque a temperatura das paredes é superior à temperatura do gás. Portanto, vemos que o calor atravessa a fronteira do sistema.

Na Fig. 3.2-2b, o sistema inclui o recipiente e as resistências elétricas. Neste caso a eletricidade atravessa a fronteira do sistema, e como anteriormente indicado, isto é trabalho.

Exercícios:

3-1) - Gás no interior de um conjunto cilindro - êmbolo sofre um processo de expansão de forma que a relação entre pressão e volume é dada por $PV^n = \text{constante}$. A pressão inicial é de 3,0 bar e o volume é de $0,1 \text{ m}^3$. O volume final do gás após a expansão é de $0,2 \text{ m}^3$. Determinar o trabalho do sistema, em kJ se: a) $n = 1,5$; b) $n = 1,0$ e c) $n = 0$.

Faça também, a representação dos processos no plano P - V.

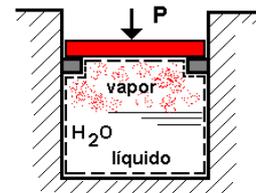
3-2) - Um cilindro com êmbolo móvel contém 2,5 kg de vapor d'água saturado à pressão de 10 kgf/cm^2 . Esse sistema é aquecido à pressão constante até que a temperatura do vapor atinja $260 \text{ }^\circ\text{C}$.

- a) Calcular o trabalho realizado pelo vapor durante o processo.
- b) Representar o processo em um diagrama P-V.



3-3) - O conjunto cilindro - êmbolo mostrado na figura, contém 0,1 kg de água saturada a $40 \text{ }^\circ\text{C}$. O êmbolo tem uma área seccional de 400 cm^2 e uma massa de 60 kg o qual repousa sobre os esbarros como mostrado na figura. O volume neste estado inicial é de $0,02 \text{ m}^3$. A pressão atmosférica local é de $0,98 \text{ kgf/cm}^2$ e a aceleração da gravidade local é de $9,75 \text{ m/s}^2$. Transfere-se calor para o sistema até que o cilindro contenha vapor saturado seco. Pede-se:

- a) Qual a temperatura da água na iminência do êmbolo deixar os esbarros.
- b) Calcular o trabalho realizado pela água durante todo o processo.



3-4) - um balão inicialmente vazio, é inflado através de um tanque de ar comprimido. O volume final do balão é $5,0 \text{ m}^3$. O barômetro registra 95 kPa. Considere o tanque o balão e a canalização entre ambos como o sistema e determine o trabalho realizado no processo.

AULA 06

4 - PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica é comumente chamada de " *lei da conservação da energia*". .

Energia é uma noção familiar, e já conhecemos a maioria dos detalhes sobre ela. A idéia básica, aqui, é que a energia pode ser armazenada dentro de um sistema, transformada de uma para outra forma de energia e transferida entre sistemas. Para o **sistema fechado** a energia pode ser transferida através do trabalho e da transferência de calor. A quantidade total de energia é **conservada** em todas as transformações e transferências.

4-1 - Primeira Lei para Um Sistema Percorrendo Um Ciclo

A primeira lei da termodinâmica estabelece que, durante um processo cíclico qualquer, percorrido por um sistema, a integral cíclica (somatório sobre todo o ciclo), do calor é proporcional à integral cíclica do trabalho, matematicamente

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (4.1-1)$$

$$\sum_{\text{ciclo}} Q = \sum_{\text{ciclo}} W \quad (4.1-2)$$

Toda a experiência efetuada até agora provou a veracidade direta ou indiretamente da primeira lei. A primeira lei nunca foi contestada e tem sido satisfeita por muitas experiências físicas diferentes.

Como discutido no capítulo 3 a unidade de calor e trabalho, para o sistema internacional, SI, é o joule ou seus múltiplos. Outras unidades são freqüentemente usadas, tais como aquelas do sistema prático inglês e do sistema prático métrico, respectivamente, BTU (British thermal units) e a kcal (quilocaloria)

$$\begin{aligned} 1 \text{ kcal} &= 4,1868 \text{ kJ} & 1 \text{ BTU} &= 1,0553 \text{ kJ} \\ 1 \text{ kcal} &= 3,96744 \text{ BTU} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ kw} &= 860 \text{ kcal / h} = 3 412 \text{ BTU / h} \\ 1 \text{ hp} &= 641,2 \text{ kcal / h} = 2 545 \text{ BTU / h} \end{aligned}$$

Como exemplo de grandes sistemas industriais, que operam em um ciclo termodinâmico, podemos citar as termoelétricas a vapor e os sistemas de refrigeração. Estes dois sistemas são projetados, operados e controlados através da análise termodinâmica, mais especificamente através dos princípios da primeira lei da termodinâmica. A seguir, como motivação, são apresentados os esquemas desses dois sistemas.

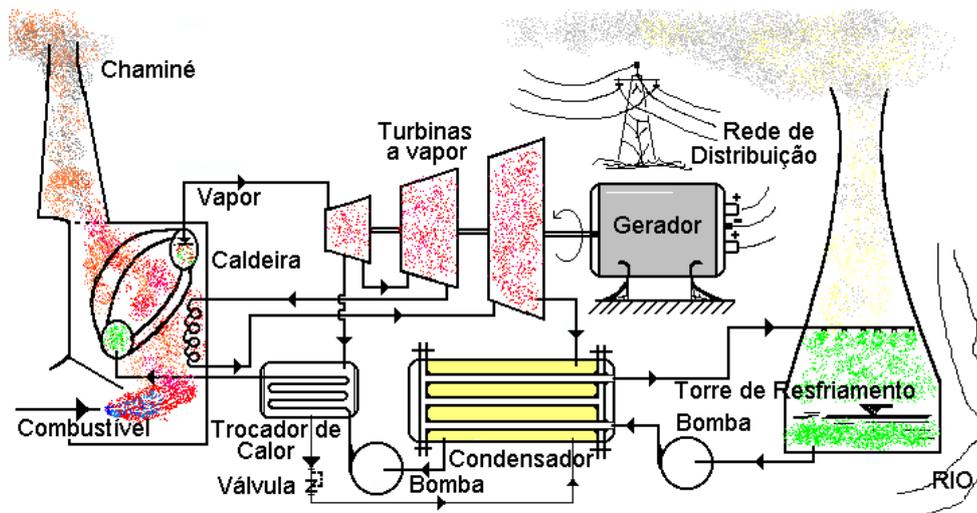


Figura 4.1-1a - Sistema termelétrico de uma central de geração elétrica

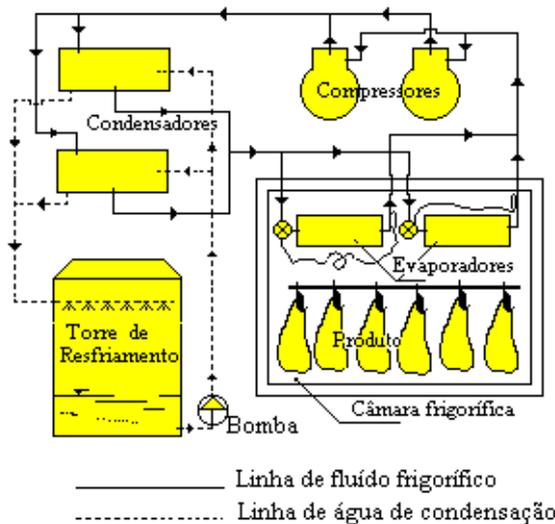


Figura 4.1-1b - Sistema de refrigeração por compressão de vapor

4-2 - Primeira Lei para Mudança de Estado de um Sistema

A Eq. 4.1-1 estabelece a primeira lei da termodinâmica para um sistema operando em um ciclo. Muitas vezes, entretanto, estamos mais interessados a respeito de um processo que em um ciclo. Assim é interessante obter uma expressão da primeira lei da termodinâmica para um processo. Isto pode ser feito introduzindo-se uma nova propriedade, a energia total, a qual é representada pelo símbolo E .

Considere-se um sistema que percorre um ciclo, mudando do estado 1 ao estado 2 pelo processo **A** e voltando do estado 2 ao estado 1 pelo processo **B**. Este ciclo está mostrado na Fig. 4.2-1. Da primeira lei da termodinâmica temos;

$$\oint \delta Q = \oint \delta W$$

considerando os dois processos que constituem o ciclo separadamente obtemos;

$$\int_1^2 \delta Q_A + \int_2^1 \delta Q_B = \int_1^2 \delta W_A + \int_2^1 \delta W_B$$

agora, consideremos outro ciclo, com o sistema mudando do estado 1 ao estado 2 pelo mesmo processo **A** e voltando ao estado 1 pelo processo **C** como indicado na Fig 4.2-1. Para este ciclo podemos escrever:

$$\int_1^2 \delta Q_A + \int_2^1 \delta Q_C = \int_1^2 \delta W_A + \int_2^1 \delta W_C$$

Subtraindo a segunda destas equações da primeira, temos,

$$\int_2^1 \delta Q_B - \int_2^1 \delta Q_C = \int_2^1 \delta W_B - \int_2^1 \delta W_C$$

ou, reordenando

$$\int_2^1 (\delta Q - \delta W)_B = \int_2^1 (\delta Q - \delta W)_C \quad (4.2-1)$$

Visto que **B** e **C** representam caminhos arbitrários entre os estados 1 e 2 concluímos que a quantidade $(\delta Q - \delta W)$ é a mesma para qualquer processo entre o estado 1 e o estado 2. Em conseqüência, $(\delta Q - \delta W)$ depende somente dos estados inicial e final não dependendo do caminho percorrido entre os dois estados. Isto nos faz concluir que a quantidade, $(\delta Q - \delta W)$, é uma função de ponto, e portanto, é a diferencial exata de uma propriedade do sistema. Essa propriedade é a **energia total** do sistema e é representada pelo símbolo **E**. Assim podemos escrever

$$\delta Q - \delta W = dE$$

ou,

$$\delta Q = dE + \delta W \quad (4.2-2)$$

Observe-se que, sendo **E** uma propriedade, sua diferencial é escrita dE . Quando a Eq. 4.2-2 é integrada, de um estado inicial 1 a um estado final 2, temos

$${}_1Q_2 = E_2 - E_1 + {}_1W_2 \quad (4.2-3)$$

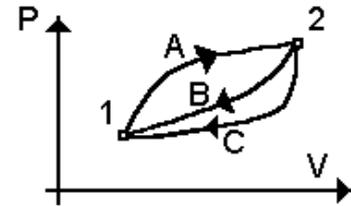


Figura 4.2-1 Demonstração da existência da Propriedade termodinâmica, **E**

onde, ${}_1Q_2$ é o calor transferido para o sistema durante o processo do estado 1 para o estado 2, E_1 e E_2 são os valores inicial e final da energia total do sistema e ${}_1W_2$ é o trabalho efetuado pelo sistema durante o processo.

O significado físico da propriedade E é o de representar toda a energia de um sistema em um dado estado. Essa energia pode estar presente em uma multiplicidade de formas, tais como; energia cinética, energia potencial, energia associada à estrutura do átomo, energia química, etc.

No estudo da termodinâmica é conveniente considerar-se separadamente as energias cinética e potencial, as demais formas de energia do sistema são agrupadas em uma única variável, já definida, a energia interna, representada pelo símbolo U . Assim,

$$E = U + EC + EP \quad (4.2-4)$$

sendo

$$EC = \frac{1}{2} m V^2 \quad e \quad EP = mgZ \quad (4.2-5)$$

onde, m é a massa do sistema, V é a velocidade, g a aceleração gravitacional e Z a elevação em relação ao referencial adotado para o sistema termodinâmico.

A razão para trabalhar separadamente é que a energia cinética, (EC), e a energia potencial, (EP), estão associadas a um sistema de coordenadas que escolhermos, e podem ser determinadas pelos parâmetros macroscópicos de massa, velocidade e elevação. A energia interna U está associada ao estado termodinâmico do sistema. Como cada uma das parcelas é uma função de ponto, podemos escrever

$$dE = dU + d(EC) + d(EP) \quad (4.2-6)$$

A primeira lei da termodinâmica para uma mudança de estado de um sistema pode, então, ser escrita como;

$$\delta Q = dU + d(EC) + d(EP) + \delta W \quad (4.2-7)$$

Três observações podem ser feitas relativa a essa equação:

1 - A energia total, E , realmente existe e podemos fazer uso desta para escrever a primeira lei. Entretanto é mais conveniente, em termodinâmica, trabalhar separadamente com a energia interna, U , a energia cinética, EC , e com a energia potencial EP .

2 - A equação 4.2-3 e 4.2-7 são de fato o enunciado da conservação de energia. A variação líquida de energia do sistema é sempre igual à transferência líquida de energia através da fronteira do sistema, na forma de calor e trabalho.

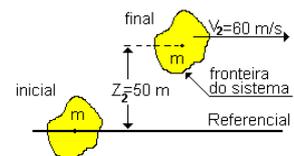
3 - A equação 4.2-3 e 4.2-7 somente podem fornecer as variações de energia interna, energia cinética e energia potencial. Não conseguimos nos informar sobre os valores absolutos dessas quantidades através dessas equações. Se quisermos atribuir valores à energia interna, energia cinética e potencial, precisamos admitir estados de referência e atribuir valores às quantidades nesses estados.

Exemplo 4.2-1

Um sistema inicialmente em repouso sofre um processo no qual recebe uma quantidade de trabalho igual a 200 kJ. Durante o processo o sistema transfere para o meio ambiente uma quantidade de calor igual a 30 kJ. Ao final do processo o sistema tem velocidade de 60 m/s e uma elevação de 50 m. A massa do sistema é de 25 kg, e a aceleração gravitacional local é de 9,78 m/s². Determine a variação de energia interna do sistema durante o processo, em kJ.

Solução

Conhecemos: Um sistema de massa conhecida sofre um processo recebendo uma quantidade de trabalho e transferindo uma quantidade de calor conhecidos. O sistema está inicialmente em repouso e no estado final tem velocidade de 60 m/s e elevação de 50 m.



Obter: Determinar a variação de energia interna do sistema.

- Hipótese:** 1-O sistema é um sistema fechado, constituído da massa de 25 kg
 2- No estado final o sistema está em equilíbrio (velocidade uniforme)

análise: a primeira lei da termodinâmica (balanço de energia) para o sistema fechado é

$${}_1Q_2 = \Delta E + {}_1W_2 \quad \text{ou} \quad {}_1Q_2 = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP + {}_1W_2$$

a variação de energia cinética e potencial é:

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m (V_2^2 - V_1^2) \rightarrow \Delta EC = \frac{1}{2} (25 \text{ kg})(60^2 - 0^2) \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \rightarrow \Delta EC = 45 000 \text{ J}$$

$$\Delta EP = mg(Z_2 - Z_1) \rightarrow \Delta EP = 25(\text{kg}) 9,78 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)(50 - 0) \text{m} \rightarrow \Delta EP = 12 225 \text{ J}$$

substituindo os valores numéricos na expressão da 1ª lei obtemos o valor de ΔU ,

$$\Delta U = {}_1Q_2 - \Delta EC - \Delta EP - {}_1W_2 \rightarrow \Delta U = (-30 \text{ kJ}) - (45,0 \text{ kJ}) - (12,225 \text{ kJ}) - (-200 \text{ kJ})$$

$$\Rightarrow \Delta U = -87,225 + 200 = +112,775 \text{ kJ}$$

Comentários:

- 1- O sinal positivo de ΔU indica que a energia interna do sistema aumentou.
- 2- Deve-se observar cuidadosamente a conversão de unidades
- 3- O balanço de energia pode ser obtido pela seguinte planilha

Entradas	Variações Internas	Saídas
200 kJ (trabalho)	45.000 kJ (energia cinética) 12.225 kJ (energia potencial) 112.775 kJ (energia interna)	30 kJ (calor transferido)
200 kJ	170.000 kJ (variação total)	30 kJ

A entrada líquida de energia excede a saída líquida de energia em 170 kJ, e portanto, a energia interna do sistema aumentou. (a energia se conservou !)

Exemplo 4.2-2

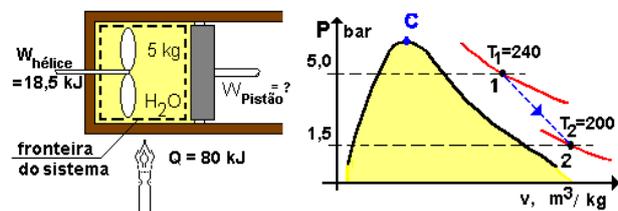
Considere 5 kg de vapor de água contida no interior do conjunto cilindro-pistão. O vapor sofre uma expansão do estado 1 onde $P = 5,0$ bar e $T = 240$ °C para o estado 2 onde $P = 1,5$ bar e $T = 200$ °C. Durante o processo 80 kJ de calor é transferida para o vapor. Uma hélice é colocada no interior do conjunto através de um eixo para homogeneizar o vapor, a qual transfere 18,5 kJ para o sistema. O conjunto cilindro-pistão está em repouso. Determinar a quantidade de trabalho transferido para o pistão durante o processo de expansão.

Solução: - Esquema gráfico da solução no plano P-V

hipótese:

1- o vapor é o sistema termodinâmica fechado.

2- não há variação de energia cinética e potencial.



Análise:

O balanço de energia para o sistema fechado resulta

$${}_1Q_2 = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP + \sum {}_1W_2, \text{ com os dados do problema,}$$

$$\Delta EC = \Delta EP = 0,$$

$$\text{então; } {}_1Q_2 = \Delta U + \sum {}_1W_2 \quad (1)$$

$$\text{Sendo, } \sum {}_1W_2 = W_{\text{hélice}} + W_{\text{pistão}}, \text{ substituindo na expressão (1)}$$

$$W_{\text{pistão}} = {}_1Q_2 - W_{\text{hélice}} - m(u_2 - u_1) \quad (2)$$

Da tabela de propriedades superaquecidas do vapor de água obtemos para o estado 1 e 2

$$u_1 = 2707,6 \text{ kJ}, \quad \text{e} \quad u_2 = 2656,2 \text{ kJ}$$

substituindo os valores numéricos na expressão (2) temos:

$$W_{\text{pistão}} = (+80 \text{ kJ}) - (-18,5 \text{ kJ}) - 5,0 \text{ kg} (2656,2 - 2707,6) \text{ kJ} \Rightarrow \boxed{W_{\text{pistão}} = +355,5 \text{ kJ}}$$

Comentários:

1) O sinal positivo do trabalho indica que o sistema (vapor de água) realizou trabalho sobre o meio (pistão) quando o sistema sofreu a expansão

2) Em princípio, o trabalho do pistão poderia ser calculado através da expressão $\int P dv$, entretanto, não é possível utilizar tal equação uma vez que não se conhece a função $P = P(\text{volume})$, mas tão somente, os estados inicial e final.

3) A tabulação do balanço de energia para o sistema, resulta:

Entradas	Saídas
18,5 kJ (trabalho devido à hélice) 80,0 kJ (calor transferido para o sistema)	355,5 kJ (trabalho sobre o pistão)
98,5 kJ	355,5 kJ

A saída total de energia, pelo balanço de energia, excede a energia de entrada, conseqüentemente a energia do sistema diminuiu da diferença, $\Delta U = (98,5 - 355,5) = - 257 \text{ kJ}$

4.3 - PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA EM TERMOS DE FLUXO

Muitas vezes é vantajoso usar a primeira lei em termos de fluxo, expressando a taxa média ou instantânea de energia que cruza a fronteira do sistema — como calor e trabalho — e a taxa de variação de energia do sistema. Procedendo desse modo estamos nos afastando do ponto de vista estritamente clássico, pois basicamente a termodinâmica clássica cuida de sistemas que estão em equilíbrio e o tempo não é um parâmetro importante para sistemas que estão em equilíbrio. Entretanto, incluiremos neste texto essas equações, em termos de fluxo, pois são desenvolvidas a partir dos conceitos da termodinâmica clássica e são usadas em muitas aplicações da termodinâmica. Nesta forma, a equação do primeiro princípio para o volume de controle encontra amplas aplicações na termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

Consideremos um intervalo de tempo δt , durante o qual uma quantidade de calor δQ atravessa a fronteira do sistema, um trabalho δW é realizado pelo sistema, a variação de energia interna é ΔU , de energia cinética é $\Delta(\mathbf{EC})$ e da energia potencial é $\Delta(\mathbf{EP})$. Da primeira lei, podemos escrever

$$\delta Q = \Delta U + \Delta \mathbf{EC} = \Delta \mathbf{EP} + \delta W$$

dividindo por δt teremos a taxa média de energia trocada, como calor e trabalho e de aumento de energia do sistema.

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = \frac{\Delta U}{\delta t} + \frac{\Delta \mathbf{EC}}{\delta t} + \frac{\Delta \mathbf{EP}}{\delta t} + \frac{\delta W}{\delta t}$$

calculando o limite desses valores quando δt tende para zero temos

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta Q}{\delta t} = \dot{Q}, \text{ fluxo instantâneo de calor}$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta W}{\delta t} = \dot{W}, \text{ potência}$$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta U}{\delta t} = \frac{dU}{dt}, \quad \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta(EP)}{\delta t} = \frac{d(EP)}{dt}, \quad \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta(EK)}{\delta t} = \frac{d(EK)}{dt}$$

Portanto a primeira lei em termos de fluxo é

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} + \frac{d(EP)}{dt} + \frac{d(EK)}{dt} + \dot{W} \quad (4.3-1)$$

ou

$$\dot{Q} = \frac{dE}{dt} + \dot{W} \quad (4.3-2)$$

Exemplo 4.3-1

Durante a operação de carregamento de uma bateria, a corrente elétrica, I é de 20 ampères, e a tensão, ε , é de 12,8 Volts, A taxa de transferência de calor, \dot{Q} , da bateria para o meio é de 10 W. Qual a taxa de aumento de energia interna?

Solução

Como não há variação de energia cinética e potencial a equação do primeiro princípio em termos de fluxo pode ser escrita na forma da Eq. 4.3-1

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} + \dot{W}, \text{ onde, como sabemos a potência elétrica é dada por:}$$

$$\dot{W}_{\text{ele}} = -\varepsilon I = -12,8 \times 20 = -256 \text{ W}$$

portanto a variação de energia interna do sistema (bateria) será:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} = -10 \text{ W} - (-256 \text{ W}) = 246 \text{ J/s}$$

Do ponto de vista prático, é interessante escrever a equação 4.3-2 na forma de Somatório para incluir os vários fluxos de calor e/ou trabalho que podem ocorrer no sistema.

$$\sum \dot{Q}_2 = \frac{dE}{dt} + \sum \dot{W}_2 \quad (4.3-3)$$

A figura 4.3-1, mostra um sistema termodinâmico sujeito às possíveis interações com o meio, a convenção de sinais usados e o referencial. Na Fig 4.3-1, $\Sigma \dot{Q}^+$ significa calor líquido entrando no sistema, $\Sigma \dot{W}^+$ significa somatório de trabalho líquido sendo realizado pelo sistema sobre o meio. A direção indicada de calor e trabalho na Fig. 4.3-1 está em acordo com a posição dos termos nas Eq^s. 4.3-1, 4.3-2 e 4.3-3.

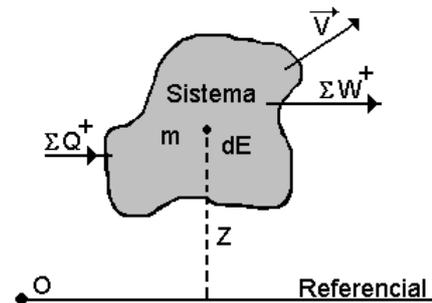


Figura 4.3-1-Representação do sistema Termodinâmico mostrando as interações e a convenção de sinal adotada

4.4 - Calor Específico a Pressão Constante e a Volume Constante

Várias propriedades relacionadas à energia interna são importantes em termodinâmica. Uma delas é a entalpia, que já foi definida no capítulo 2. Duas outras conhecidas como **calor específico a pressão constante**, C_p , e **calor específico a volume constante**, C_v , serão aqui consideradas.

Os calores específicos a pressão e a volume constante, são particularmente úteis para a termodinâmica nos cálculos envolvendo o modelo de gás ideal.

As propriedades intensivas C_v e C_p são definidas para substâncias puras e compressíveis simples como sendo a derivada parcial das funções $u(T,v)$ e $h(T,P)$ respectivamente;

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (4.4-1)$$

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P \quad (4.4-2)$$

onde os índices v e P representam respectivamente (volume específico e pressão), variáveis fixadas durante a derivação. Valores para C_v e C_p podem ser obtidos por mecanismos estatísticos usando medidas espectroscópicas. Elas podem também ser determinadas macroscopicamente através de medidas exatas das propriedades termodinâmicas.

As unidades macroscópicas de C_v e C_p , no sistema internacional, SI, são o kJ/kg-k ou kJ/kg -°C. Para unidades molares, kJ/ kmol-k.

Observe que na definição de C_v e C_p estão envolvidas somente propriedades termodinâmicas, e portanto C_v e C_p são também propriedades termodinâmicas de uma substância.

$$C_v = C_p = C, \text{ para sólidos e líquidos} \quad (4.4-5)$$

O calor específico de alguns sólidos e líquidos são dados na tabela 4.4-1 a seguir.

SÓLIDOS	C _p kJ/kg-K	ρ kg/m ³	LÍQUIDOS	C _p kJ/kg-K	ρ kg/m ³
Alumínio	0,900	2700	Amônia	4,800	602
Cobre	0,386	8900	Etanol	2,456	783
Granito	1,017	2700	Freon - 12	0,977	1310
Grafite	0,711	2500	Mercúrio	0,139	13560
Ferro	0,450	7840	Metanol	2,550	787
Chumbo	0,128	11310	Óleo (leve)	1,800	910
Borracha (macia)	1,840	1100	Água	4,184	997
Prata	0,235	10470			
Estanho	0,217	5730			
Madeira (maioria)	1,760	350-700			

Para pequenos intervalos de variação de temperatura a variação do calor específico de um líquido ou sólido em geral é desprezível e o calor específico nestes casos pode ser admitido constante sem acarretar erros significativos. Resultado para a entalpia e a energia interna,

$$dh = C_p \int_1^2 dT \quad \text{e} \quad du = C_v \int_1^2 dT$$

como $C_p = C_v$ então,

$$dh \cong du, \quad \text{para líquidos e sólidos}$$

Exemplo 4.4-1

Estimar o calor específico à pressão constante do vapor d'água a 6,0 MPa e temperatura de 375 °C.

Solução

Se considerarmos uma mudança de estado à pressão constante sobre um pequeno intervalo de temperatura, que envolva a temperatura dada, a Eq. 4.4-2 pode ser escrita como:

$$C_p \cong \left(\frac{\Delta h}{\Delta T} \right)_p \quad (1)$$

das tabelas de propriedades da água para vapor superaquecido na pressão de 6,0 MPa, temos

$$\begin{array}{ll} \text{para } T = 350 \text{ }^{\circ}\text{C} & h = 3043,0 \text{ kJ/kg} \\ \text{para } T = 400 \text{ }^{\circ}\text{C} & h = 3177,2 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

substituindo na expressão (1) temos;

$$C_p \cong \frac{3177,2 - 3043,0}{400 - 350} \cong \frac{134,2}{50} \rightarrow C_p \cong 2,684 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}}$$

Obs. Foram usadas as temperaturas de 350 °C e 400 °C por incluírem a temperatura de 375 °C no intervalo, e por serem os valores tabelados mais próximos à temperatura de 375 °C

Exemplo 4.4-2

Uma barra de metal cuja massa é de 0,30 kg é removida de um forno à temperatura inicial de 927 °C e imersa em um tanque contendo uma massa de 9,0 kg de água com temperatura de 27 °C. Cada substância pode ser modelada como incompressível. Um valor apropriado para o calor específico da água é 4,184 kJ/kg-°C e do metal é 0,42 kJ/kg-K. O calor transferido do tanque para o meio externo pode ser desprezado. Determinar a temperatura final de equilíbrio do sistema.



Solução:

conhecido: uma barra de metal é colocada em imersão em um tanque com água

determinar: temperatura final de equilíbrio da água e do metal

hipóteses: 1- a barra de metal e a água no interior do tanque formam o sistema fechado

2- o sistema é termicamente isolado

3- não há variação de energia cinética e potencial

4- a água e a barra de metal serão modeladas cada uma como substâncias incompressíveis com valores conhecidos de calor específico

A temperatura final de equilíbrio pode ser avaliada de um balanço de energia para sistema fechado

$${}_1Q_2 = (U_2 - U_1) + \Delta EC + \Delta EP + {}_1W_2$$

Das hipóteses 2 e 3 resulta que, ${}_1Q_2 = \Delta EC = \Delta EP = 0$. Como a energia interna é uma propriedade extensiva, seu valor para todo o sistema é a soma dos valores da água e do metal. Assim o balanço de energia fica:

$$\Delta U]_{\text{água}} + \Delta U]_{\text{metal}} = 0$$

considerando o metal e a água como incompressíveis podemos escrever as variações de energia interna em função da temperatura e dos respectivos calores específicos, logo

$$m_a C_a (T_f - T_{ia}) + m_m C_m (T_f - T_{im}) = 0$$

sendo T_f é a temperatura final de equilíbrio, T_{ia} e T_{im} são as temperaturas iniciais da água e metal respectivamente, resolvendo para T_f e substituindo os valores numéricos, temos:

$$T_f = \frac{m_a C_a T_{ia} + m_m C_m T_{im}}{m_a C_a + m_m C_m}$$

$$T_f = \frac{9,0(\text{kg})4,184(\text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C}) 27(^{\circ}\text{C}) + 0,3(\text{kg}) 0,42(\text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C}) 927(^{\circ}\text{C})}{9,0(\text{kg}) 4,184(\text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C}) + 0,3(\text{kg}) 0,42(\text{kJ} / \text{kg} - ^\circ\text{C})}$$

$$T_f = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

como o sistema termodinâmico está em equilíbrio, esta é a temperatura final da água e da barra de metal

Exemplo 4.4-3

Um conjunto êmbolo cilindro, como mostrado na figura, contém no seu interior palha de aço em uma atmosfera de oxigênio puro. O peso do êmbolo e a pressão externa mantém a pressão interna do conjunto constante e igual a 1,0 bar. O ferro da palha de aço reage muito lentamente com o oxigênio para formar Fe_2O_3 . Calor é removido do sistema de modo a manter a temperatura constante e igual a 25 $^\circ\text{C}$.



Figura para o exemplo 4.3-5

Para a reação de 2 mols de ferro, $2\text{Fe} + 1,5\text{O}_2 \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3$, é necessário remover 831,08 kJ de calor. Adotando como sistema o oxigênio e a palha de aço calcular: W e ΔU para o processo.

Solução:

Hipóteses:

- 1- O sistema (oxigênio + palha de aço) está em repouso
- 2- Tanto o Fe como o Fe_2O_3 são sólidos, podemos considera desprezível o volume ocupados por eles.
- 3- O oxigênio se comporta como gás ideal, portanto, $P\bar{v} = \mathcal{R}T$

Da hipótese 2 e 3, para a condição inicial e final do sistema podemos escrever:

$P_1 \bar{v}_1 = \mathcal{R}T_1$, $P_2 \bar{v}_2 = \mathcal{R}T_2$, entretanto, $\bar{v} = nV$, onde \bar{v} é o volume molar, V é o volume total ocupado pelo sistema (volume do oxigênio), e "n" o número de mols do oxigênio substituindo o volume molar e subtraindo a primeira da segunda equação temos:

$$P_2 V_2 - P_1 V_1 = n_2 \mathcal{R}T_2 - n_1 \mathcal{R}T_1$$

da equação de reação química, para formar os dois mols de Fe_2O_3 são necessários 1,5 mols de oxigênio. Observe que essa quantidade de oxigênio é consumida no processo para formar o Fe_2O_3 , que é um sólido com volume desprezível comparado ao volume total do sistema.

$$P(V_2 - V_1) = (n_2 - n_1) \mathcal{R}T$$

assim a variação do volume do sistema resulta: $\Delta V = \Delta n \frac{\mathcal{R}T}{P}$

a) O trabalho do sistema devido à variação do volume será

$$\begin{aligned} {}_1W_2 &= \int_1^2 P dV = P \int_1^2 dV = P \Delta V = P \Delta n \frac{\mathcal{R}T}{P} = \Delta n \mathcal{R}T \\ \Rightarrow {}_1W_2 &= -1,5(\text{mols}) \frac{1(\text{kmols})}{1000(\text{mols})} 8314 \left(\frac{\text{J}}{\text{Kmols} \cdot \text{K}} \right) (25 + 273,15)(\text{K}) \\ &\Rightarrow {}_1W_2 = -3718,23\text{J} = -3,72\text{kJ} \end{aligned}$$

Trabalho negativo, significa que o êmbolo realizou trabalho sobre o sistema

b) Da primeira lei para o sistema temos

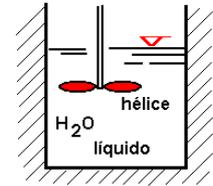
$${}_1Q_2 = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP + {}_1W_2, \quad \text{da 1ª hipótese, } \Delta EC = \Delta EP = 0$$

$$\Delta U = {}_1Q_2 - {}_1W_2 = (-831,08\text{kJ}) - (-3,72\text{kJ}) = -827,36\text{kJ}$$

O sinal negativo indica que houve uma diminuição da energia interna do sistema que reflete a variação nas energias de ligação provocada pela reação química

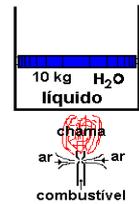
Exercícios

4-1) - Um tanque contendo um fluido é agitado por uma hélice como mostrado na figura. O trabalho aplicado à hélice é de 1280 kcal. O calor transferido do tanque para o meio é de 378 kcal. Considerando o tanque e o fluido como sistema, determinar a variação de energia interna do sistema, em kJ.



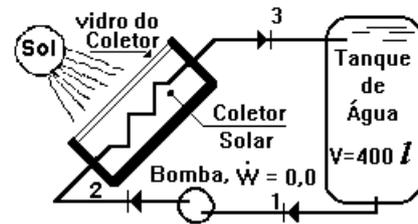
4-2) - Considere um tanque contendo um volume de água de 400 litros à temperatura de 28,96 °C e na pressão atmosférica ao nível do mar (760 mmHg). A água do tanque é aquecida através de uma resistência elétrica até que sua temperatura atinja 45,81 °C. determine a quantidade de calor transferida para o sistema, em kcal.

4-3) - Considere um conjunto cilindro-êmbolo, como mostrado na figura. O sistema contém 10 kg de água à temperatura de 36,16 °C e pressão absoluta de 1,5 bar. Calor é transferido para o sistema até se obter vapor saturado seco (x=1). Determinar a quantidade de calor transferida à água no processo, em kcal.



4-4) - Um recipiente que tem um volume de 5 m³ contém 0,05 m³ de líquido saturado de água e 4,95 m³ de vapor de água saturada, a 10 bar. Calor é transferido até que o recipiente contenha somente vapor saturado seco. Determinar o calor transferido para o sistema.

4- 5) - Um coletor solar residencial possui uma área de 5,00 m². A radiação solar média em um dia de céu limpo é de 1000 W/m² no plano do coletor solar. O coletor solar aquece a água de um tanque termicamente isolado, o qual tem capacidade de 400,0 litros como mostra a Figura. Entre o tanque e o coletor solar existe uma bomba que faz com que a água circule pelo coletor com uma vazão de 0,020 l/s. Admitindo-se rendimento térmico do coletor solar, $\eta = 45\%$ e que o trabalho da bomba (potência) é desprezível pede-se: Qual será a temperatura da água no tanque às 15 horas se às 8 horas a temperatura no tanque era de 20°C ? (admita temperatura uniforme da água no tanque).



AULA 07

4.5 - Energia Interna, Entalpia e Calor Específico para Gás ideal

Para gases que obedecem o modelo de gás ideal, a energia interna específica é função somente da temperatura, como mostrou Joule através de uma experiência clássica da termodinâmica em 1843. Assim, o calor específico a volume constante, C_v , definido pela Eq. 4.4-1 é função somente da temperatura, e pode ser escrito como:

$$C_v(T) = \frac{du}{dT} \quad (4.5-1)$$

ou separando as variáveis, o valor da energia interna específica para o gás ideal fica:

$$du = C_v(T)dT \quad (4.5-2)$$

integrando a Eq. 4.5-2 desde a temperatura T_1 até T_2 obtemos:

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_v(T)dT \quad (4.5-3)$$

A entalpia específica foi definida no capítulo 2 como: $h = u + Pv$

Entretanto, para um gás ideal a equação de estado P-v-T, como já visto é:

$$Pv = RT$$

substituindo o valor do produto Pv na equação de definição da entalpia, temos;

$$h = u + RT \quad (4.5-4)$$

A Eq. 4.5-4 mostra que no caso de gás ideal a entalpia específica também é função somente da temperatura. Assim da Eq. 4.4-2 de definição do calor específico a pressão constante, resulta para o gás ideal:

$$C_p(T) = \frac{dh}{dT} \quad (4.5-5)$$

ou

$$dh = C_p(T)dT \quad (4.5-6)$$

integrando a Eq. 4.5-6 desde a temperatura T_1 até T_2 obtemos;

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T)dT \quad (4.5-7)$$

Uma relação importante entre os calores específicos dos gases ideais pode ser obtida, diferenciando a Eq. 4.5-4 em relação à temperatura

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + R \quad (4.5-8)$$

substituindo o calor específico, obtemos: $C_p(T) - C_v(T) = R$ (4.5-9)

ou na base molar

$$\bar{C}_p(T) - \bar{C}_v(T) = \mathfrak{R} \quad (4.5-10)$$

Assim os calores específicos para um gás ideal diferem apenas do valor da constante particular do gás, como R é sempre positivo então, $C_p > C_v$. e conseqüentemente $\bar{C}_p > \bar{C}_v$, Para um gás ideal o expoente da transformação isoentrópica, k , ($PV^k = \text{constante}$), é função somente da temperatura, por definição

$$k \equiv \frac{C_p(T)}{C_v(T)} \quad (4.5-11)$$

Como $C_p > C_v$ segue-se que $k > 1$. Combinando a Eq. 4.5-9 com a Eq. 4.5-11 resulta

$$C_p(T) = \frac{kR}{k-1} \quad (4.5-12)$$

$$C_v(T) = \frac{R}{k-1} \quad (4.5-13)$$

Os calores específicos para gases que tem comportamento de gás ideal, necessitam de equações como função da temperatura. Uma dessas equações é a seguinte

$$\frac{\bar{C}_p}{\mathfrak{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \epsilon T^4 \quad (4.5-14)$$

onde a tabela 4.5 -1 fornece valores de α , β , γ , δ e ϵ para alguns gases na faixa de temperatura de 300 a 1000 K. No limite quando a pressão tende para zero todos os gases tendem ao comportamento de gás ideal.

Tabela 4.5 -1 variação de \bar{C}_p com a temperatura para alguns gases Ideais					
Gás	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\epsilon \times 10^{12}$
CO	3,710	-1,619	3,692	-2,032	0,240
CO ₂	2,401	8,735	-6,607	2,002	0,000
H ₂	3,057	2,677	-5,810	5,521	-1,812
H ₂ O	4,070	-1,108	4,152	-2,964	0,807
O ₂	3,626	-1,878	7,055	-6,764	2,156
N ₂	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226
AR	3,653	-1,337	3,294	-1,913	0,2763
SO ₂	3,267	5,324	0,684	-5,281	2,559
CH ₄	3,826	-3,979	24,558	-22,733	6,963
C ₂ H ₂	1,410	19,057	-24,501	16,391	-4,135
C ₂ H ₄	1,426	11,383	7,989	-16,254	6,749
Gases monoatômicos	2,5	0	0	0	0

Para gases monoatômicos, tais como He, Ne, Ar, \bar{C}_p é constante em uma grande faixa de temperatura sendo aproximadamente igual a $5\mathfrak{R} / 2$.

Exemplo 4.5-1

Determine a variação da entalpia específica, em kJ/kg para o vapor de água quando este sofre um processo desde o estado 1 onde $T_1 = 400$ K e $P_1 = 0,1$ MPa até o estado 2 onde $T_2 = 900$ K e $P_2 = 0,5$ MPa, por meio de:

- tabelas de vapor superaquecido da água
- por integração usando o modelo de gás ideal, com o calor específico dado pela Eq. 4.5-14.
- repita o item " a " e " b " para pressão final de 10 MPa.

Solução:

a) Da tabela de vapor superaquecido: $h_1 = 2730,5$ kJ/kg e $h_2 = 3762,2$ kJ/kg, então;

$$\boxed{h_2 - h_1 = 1031,7 \text{ kJ/kg}}$$

b) Substituindo a expressão de \bar{c}_p , na Eq. 4.5-7, temos

$$h_2 - h_1 = \frac{\mathfrak{R}}{M} \int_{T_1}^{T_2} (\alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \epsilon T^4) dT$$

integrando,

$$h_2 - h_1 = \frac{\mathfrak{R}}{M} \left[\alpha(T_2 - T_1) + \frac{\beta}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{\gamma}{3}(T_2^3 - T_1^3) + \frac{\delta}{4}(T_2^4 - T_1^4) + \frac{\epsilon}{5}(T_2^5 - T_1^5) \right]$$

$$= \frac{8,314}{18,02} \left\{ 4,070(900 - 400) - \frac{1,108}{2(10)^3} [(900)^2 - (400)^2] + \frac{4,152}{3(10)^6} [(900)^3 - (400)^3] \right. \\ \left. - \frac{2,964}{4(10)^9} [(900)^4 - (400)^4] + \frac{0,807}{5(10)^{12}} [(900)^5 - (400)^5] \right\}$$

$$\boxed{h_2 - h_1 = 1025,0 \text{ kJ / kg}}$$

A diferença percentual da variação de entalpia calculada pelos dois métodos é de 0,65%, que é bem próxima do valor obtida através da tabela.

c) O valor de h_1 é o mesmo do item a. Para pressão de 10 MPa e $T = 900$ K obtemos, da tabela de vapor superaquecido por interpolação $h_3 = 3691,72$ kJ/kg, logo

$$\boxed{h_3 - h_1 = 961,19 \text{ kJ/kg}}$$

O valor obtido através da integração será o mesmo do item b) pois o calor específico é função somente da temperatura. Somente a pressão é diferente do caso anterior.

O valor obtido com o modelo de gás ideal resulta 7% maior que o valor obtido através da tabela. Sem dúvida, os resultados do modelo de gás ideal para o item b) onde a pressão era de 0,5 MPa era esperado, pois como sabemos " **todo gás tende a gás ideal quando a pressão tende para zero** "

Para o caso da pressão de 10 MPa, que é 20 vezes maior, que o caso anterior um desvio maior em relação ao valor correto era esperado.

AULA 08

4.8 - Primeira Lei da Termodinâmica para o Volume de Controle

Já consideramos a primeira lei da termodinâmica para um sistema, que consiste numa quantidade fixa de massa e mostramos que para um processo ela pode ser representada pela Eq. 4.2-3, isto é

$$\sum_1 Q_2 = E_2 - E_1 + \sum_1 W_2 \quad (4.2-3)$$

Vimos também que, dividindo por dt , ela pode ser escrita em termos de uma equação de fluxo médio num intervalo de tempo dt , como na Eq. 4.8-1

$$\sum \frac{Q_2}{dt} = \frac{E_2 - E_1}{dt} + \sum \frac{W_2}{dt} \quad (4.8-1)$$

$$\sum \dot{Q}_{v.c} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \frac{dE_{v.c}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) + \sum \dot{W}_{v.c} \quad (4.8-8)$$

É a expressão geral da primeira lei da termodinâmica. Em outras palavras essa equação diz que a taxa líquida de transferência de calor para o volume de controle, mais a taxa de energia que entra no mesmo como resultado da transferência de massa, é igual à taxa de variação da energia dentro do volume de controle mais a taxa de energia que sai deste como resultado da transferência de massa, e mais a potência líquida associada a eixo, cisalhamento, efeitos elétricos e outros fatores que já foram mencionados.

A Eq. 4.8-8 pode ser integrada ao longo do tempo total de um processo para se obter a variação total de energia que ocorre naquele período. Entretanto para se fazer isto é necessário o conhecimento da dependência com o tempo dos vários fluxos de massa e dos estados das massas que entram e saem do volume de controle.

Um outro ponto que deve ser observado é que se não houver fluxo de massa entrando ou saindo do volume de controle, aqueles termos da Eq. 4.8-8 simplesmente desaparecem da Eq. 4.8-8, que então se reduz à equação da primeira lei para sistema fechado, em termos de fluxo, já discutida na seção 4.3, ou seja,

$$\sum \dot{Q} = \frac{dE}{dt} + \sum \dot{W} \quad (4.3-3)$$

Como a abordagem pelo volume de controle é mais geral, e se reduz à expressão usual da primeira lei para um sistema quando não há fluxo de massa através da superfície de controle, usaremos como expressão geral da **1ª lei**, a Eq. 4.8-8.

4.9 - O processo em Regime Permanente

Nossa primeira aplicação das equações de volume de controle será no desenvolvimento de um modelo analítico adequado para operações em regime permanente de dispositivos como: Turbinas, Compressores, Bocalis, Caldeiras, Trocadores Calor etc. , ou seja, um grupo muito grande de problemas de interesse na engenharia. Esse modelo não incluirá as fases transitória de entrada em operação e parada de tais dispositivos, abordando apenas o período de tempo de operação estável.

Consideremos um certo conjunto de hipóteses (além daquelas que levaram à equação da **1ª lei**) que conduzem a um modelo razoável para esse tipo de processo, ao qual nos referimos como processo em regime permanente.

- 1 - O volume de controle não se move em relação ao sistema de coordenadas.
- Esta hipótese significa que todas as velocidades medidas em relação aquele sistema são também velocidades relativas à superfície de controle, e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle.

2 - Quanto à massa no volume de controle, o estado da mesma em cada ponto do volume de controle não varia com o tempo.

- Esta hipótese requer que

$$\frac{dm_{v.c}}{dt} = 0, \quad \text{e também,} \quad \frac{dE_{v.c}}{dt} = 0$$

portanto, concluímos para o processo em regime permanente, que podemos escrever a equação da continuidade, Eq. 4.7-4 como:

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (4.9-1)$$

e a primeira lei da termodinâmica como:

$$\sum \dot{Q}_{v.c} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) + \sum \dot{W}_{v.c} \quad (4.9-2)$$

3 - Quanto à massa que escoava através da superfície de controle, o fluxo de massa e o estado dessa massa em cada área discreta de escoamento na superfície de controle não varia com o tempo. As taxas na qual o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes. Isto requer que cada quantidade nas Eq. 4.9-1 e Eq. 4.9-2 sejam invariáveis com o tempo, isto significa que a aplicação das Eq. 4.9-1 e 4.9-2 à operação de tais dispositivos é independente do tempo.

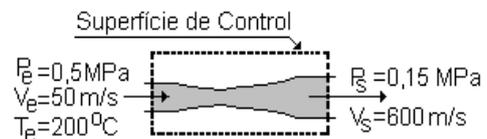
Exemplo 4.9-1

Vapor de água a 0,5 MPa e 200 °C entra em um bocal termicamente isolado com uma velocidade de 50 m/s, e sai à pressão de 0,15 MPa e à velocidade de 600 m/s. Determinar a temperatura final do vapor se ele estiver superaquecido e o título se for saturado.

Solução

Hipóteses:

processo em regime permanente, $\frac{dE_{v.c}}{dt} = 0$



volume de controle termicamente isolado, → não há transferência de calor pela superfície de controle, $Q_{v.c} = 0$, e do problema físico, $W_{v.c} = 0$,
 do esquema para o problema podemos adotar para os fluxos mássicos que $(EP)_e \cong (EP)_s$

Da 1ª lei da termodinâmica, regime permanente resulta

$$h_e + \frac{v_e^2}{2} = h_s + \frac{v_s^2}{2}$$

as velocidades de entrada e saída são conhecidas, a entalpia de entrada pode ser determinada da tabela de propriedades superaquecidas para o vapor de água, → $h_e = 2855,4 \text{ kJ/kg}$.

Assim substituindo os valores na 1ª lei, temos

$$h_s = h_e + \left(\frac{v_e^2 - v_s^2}{2} \right) \rightarrow$$

$$h_s = 2855,4 \text{ (kJ/kg)} + \left(\frac{50^2 - 600^2}{2} \right) \text{ (m}^2/\text{s}^2) \frac{1}{1000} \text{ (kJ/J)} = 2855,4 \text{ kJ/kg} + (-178,75) \text{ kJ/kg}$$

$$h_s = 2676,65 \text{ kJ/kg}$$

Do diagrama de Mollier para a água a $P_s = 0,15 \text{ MPa}$ e com $h_s = 2\,676,65 \text{ kJ}$, vemos que o estado 2 é de vapor úmido ($h_{vs} = 2693,6 \text{ kJ/kg}$, $h_{ls} = 467,11 \text{ kJ/kg}$)

assim,

$$X_2 = \frac{h_s - h_e}{h_{vs} - h_{ls}} = \frac{(2676,65 - 467,11)}{(2693,6 - 467,11)} = \frac{2209,54}{2226,49} = 0,992 \quad \text{ou} \quad X_2 = 99,2 \%$$

A temperatura é obtida da tabela de propriedades saturadas, para $P_s = 0,15 \text{ MPa}$ a temperatura é, $T_s = 111,4^\circ\text{C}$

Exemplo 4.9-2

O fluxo de massa que entra em uma turbina a vapor d'água é de $1,5 \text{ kg/s}$ e o calor transferido da turbina para o meio é de $8,5 \text{ kW}$. São conhecidos os seguintes dados para o vapor de água que entra e sai da turbina: Determinar a potência fornecida pela turbina.

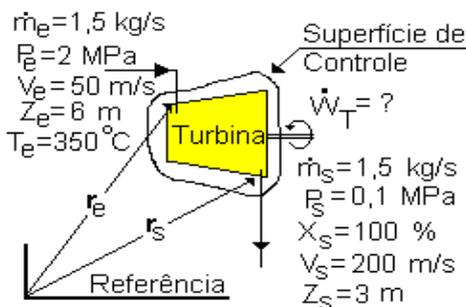
	Condições de Entrada	Condições de Saída
Pressão	2,0 MPa	0,1 MPa
Temperatura	350 °C	-----
Título	-----	100 %
Velocidade	50 m/s	200 m/s
Plano de referência	6 m	3 m
aceleração da gravidade $g = 9,8066 \text{ m/s}^2$		

Hipóteses:

O volume de controle é como na figura abaixo

Regime permanente, $\frac{dE_{v.c}}{dt} = 0$, $\Sigma \dot{m}_e = \Sigma \dot{m}_s = \dot{m}$

Análise: Primeira lei da termodinâmica



Solução

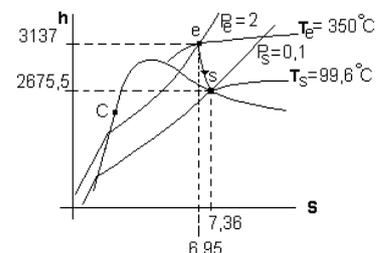
$$\dot{Q}_{v.c} + \dot{m}(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e) = \dot{m}(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s) + \dot{W}_{v.c} \quad (1)$$

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

Do diagrama de Mollier podemos ler os dados para as condições de entrada e saída da turbina

$$h_e = 3137,0 \text{ kJ/kg}, \quad S_e = 6,95 \text{ kJ/kg-K}$$

$$h_s = 2675,5 \text{ kJ/kg}, \quad S_s = 7,36 \text{ kJ/kg-K}$$



Calculo dos termos de energia cinética e potencial dos fluxos mássicos

$$\frac{V_e^2}{2} = \frac{50 \times 50}{2} \times \frac{1(\text{kJ})}{1000(\text{J})} = 1,25 \text{ kJ / kg} ; \quad gZ_e = 9,8066 \times 6 \times \frac{1(\text{kJ})}{1000(\text{J})} = 0,059 \text{ kJ / kg}$$

$$\frac{V_s^2}{2} = \frac{200 \times 200}{2} \times \frac{1(\text{kJ})}{1000(\text{J})} = 20,0 \text{ kJ / kg} ; \quad gZ_s = 9,8066 \times 3 \times \frac{1(\text{kJ})}{1000(\text{J})} = 0,029 \text{ kJ / kg}$$

Substituindo os valores numéricos na equação (1) temos

$$- 8,5 + 1,5(3137 + 1,25 + 0,059) = 1,5(2675,5 + 20,0 + 0,029) + \dot{W}_{v.c}$$

portanto, $\dot{W}_{v.c} = \dot{W}_T = - 8,5 + 4707,5 - 4043,3 = 655,7 \text{ kW}$

Pode-se fazer mais duas observações em relação a esse exemplo.

- Primeiro, em muitos problemas de engenharia as variações de energia potencial (ΔEP), são insignificantes, quando comparadas com as outras formas de energia. No exemplo acima a variação de energia potencial não afetou o resultado de modo significativo. Na maioria dos problemas onde a variação de altura é pequena, os termos de energia potencial podem ser desprezados

- Segundo, se as velocidades são pequenas, inferiores a cerca de 20m/s, em muitos casos a variação de energia cinética, (ΔEC), também é insignificante quando comparado com os demais termos de energia. Como é a variação de energia cinética que é importante na equação da 1ª lei os termos de energia cinética podem ser comumente desprezados quando não houver grandes diferenças entre a velocidade de entrada e saída do fluxo mássico no volume de controle. Assim em muitas aplicações da 1ª lei deve-se julgar quais valores podem ser desprezados.

Exemplo 4.9-3

Considere uma instalação motora a vapor simples como mostrada na figura abaixo. Os dados na tabela referem-se a essa instalação.

Localização	Pressão	Temperatura ou Título
Saída do gerador de vapor	2,0 MPa	300 °C
Entrada da turbina	1,9 MPa	290 °C
Saída da turbina, entrada do condensador	15 kPa	90 %
Saída do condensador, entrada da bomba	14 kPa	45 °C
Trabalho da bomba = 4,0 kJ/ kg		

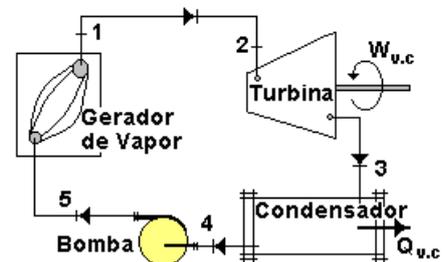


Figura para o exemplo 5.5-4

Determinar as seguintes quantidades, por kg de fluido que escoar através da unidade.

- 1 - Calor trocado na linha de vapor entre o gerador de vapor e a turbina
- 2 - Trabalho da turbina
- 3 - Calor trocado no condensador
- 4 - Calor trocado no gerador de vapor.

Existe evidente vantagem em indicar um número para os diversos pontos do ciclo. Por esse motivo os índices *e* e *s* na equação da energia para um processo em regime permanente, são frequentemente substituídos por números apropriados, como na figura deste exemplo.

Como existem diversos volumes de controle a serem considerados na resolução deste problema, consolidamos até um certo grau, o nosso procedimento neste exemplo.

Todos os processos: em regime permanente

Modelo: Tabelas de vapor e/ou diagrama de Mollier para se obter as propriedades de todos os estados numerados na figura

Como nada foi dito sobre as velocidades dos fluxos mássicos e suas posições, as variações de energia cinética e potencial, são desprezadas, pelos critérios discutidos no exemplo 5.5-2

As propriedades dos estados 1,2 e 3 podem ser lidos no diagrama de Mollier, assim:

$$\begin{aligned} h_1 &= 3023,5 \text{ kJ/kg} & S_1 &= 6,7664 \text{ kJ/kg-K} \\ h_2 &= 3002,5 \text{ kJ/kg} & S_2 &= 6,7508 \text{ kJ/kg-K} \\ h_3 &= 2361,8 \text{ kJ/kg} & S_3 &= 7,2831 \text{ kJ/kg-K} \end{aligned}$$

exemplo para interpolação linear de valores na tabela de propriedades (valor de S_3)

Da tabela de propriedades superaquecidas

$S_{P=1,9}$ e $T=250^\circ\text{C}$		$S_{P=1,9}$ e $T=300^\circ\text{C}$	
$T=250^\circ\text{C}$		$T=300^\circ\text{C}$	
S	P	S	P
6,6066	→ 1,8	6,8226	→ 1,8
$S_{1,9}$	→ 1,9	$S_{1,9}$	→ 1,9
6,5453	→ 2,0	6,7664	→ 2,0

interpolando

$$\frac{S_{1,9} - 6,6066}{6,6066 - 6,5453} = \frac{1,9 - 1,8}{1,8 - 2,0}$$

$$S_{1,9} = 6,6066 + \frac{(1,9 - 1,8)}{(1,8 - 2,0)} (6,6066 - 6,5453)$$

$$S_{1,9} = 6,57595$$

$$\frac{S_{1,9} - 6,8226}{6,8226 - 6,7664} = \frac{1,9 - 1,8}{1,8 - 2,0}$$

$$S_{1,9} = 6,8226 + \frac{(1,9 - 1,8)}{(1,8 - 2,0)} (6,8226 - 6,7664)$$

$$S_{1,9} = 6,79450$$

$S_{T=290\text{ oC}}$ e $P = 1,9 \text{ MPa}$	
S	T
6,57595	250 (valor obtido na interpolação acima)
S_{290}	290
6,79450	300 (valor obtido na interpolação acima)

$$\frac{S_{290} - 6,57595}{6,79450 - 6,57595} = \frac{290 - 250}{300 - 250} \rightarrow S_{290} = 6,57595 + (6,79450 - 6,57595) \left[\frac{290 - 250}{300 - 250} \right] = 6,7508$$

$$S_{290} = 6,7508 \text{ kJ / kg - K}$$

As propriedades do estado 4 devem ser lidas da tabela de propriedades comprimidas ou de forma aproximada, da tabela de propriedades saturadas para a temperatura dada.

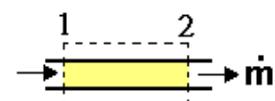
Assim $h_4 = 188,5 \text{ kJ/kg}$ $S_4 = 0,6387 \text{ kJ/kg-K}$

Procedimento para obter os resultados específicos perguntados no problema:

1 - Calor trocado na linha de vapor entre o gerador de vapor e a turbina

Aplicando-se a 1ª lei por unidade de fluxo de massa temos

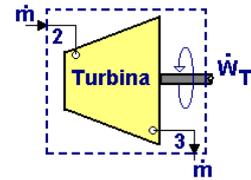
$${}_1\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_2 - h_1) \rightarrow \frac{{}_1\dot{Q}_2}{\dot{m}} = {}_1q_2 = (h_2 - h_1) = 3002,5 - 3023,5 = -21,0 \text{ kJ / kg}$$



2 - Trabalho da turbina

Aplicando-se a primeira lei à turbina para fluxo unitário, temos

$$\dot{Q}_{v.c} + \dot{m} h_2 = \dot{m} h_3 + \dot{W}_{v.c}$$



Uma turbina é essencialmente uma máquina adiabática.

Portanto é razoável desprezar o calor trocado com o meio ambiente. Assim,

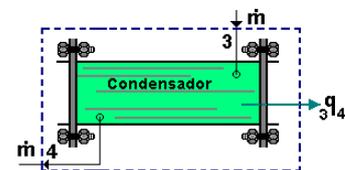
$${}_2 w_3 = \frac{\dot{W}_{v.c}}{\dot{m}} = (h_2 - h_3) = (3002,5 - 2361,8) = 640,7 \text{ kJ / kg}$$

3 - Calor trocado no condensador

Neste caso, não há trabalho, assim,

$$\dot{Q}_{v.c} + \dot{m} h_3 = \dot{m} h_4 \rightarrow {}_3 q_4 = \frac{\dot{Q}_{v.c}}{\dot{m}} = (h_4 - h_3) = (188,5 - 2361,8)$$

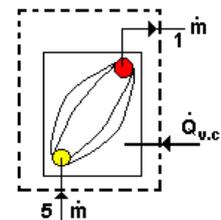
$${}_3 q_4 = -2173,3 \text{ kJ / kg}$$



4 - Calor trocado no gerador de vapor.

Neste caso não há realização de trabalho, e a primeira lei fica

$$\dot{Q}_{v.c} + \dot{m} h_5 = \dot{m} h_1 \rightarrow {}_5 q_1 = \frac{\dot{Q}_{v.c}}{\dot{m}} = (h_1 - h_5)$$

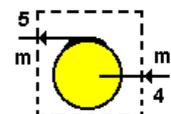


Na resolução, necessitamos do valor de h_5 , que pode ser obtido considerando um volume de controle na bomba do sistema

A primeira lei aplicada à bomba, com a hipótese de que o processo é adiabático, ($Q=0$), não há transferência de calor da bomba para o meio ou vice-versa, resulta

$$h_4 = h_5 + {}_4 w_5, \text{ portanto, } h_5 = h_4 - {}_4 w_5 \rightarrow h_5 = 188,5 - (-4,0)$$

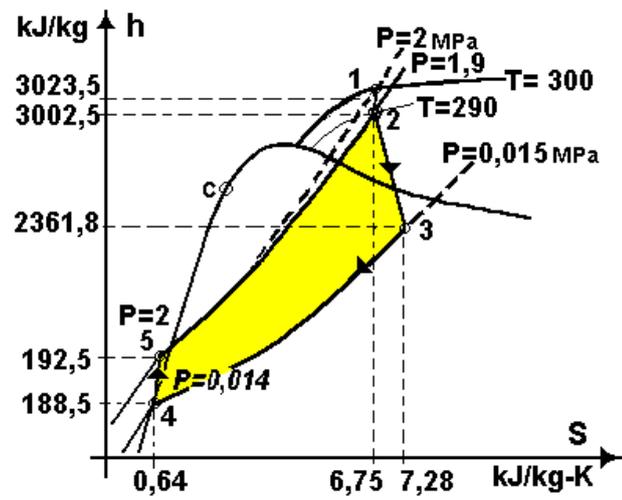
$$h_5 = 192,5 \text{ kJ/kg}$$



Assim para o gerador, obtemos:

$${}_5 q_1 = (3023,5 - 192,5) = 2831 \text{ kJ / kg}$$

A solução gráfica no diagrama de Mollier fica mais rápida, como mostrado na figura abaixo



Exercícios

4-7) - Um chuveiro elétrico, cuja potência elétrica é de 4400 W , aquece a água da temperatura de 20 °C até 35 °C. Determina o fluxo mássico de água que está sendo aquecido.

4-8) - Em um secador de cabelo, funcionando em regime permanente, a temperatura do ar saindo é de 83 °C, a velocidade é de 9,1 m/s e a área da saída do ar é de 18,7 cm². O ar entra no secador à temperatura de 25 °C, pressão de 1,0 bar e com velocidade de 3,7 m/s.

a) - Admitindo-se que o ar se comporta como gás ideal determinar a potência elétrica do secador.

b) - Usando dados tabelados de entalpia para o ar determine a potência elétrica e comente os dois resultados comparativamente (para T=295 K → h = 295,2 kJ/kg para T = 356 K → h = 356,5 kJ/kg)

4-9) - Na Fig. 4-9 temos um coletor solar no qual está escoando 100 kg/h de água no estado líquido. A temperatura de entrada da água no coletor é de 30 °C. Se o fluxo de radiação solar que incide no coletor for de 500 kcal/h e o rendimento térmico do coletor, $\eta = 40\%$ determine a temperatura da água na saída do coletor. Admita que a pressão é constante e igual a 1,01325 bar.

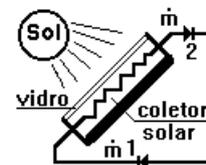


Fig. 4-9 - Coletor solar

4-10) - Na Fig. 4-10 está esquematizado um compressor aspirando refrigerante, R-12, cujo título, $X = 1.0$ e a pressão é de 3,817 kgf/cm². Admitindo-se um processo *isoentrópico* e sendo a pressão de descarga do compressor de 9,80 kgf/cm² determine a potência (taxa de trabalho), que deve ser fornecida ao compressor se ele deslocar uma massa de 500 kg/h de *refrigerante* -12.

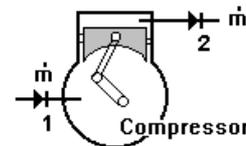


Fig. 4-10 - Compressor Alternativo

4-11) - Na Fig. 4-11 está esquematizado um tubo de um trocador de calor de uma caldeira. Determinar o estado termodinâmico 2 quando for fornecido 1000 kcal/h de calor à água que escoar no tubo entre o ponto 1 e 2. Considere que o fluxo de água no tubo é de 100 kg/h e que está escoando à pressão constante. As propriedades termodinâmicas no estado 1 são T=100 °C e o título, $X=0$.

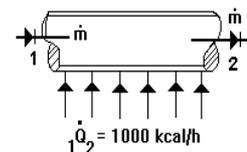


Fig. 4-11 - Tubo de caldeira recebendo calor

4-12)- Uma turbina a vapor pode ser operada em condições de carga parcial através do estrangulamento do vapor que entra na turbina para uma pressão mais baixa, como mostra a Fig. 4-12, (Em um processo de estrangulamento a entalpia de saída é igual a entalpia de entrada). As condições do vapor de água na linha de alimentação são: $P_1 = 7,0$ kgf/cm² e 320 °C.

Na saída da turbina, $P_3 = 0,07$ kgf/cm². Supondo que o processo na turbina seja adiabático reversível, calcular o trabalho produzido pela turbina quando em plena carga, por kg de vapor passando na turbina, e a pressão para a qual o vapor deverá ser estrangulado para produzir 75% do trabalho de plena carga.

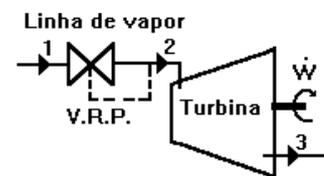


Fig. 4-12 - Turbina a vapor com controle de capacidade

AULA 09

5 - SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

O principal significado da 2ª lei da termodinâmica é que ela estabelece a direção na qual ocorre um determinado processo. Além disso, define o motor térmico, o refrigerador e a temperatura termodinâmica.

Assim, por exemplo, uma xícara de café quente esfria em virtude da troca de calor com o meio ambiente, mas o meio não pode ceder calor para a xícara.

A primeira lei, como vimos, não impõe a direção do processo, apenas estabelece que em um processo cíclico o calor é igual ao trabalho.

5.1 - Algumas definições

Reservatório Térmico (ou Fonte de Calor) - Chamamos de reservatório térmico qualquer sistema que possa fornecer ou receber calor sem alterar sua temperatura. (exemplos; oceano, atmosfera, combustíveis etc.)

Motor térmico (Máquina térmica) - Consideremos o sistema mostrado na figura 5.1-1. Seja o sistema constituído pelo gás, e façamos que este sistema percorra um ciclo no qual primeiramente realiza-se trabalho sobre o mesmo através das pás do agitador, mediante o abaixamento do peso e completemos o ciclo transferindo calor para o meio ambiente.

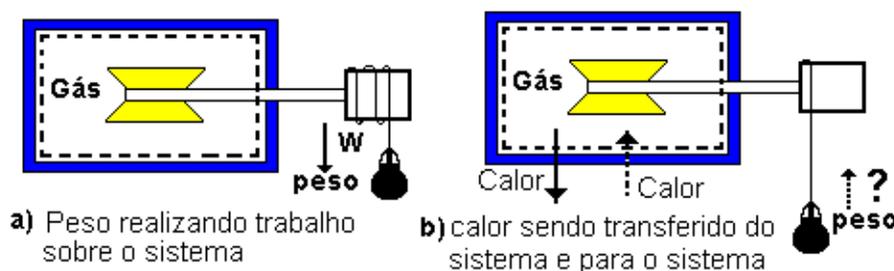


Figura 5.1-1 - sistema mostrando a restrição da segunda lei da termodinâmica à direção do processo.

Da experiência sabemos que não podemos inverter o ciclo. Isto é, fornecer calor ao gás e fazer com que ele levante o peso. Isto não contraria o primeiro princípio embora não seja possível.

Essa ilustração nos leva a considerar a máquina térmica. Com uma máquina térmica (ou motor térmico) é possível operar em um ciclo termodinâmico realizando um trabalho líquido positivo e recebendo um calor líquido.

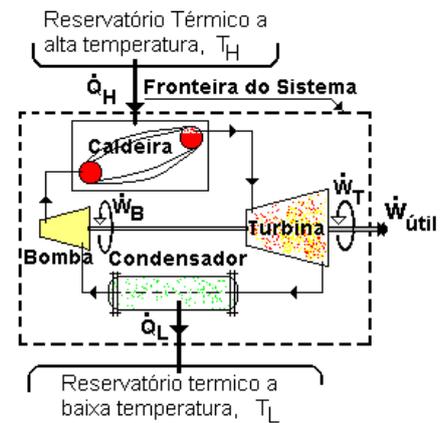
O conceito de motor térmico corresponde a um sistema ou instalação que opere segundo um ciclo termodinâmico trocando calor com dois reservatórios térmicos (recebendo calor líquido) e realizando trabalho mecânico. A figura 5.1-2 mostra o esquema de uma instalação a vapor, que funciona segundo o ciclo de Rankine e é uma das máquinas térmicas mais importantes do desenvolvimento industrial.

O trabalho útil de uma máquina térmica como a da Figura 5.2-1 pode ser obtido aplicando-se a primeira lei da termodinâmica sobre todo o sistema como indicado na figura, ou seja

$$\dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{W}_{\text{útil}} \quad (5.1-1)$$

onde, trabalho útil ($\dot{W}_{\text{útil}}$), é a diferença;

$$\dot{W}_{\text{útil}} = \dot{W}_T - \dot{W}_B \quad (5.1-2)$$



Máquina Térmica operando em um ciclo

Rendimento Térmico - Para uma máquina térmica define-se um parâmetro chamado rendimento térmico, representado pelo símbolo, η_T , como:

$$\eta_T = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia Gasta}} = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_H} \quad (5.1-3)$$

Como mostra a Eq. 5.1-3 o rendimento térmico expressa o aproveitamento da máquina térmica ao transformar a energia térmica para energia mecânica no eixo da turbina da Fig. 5.1-2

Na análise genérica dos motores térmicos faz-se uso do esquema mostrado na figura 5.1-3. O esquema da fig. 5.1-2 é específico para o sistema operando segundo o ciclo de Rankine como dito anteriormente.

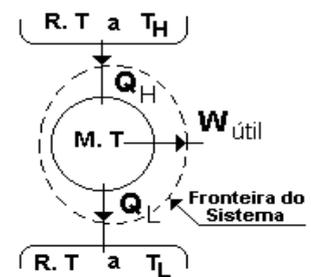
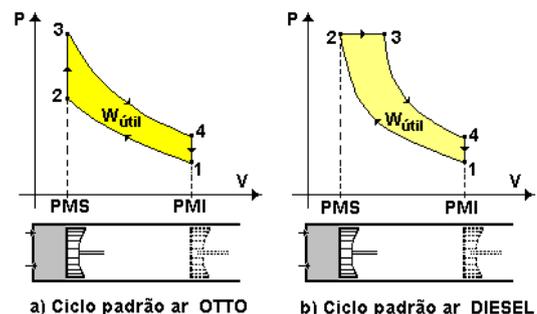


Fig. 5.1-3 - Esquema genérico de um motor térmico

Observe-se que ao aplicarmos o balanço de energia no sistema definido pela fronteira na Fig. 5.1-3, obtemos imediatamente o resultado da Eq. 5.1-1.

O motor de combustão interna não opera segundo um ciclo termodinâmico, como já foi dito. Entretanto, os modelos termodinâmicos de motores de combustão interna, com o objetivo de análise térmica, trabalham com ar em um ciclo termodinâmico. A Fig. 5.1-4 mostra o esquema de um ciclo teórico padrão ar de motor de combustão interna.



A Fig.5.1-4a é o ciclo teórico para o motor por ignição (motor Otto) e a Fig.5.1-4b é de um motor Diesel.

Refrigerador ou Bomba de Calor - Consideremos um outro ciclo como mostra a Fig. 5.1-5, o qual sabemos experimentalmente ser impossível na prática, embora a 1ª lei da termodinâmica não imponha qualquer restrição. Para estes dois sistemas o calor pode ser transferido do sistema de alta temperatura para o de baixa temperatura de forma espontânea, mas o inverso não é possível de ocorrer.

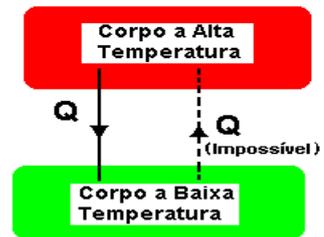
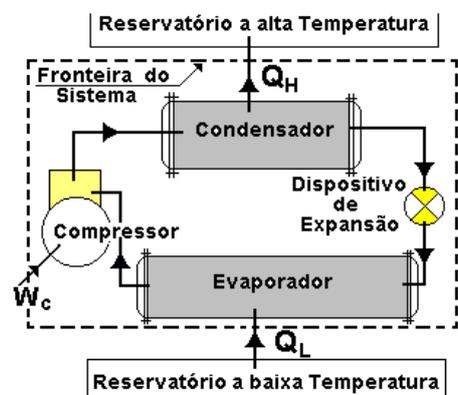


Figura - 5.1-5 Esquema da troca espontânea de

Esse sistema nos leva a considerar uma outra máquina térmica, também de grande importância industrial, — O refrigerador ou a bomba de calor. O refrigerador ou a bomba de calor é um sistema (ou instalação) que opera segundo um ciclo termodinâmico recebendo trabalho (potência) e transferindo calor da fonte fria (do reservatório de baixa temperatura) para a fonte quente (reservatório de alta temperatura). A Fig. 5.1-6 mostra o esquema de um sistema de refrigeração ou bomba de calor que opera por compressão de vapor (o mesmo sistema será um refrigerador se estivermos interessados no calor retirado da fonte fria e será uma bomba de calor se nosso interesse for o calor transferido à fonte quente).



gerador ou bomba de calor por compressão de vapor

Existem refrigeradores e bombas de calor operando segundo outro princípio, entretanto nosso interesse aqui é mostrar o refrigerador que recebe potência e transfere calor da fonte fria para a fonte quente como mostrados no esquema da figura 5.1-6.

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o sistema demarcado na Fig. 5.1-6, temos;

$$Q_L + (-Q_H) = -W_C \quad \text{ou} \quad W_C = Q_H - Q_L \quad (5.1-4)$$

Para um refrigerador ou bomba de calor não se define o parâmetro rendimento mas um outro equivalente chamado de **Coefficiente de eficácia**, β , **Coefficiente de desempenho**, ou **Coefficiente de Performance**, COP, como segue

$$\beta = \text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} \quad (5.1-5)$$

a equação 5.1-5 se aplicada ao refrigerador, fica:

$$(\beta = \text{COP})_{\text{Refrigerador}} = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (5.1-6)$$

e para a bomba de calor, resulta

$$(\beta = \text{COP})_{\text{Bomba de Calor}} = \frac{Q_H}{W_C} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad (5.1-7)$$

Pode-se mostrar combinando a Eq. 5.1-6 com a Eq. 5.1-7 que:

$$(\beta = \text{COP})_{\text{Bomba de Calor}} = (\beta = \text{COP})_{\text{Refrigerador}} + 1 \quad (5.1-8)$$

5.2 - Enunciados da Segunda lei da Termodinâmica

Enunciado de Kelvin e Planck (refere-se ao motor térmico) " É impossível a um motor térmico operar trocando calor com uma única fonte de calor "

Este enunciado referente à máquina térmica nos diz que é impossível uma máquina térmica com rendimento de 100 %, pois pela definição de rendimento térmico

$$\eta_T = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

o rendimento seria 100% se $Q_L = 0$, (apenas uma fonte de calor) ou se Q_H fosse infinito (o que não é possível !). Assim, uma máquina térmica tem que operar entre dois reservatórios térmicos — recebendo calor, rejeitando uma parte do calor e realizando trabalho.

Enunciado de Clausius (refere-se ao refrigerador) " É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além da passagem de calor da fonte fria para a fonte quente "

Este enunciado está relacionado ao refrigerador ou bomba de calor e estabelece ser impossível construir um refrigerador que opere sem receber energia (trabalho). Isto indica ser impossível um, coeficiente de eficácia (COP) infinito.

Observações Relativas à Segunda Lei da Termodinâmica

a) Os dois enunciados são negativos - Assim não é possível uma demonstração. Estes enunciados são baseados na observação experimental e no fato de não terem sido refutados até os dias de hoje.

b) Os dois enunciados são equivalentes

c) A terceira observação é que a segunda lei da termodinâmica tem sido enunciada como a impossibilidade de construção de um " **Moto-Perpétuo de Segunda Espécie** "

Moto perpétuo de 1ª espécie - Produziria trabalho do nada ou criaria massa e energia - violaria a 1ª lei da termodinâmica.

Moto perpétuo de 2ª espécie - Violaria a segunda lei da termodinâmica (rendimento 100% ou $\text{COP} = \infty$)

Moto perpétuo de 3ª espécie - Motor sem atrito, conseqüentemente se moveria indefinidamente mas não produziria trabalho

Processo Reversível - A pergunta que logicamente aparece é a seguinte: Sendo impossível um motor térmico com rendimento 100% qual o máximo rendimento possível. O primeiro passo para responder esta pergunta é definir um processo ideal chamado "**Processo Reversível**".

Definição - "Processo reversível para um sistema é aquele que tendo ocorrido pode ser invertido sem deixar vestígios no sistema e no meio".

As causas mais comuns da irreversibilidade (contrário de reversível) nos processos reais são: ATRITO, EXPANSÃO NÃO RESISTIVA, TROCA DE CALOR COM DIFERENÇA FINITA DE TEMPERATURA, MISTURA DE SUBSTÂNCIA DIFERENTES, EFEITO DE HISTERESE, PERDAS ELÉTRICAS DO TIPO RI^2 , COMBUSTÃO, ETC.

Assim, para que um processo real se aproxime de um processo IDEAL REVERSÍVEL, ele deve ser lento, sofrer transformações infinitesimais, equilíbrio contínuo, trocar calor com diferenças mínimas de temperatura, mínimo de atrito, etc. Todos os processos reais são IRREVERSÍVEIS.

Quando todos os processos que compõem um ciclo são ditos reversíveis, o ciclo também será reversível.

5.3 - Ciclo de Carnot (ou Motor de Carnot)

(Engenheiro Francês Nicolas Leonard Sadi Carnot , 1796-1832)

O ciclo de Carnot (ou motor de Carnot) é um ciclo ideal reversível (Motor Térmico Ideal), composto de dois processos adiabáticos reversíveis e de dois processos isotérmicos reversíveis. O ciclo de Carnot independe da substância de trabalho, e qualquer que seja ela, tem sempre os mesmos quatro processos reversíveis. O ciclo de Carnot está mostrado na Fig. 5.3-1, no plano T x S.

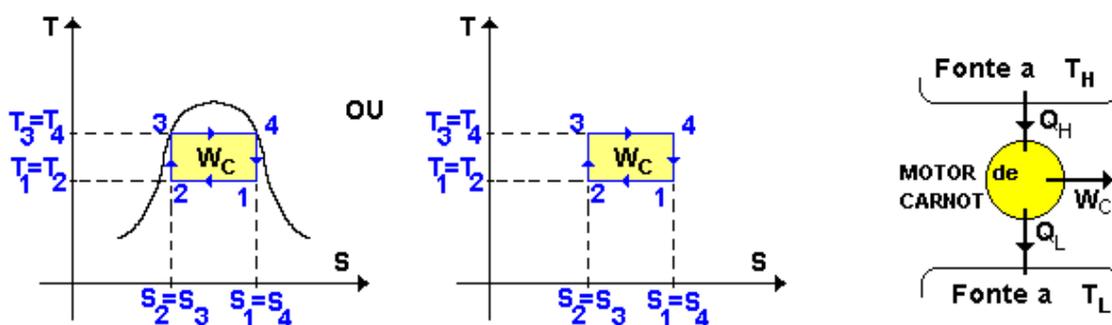


Figura 5.3-1 - O ciclo de Carnot e o esquema de uma máquina térmica

Existem dois teoremas importantes sobre o rendimento térmico do ciclo de Carnot:

1º Teorema - " É impossível construir um motor que opere entre dois reservatórios térmicos e tenha rendimento térmico maior que um motor reversível (motor de Carnot) operando entre os mesmos reservatórios "

2º Teorema - " Todos os motores que operam segundo um ciclo de Carnot, entre dois reservatórios à mesma temperatura, têm o mesmo rendimento"

Escala Termodinâmica de Temperatura - A lei zero da termodinâmica fornece a base para a medida de temperatura, mas também que a escala termométrica deve ser definida em função da substância e do dispositivo usado na medida. O mais conveniente seria uma escala de temperatura independente de qualquer substância particular, a qual possa ser chamada de " **Escala Absoluta de Temperatura** " .

Da segunda lei da termodinâmica vimos a definição do ciclo de Carnot, que só depende da temperatura dos reservatórios térmicos, sendo independente da substância de trabalho. Assim, o ciclo de Carnot fornece a base para a escala de temperatura que Chamaremos de " *Escala Termodinâmica de Temperatura*".

Pode-se mostrar que o rendimento térmico do ciclo de Carnot é função somente da Temperatura, isto é;

$$\eta_{T\text{CARNOT}} = \frac{W_C}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \propto \varphi(T_L, T_H) \quad (5.3-1)$$

Existem inúmeras relações funcionais, $\varphi(T_L, T_H)$, (T_H é a temperatura da fonte quente e T_L da fonte fria), que satisfazem essa equação. A função escolhida originalmente, proposta por Lord Kelvin, para a escala termodinâmica de temperatura, é a relação

$$\left(\frac{Q_L}{Q_H} \right)_{\text{reversível}} = \frac{T_L}{T_H} \quad (5.3-2)$$

As temperaturas T_H e T_L são em Kelvin. Com a *Escala de Temperatura Absoluta* definidas pela equação 5.3-2 o rendimento térmico do ciclo de Carnot, resulta:

$$\eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \rightarrow \eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (5.3-3)$$

A medida do rendimento térmico do ciclo de Carnot, todavia, não é uma maneira prática para se abordar o problema de medida da temperatura termodinâmica. A abordagem real usada é baseada no termômetro de gás ideal e num valor atribuído para o ponto triplo da água. **Na Décima conferência de Pesos e Medidas que foi realizada em 1954, atribui-se o valor de 273,16 K para a temperatura do ponto triplo da água (o ponto triplo da água é aproximadamente 0,01 °C acima do ponto de fusão do gelo.** O ponto de fusão do gelo é definido como sendo a temperatura de uma mistura de gelo e água líquida à pressão de 1(uma) atmosfera, (101,325 kPa) de ar que está saturado com vapor de água. [1]

Exemplo 5.3-1

Calcular o rendimento térmico de um motor de Carnot que opera entre 500 °C e 40 °C

Solução:

Como sabemos, o rendimento de um motor de Carnot é função somente de temperatura, ou seja $\eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$

onde,

$$T_H = (500\text{ °C} + 273,15) = 773,15\text{ K} \text{ e } T_L = (40\text{ °C} + 273,15) = 313,15\text{ K}$$

$$\eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{313,15}{773,15} = 0,595 \text{ ou } 59,5\%$$

Exemplo 5.3-2

Calcular o coeficiente de eficácia, β (ou coeficiente de desempenho ou COP) de uma bomba de calor de Carnot que opera entre 0 °C e 45 °C

Solução:

Da definição do coeficiente de eficácia para uma bomba de calor, temos:

$$\beta_{\text{BOMBA de CALOR}} = \frac{Q_H}{W_C} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (1)$$

como se trata de uma máquina de Carnot, sabemos que

$$\frac{Q_L}{Q_H} = \frac{T_L}{T_H}$$

substituindo na equação (1) temos

$$\beta_{\text{BOMBA de CALOR}} = \frac{(45 + 273,15)}{[(45 + 273,15) - (0 + 273,15)]} = \frac{318,15}{(318,15 - 273,15)} = \frac{318,15}{45} = 7,07$$

Obs. O valor do coeficiente de eficácia (ou COP) de um refrigerador, (mesmo o sistema real que funciona por compressão de vapor, a sua geladeira, por exemplo), é em geral, maior que 1 (um), enquanto o rendimento térmico de uma máquina térmica é sempre menor que 1 (um)

Exercícios

5.1)- Propõem-se aquecer uma residência durante o inverno usando uma bomba de calor. A residência deve ser mantida a 20°C . Estima-se que quando a temperatura do meio externo cai a -10°C a taxa de perda de calor da residência seja de 25 kW . Qual é a mínima potência necessária para acionar essa unidade de bomba de calor ?

5.2)- Um ciclo de refrigeração de Carnot opera em uma sala onde a temperatura é 20°C . Necessita-se de uma taxa de transferência de calor do espaço refrigerado de 5 kW para manter a sua temperatura a -30°C Qual a potência do motor necessária para operar esse refrigerador

5.3)- Propõe-se construir um motor térmico para operar no oceano, num local onde a temperatura na superfície é de 20°C e a grande profundidade é de 5°C . Qual é o rendimento térmico máximo possível de tal motor .

5.4)- Um inventor alega ter desenvolvido uma unidade de refrigeração que mantém o espaço refrigerado a -10°C , operando numa sala onde a temperatura é de 35°C . e que tem um COP de 8,5. Como você avalia a alegação de um COP de 8,5 ?

5.5)- Um determinado coletor solar produz uma temperatura máxima de 100°C , a energia coletada deve ser usada como fonte térmica num motor térmico. Qual é o máximo rendimento do motor se ele opera num meio à temperatura de 10°C ? O que aconteceria se o coletor fosse projetado para focalizar e concentrar a energia solar de modo a produzir uma temperatura máxima de 300°C .