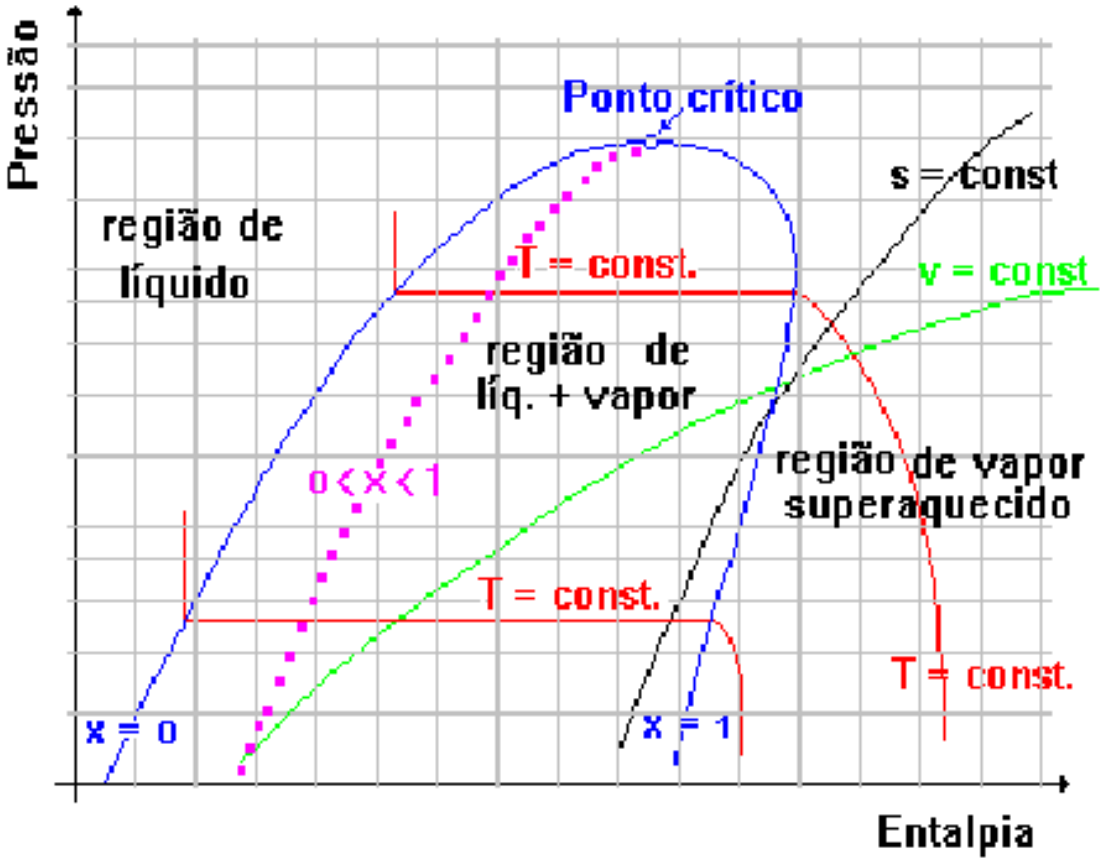
INSTITUTO FEDERAL
Santa Catarina
Câmpus São José

ÁREA DE REFRIGERAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR



TERMODINÂMICA (TMD)

Volume II

TERMODINÂMICA APLICADA

Prof. Carlos Boabaid Neto, M. Eng. Mec.

SUMÁRIO

1 – Conceitos Fundamentais 02
1.1 – Sistema Termodinâmico 02
1.2 – Estado e propriedade de uma substância 03
1.3 – Mudança de Estado de um Sistema Termodinâmico 04
1.4 – Equilíbrio Térmico 04
1.5 – Calor e Trabalho 04
1.5 – Primeira Lei da Termodinâmica 08
1.6 – Segunda Lei da Termodinâmica 09
Exercícios 10
2 – Propriedades de uma substância pura 11
2.1 – Substância pura 11
2.2 – Estudo do equilíbrio líquido-vapor 11
2.3 – Propriedades Independentes das Substâncias Puras 14
2.4 – Equações de Estado 15
2.5 – Tabelas de Propriedades Termodinâmicas 16
2.6 – Diagramas de Propriedades Termodinâmicas 22
Exercícios 33
3 – Ciclos Termodinâmicos 34
3.1 – Ciclos termodinâmicos 34
3.2 – O ciclo termodinâmico de refrigeração 35
Exercícios 45

CAP. 1 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Antigamente, como indica a palavra, a Termodinâmica tratava do estudo da transformação de energia mecânica em energia térmica, ou vice-versa. Hoje, a Termodinâmica ampliou sua abrangência, tratando do estudo da transformação de qualquer modalidade de energia em outra, e suas aplicações em máquinas. Foi através destes conhecimentos que se fundamentaram a invenção da máquina a vapor, dos motores automotivos, e das máquinas de refrigeração.

O estudo da Termodinâmica independe de qualquer teoria atômico-molecular. Ela só leva em consideração as propriedades macroscópicas de um sistema. Além disso, no estudo da Termodinâmica não aparece a variável tempo. Ou seja, a Termodinâmica pode prever o sentido que que se deve processar uma transformação, mas nada pode dizer, porém, sobre o tempo que deverá transcorrer para que a transformação se complete. O estudo deste último aspecto é o objeto da disciplina conhecida como "Transferência de Calor" ou "fenômenos de transporte".

A Termodinâmica, como todas as ciências, possui uma terminologia e conceitos próprios, que são apresentadas neste capítulo.

1.1- Sistema Termodinâmico

Sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria ou região do espaço para o qual nossa atenção está voltada. Ou seja, demarcamos um sistema termodinâmico em função daquilo que desejamos estudar e calcular. Tudo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado **meio** ou **vizinhança**.

O sistema termodinâmico que se deseja estudar é demarcado através de uma **fronteira** ou **superfície de controle**, que pode ser móvel ou fixa, e real ou imaginária.

(a) Sistema Fechado - é o sistema termodinâmico no qual não há fluxo de massa através das fronteiras que definem o sistema;

(b) Sistema Aberto ou Volume de Controle - ao contrário do anterior, é o sistema termodinâmico no qual ocorre fluxo de massa através da superfície de controle que define o sistema.

Assim, dependendo da interação entre o sistema termodinâmico e sua 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. Exemplos de sistema fechado e volume de controle são dados nas Figuras 1.1 e 1.2.

A Figura 1.1 mostra um sistema termodinâmico fechado, pois **não há** fluxo de massa através das fronteiras do sistema, embora possa haver fluxo de calor. Nesse caso, geralmente a fronteira do sistema coincide com uma superfície real. Já a Figura 1.2, por sua vez, constitui um volume de controle, pois existe fluxo de massa atravessando a superfície de controle do sistema.

(c) 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 qualquer fluxo de calor, massa, trabalho, etc.).

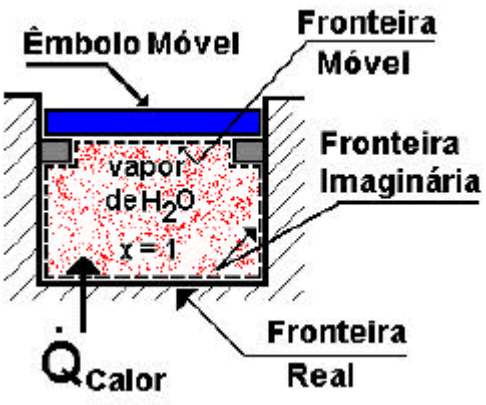


Figura 1.1 – Sistema Fechado

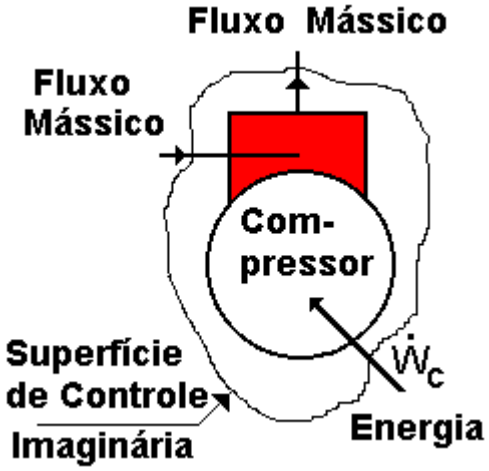


Figura 1.2 – Volume de controle

1.2 - Estado e Propriedades de uma Substância

Considere uma massa de água: ela pode existir sob várias formas. Se é inicialmente líquida pode-se tornar vapor após aquecida, ou sólida quando resfriada: estes são os diversos estados de agregação da matéria. Cada estado de agregação pode ser considerado como uma fase. Uma fase é definida como uma quantidade de matéria totalmente homogênea.

Já o **estado termodinâmico** pode ser identificado ou descrito por certas propriedades macroscópicas observáveis. Por exemplo: temperatura, pressão, volume, etc. Cada uma das propriedades de uma substância, num dado estado, tem somente um valor definido, e essa propriedade tem sempre o mesmo valor para um dado estado, independentemente da forma pela qual a substância chegou a ele. Ou seja, o estado é especificado ou descrito pelas propriedades.

Propriedades Termodinâmicas. As propriedades termodinâmicas podem ser divididas em duas classes gerais, as intensivas e as extensivas.

(a) Propriedade Extensiva - chamamos de propriedade extensiva àquela que depende do tamanho (extensão) do sistema ou volume de controle; assim, se subdividirmos um sistema em várias partes (reais ou imaginárias) e se o valor de uma dada propriedade for igual à soma das propriedades das partes, esta é uma variável **extensiva**; por exemplo: volume, massa, etc.

(b) Propriedade Intensiva - ao contrário da propriedade extensiva, a propriedade intensiva, independe do tamanho do sistema; exemplos: temperatura, pressão etc.

(c) Propriedade Específica - uma propriedade específica de uma dada substância é obtida dividindo-se uma propriedade extensiva pela massa da respectiva substância contida no sistema; uma propriedade específica é também uma propriedade intensiva do sistema; exemplos de propriedade específica:

- volume específico, $v = \mathbf{V/m}$
- entalpia específica, $\mathbf{h = H/m}$

onde: **m** é a massa do sistema, **V** o respectivo volume e **H** é a entalpia total do sistema.

Propriedades termodinâmicas serão estudadas de maneira mais aprofundada no capítulo 2.

1.3 - Mudança de Estado de um Sistema Termodinâmico

Quando qualquer propriedade do sistema é alterada (pressão, temperatura, massa, volume, etc.), dizemos que houve uma **mudança de estado** no sistema termodinâmico. Perceba que não se está falando de mudança de estado de agregação do sistema (sólido, líquido, gasoso).

(a) Processo - o caminho definido pela sucessão de estados através dos quais um sistema passa é chamado processo.

Exemplos de processos:
- processo isobárico: pressão constante
- processo isotérmico: temperatura constante
- processo isométrico (ou isovolumétrico): volume constante
- processo isoentálpico: entalpia constante
- processo isoentrópico: entropia constante
- processo adiabático: sem transferência de calor

(b) Ciclo Termodinâmico - quando um sistema (substância), em um dado estado inicial, passa por certo número de mudanças de estados ou processos e finalmente retorna ao estado inicial, diz-se que o sistema executa um ciclo termodinâmico.

(c) Equilíbrio de um sistema – diz-se que um sistema está em equilíbrio quando se encontra em um estado no qual tende a permanecer, enquanto forem mantidas as condições exteriores. Em geral, este estado é consequência do Princípio do Equilíbrio Térmico, enunciado a seguir.

1.4 – Equilíbrio Térmico

A observação dos processos naturais mostra-nos o seguinte: sempre que dois sistemas em temperaturas diferentes entram em contato térmico, ocorre uma transferência de energia (calor) entre estes sistemas, e esta transferência perdura até que suas temperaturas sejam iguais. A 2ª Lei da Termodinâmica prova (ver adiante) que esta transferência sempre ocorre do sistema de maior temperatura para o sistema de menor temperatura.

Define-se equilíbrio térmico como "o estado alcançado por dois (ou mais) sistemas, caracterizado por um determinado valor comum de temperatura, quando estes sistemas encontram-se em contato térmico entre si". Assim, a observação dos processos naturais permite-nos afirmar que a tendência na natureza é o equilíbrio térmico entre sistemas, e entre estes e suas vizinhanças.

Cabe lembrar que a medição da propriedade temperatura é necessariamente arbitrária, ou seja, arbitram-se valores de temperatura para determinadas situações físicas; possibilitando o estabelecimento do equilíbrio térmico entre determinado sistema e esta mesma situação física, pode-se afirmar que o sistema encontra-se na temperatura previamente arbitrada.

1.5 – 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.

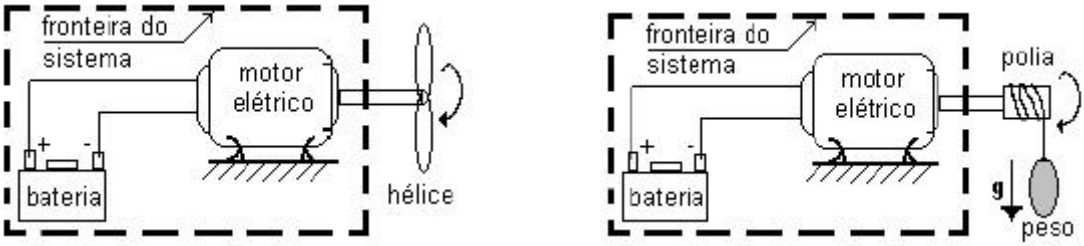
(1.6.1) Trabalho

Podemos definir o trabalho termodinâmico como:

"***Um sistema realiza trabalho se o único efeito sobre o meio (vizinhança) PUDER SER o levantamento de um peso.***"

Perceba que o trabalho é uma forma de energia, pois o levantamento de um peso consiste na aplicação de uma força que age através de uma distância. Observe também que a definição não afirma que um peso foi realmente levantado ou que uma força agiu realmente através de uma dada distância, ***mas que o efeito externo produzido pelo sistema poderia ser reduzido unicamente ao levantamento de um peso.***

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 1.3(a), e façamos com que o motor acione um ventilador. A pergunta é a seguinte: haverá trabalho atravessando a fronteira do sistema neste caso? Para responder a essa pergunta, usemos a definição de trabalho termodinâmico dada anteriormente: vamos substituir o ventilador por um conjunto de polia e peso como mostra a Figura 1.3(b). Com a rotação do motor um peso pode ser levantado e o único efeito no meio é realmente somente o levantamento de um peso. Assim, para o nosso sistema original da Fig. 1.3(a) concluímos que o trabalho atravessa a fronteira do sistema.



(a) (b)

Figura 1.3 – Realização de trabalho termodinâmico por um sistema

Agora observe a Fig. 1.4. Na Fig. 1.4-a, o sistema consiste no recipiente mais o gás. Ao se largar o peso, faz-se girar o eixo, que agita o gás. Neste caso, é o meio que realiza trabalho sobre o sistema. O trabalho atravessa a fronteira do sistema no ponto onde a fronteira intercepta o eixo. Na Fig. 1.4-b, entretanto, a fronteira do 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. Isto mostra como a escolha da fronteira influencia na análise que se deseja fazer.

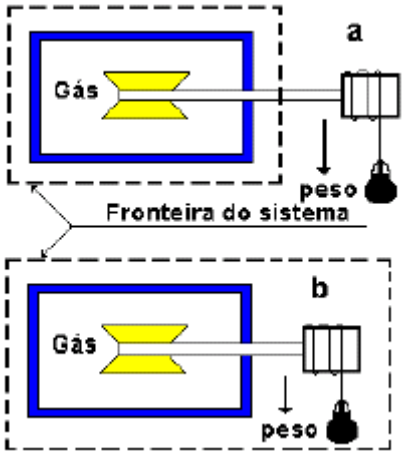


Figura 1.4 – Exemplo mostrando como a escolha da fronteira determina se o sistema realiza ou não trabalho

Quando o sistema realiza trabalho sobre o meio, como na Figura 1.3, consideramos o trabalho como positivo, do ponto de vista do sistema. Já quando o meio realiza trabalho sobre o sistema, como na Figura 1.4-a, consideramos o trabalho

como negativo. Assim, trabalho positivo indica energia perdida pelo sistema, e trabalho negativo significa que energia é acrescentada ao sistema.

Observe o sistema da Figura 1.5. Se retirarmos alguns dos pesos que estão sobre o êmbolo, o gás irá se expandir (aumentar seu volume), levantando os pesos restantes. Pela definição, o sistema está realizando trabalho sobre o meio (trabalho é positivo). Por outro lado, se forem colocados mais pesos sobre o êmbolo, o gás será comprimido (redução do seu volume), indicando que o meio está realizando trabalho sobre o sistema (trabalho é negativo).

Figura 1.5 – Trabalho termodinâmico

Unidades de Trabalho - A 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). Ou seja, $\boxed{1\ J = 1\ N.m}$.

Definimos POTÊNCIA como o trabalho realizado por unidade de tempo, e a representamos por $\dot{W}$. Assim:

$$\dot{W} \equiv \frac{\Delta W}{\Delta t}$$

e a unidade de potência é Joule por segundo, denominada Watt (W). Ou seja, $\boxed{1\ W = 1\ J/s}$.

Trabalho Devido ao Movimento de Fronteira

Foi observado que há várias maneiras pelas quais o trabalho pode ser realizado por um sistema ou sobre ele. 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 (Figuras 1.5, 1,6).

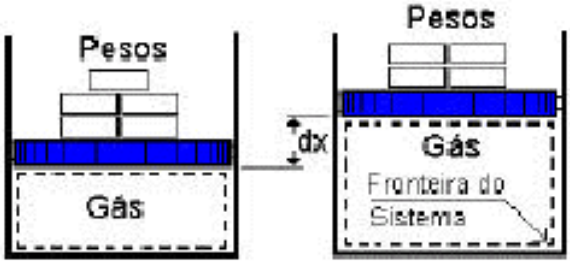


Figura 1.6 – Exemplo de trabalho realizado pelo movimento de fronteira

Vamos analisar mais detalhadamente 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 1.6. 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. A,*** onde ***P*** é a pressão do gás e ***A*** é a área do êmbolo. Portanto o trabalho ***W*** é:

$$W = P.A.dx$$

Porém, (A.dx) é a variação de volume do sistema devido ao movimento do êmbolo. Assim,

$$W = P.dV$$

Ou seja, a variação do volume ocupado pelo sistema gera um trabalho. Se conhecermos, ou pudermos medir, a relação entre a variação de pressão e de volume durante um processo, pode-se determinar (calcular) o trabalho realizado.

(1.6.2) 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 recipiente 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 a energia transferida através da fronteira de um sistema para a vizinhança ou meio, devido unicamente à diferença de temperatura que existir entre o sistema e o meio***"

Um aspecto dessa definição é que não se pode afirmar que um corpo ou sistema contém calor. Calor só pode ser identificado quando atravessa a fronteira. Assim, o calor é um fenômeno transitório. Se considerarmos o bloco quente de cobre como um sistema e a água fria do recipiente como outro sistema reconhecemos que originalmente nenhum sistema contém calor (eles contêm energia, naturalmente). Quando o cobre é colocado na água e os dois estão em "comunicação térmica", o calor é transferido do cobre à água, até que seja estabelecido o equilíbrio de temperatura. Nenhum sistema contém calor no fim do processo. Infere-se, também, que o calor é identificado somente na fronteira do sistema, pois o calor é definido como sendo a energia transferida através da fronteira do sistema.

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

Do ponto de vista do sistema, o calor transferido do meio ***para*** um sistema é considerado positivo (o sistema está ganhando energia) e transferido ***de*** um sistema para o meio é negativo (o sistema perde energia).

A quantidade de calor transferido para um sistema por unidade de tempo, é chamado taxa de transferência de calor, e designado pelo símbolo $\dot{Q}$, e a respectiva unidade também é o Watt (W).

$$\dot{Q} \equiv \frac{\Delta Q}{\Delta t}$$

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

(a) 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.

Deve-se observar que na nossa convenção de sinais, Q+ representa calor transferido ao sistema, e assim é energia acrescentada ao sistema, enquanto W+ representa o trabalho realizado pelo sistema, que é energia que sai do sistema. A Fig. 1.7 mostra a convenção de sinais que adotamos.

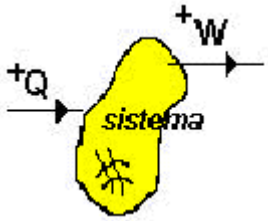


Figura 1.7 – Convenção de sinais para calor e trabalho

Um esclarecimento final pode ser útil para mostrar a diferença entre calor e trabalho. A Fig. 1.8 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. 1.8-a, consideramos somente o gás como sistema. Neste caso calor atravessa a fronteira do sistema, porque a temperatura das paredes é superior à temperatura do gás. Na Fig. 1.8-b, 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.

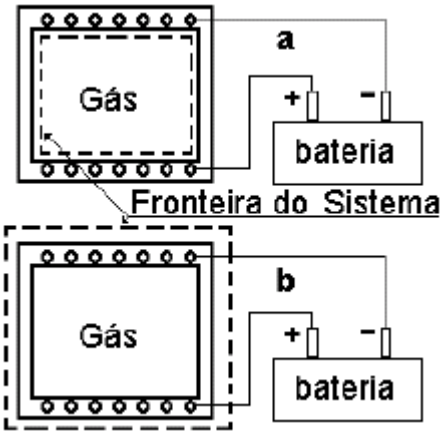


Figura 1.8 – Diferença entre calor e trabalho

1.6 – Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é a conhecida de " ***lei da conservação da energia*"**:

" **A energia não pode ser criada nem destruída, apenas transformada de um tipo para outro** "

A base de todas as leis da natureza é a evidência experimental, e isto é verdadeiro também para a 1ª Lei. Toda a experiência efetuada até agora provou a veracidade desta lei, isto é, nunca se observou uma "violação" dela.

O conceito de energia foi estudado no Volume I deste curso. Viu-se que existem diversas formas de energia. Porém, o interesse principal na análise de sistemas térmicos são os efeitos de transferência de calor e da realização de trabalho sobre a variação de energia interna do sistema. 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. A quantidade total de energia é ***conservada,*** isto é, é constante em todas as transformações e transferências.

Expressão da 1ª Lei para uma mudança de estado

Ao analisarmos uma mudança de estado de um sistema fechado (que consiste numa quantidade fixa de massa), a 1ª Lei da termodinâmica pode ser representada pela Eq. 1.1:

$$\sum Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + \sum W_{1-2} \tag{1.1}$$

onde: ΣQ_{1-2} = somatório de toda transferência de calor do meio para o sistema (sinal +) ou do sistema para o meio (sinal -)

ΣW_{1-2} = somatório de todo o trabalho realizado pelo sistema sobre o meio (sinal +) ou pelo meio sobre o o sistema (sinal -)

$(U_2 - U_1)$ = variação da energia interna do sistema (energia de agitação das moléculas)

Expressão da 1ª Lei para um sistema percorrendo um ciclo

A primeira lei da termodinâmica estabelece que, durante um processo cíclico qualquer, percorrido por um sistema, o somatório do calor transferido para o sistema ao longo de todo o ciclo, é igual ao somatório do trabalho realizado ao longo de todo o ciclo. Matematicamente,

$$\sum_{ciclo} Q = \sum_{ciclo} W \tag{1.2}$$

Expressão da 1ª Lei para o volume de controle

As análises desenvolvidas neste curso consideram sempre a hipótese de ***regime permanente***, isto é, sem variação das condições ao longo do tempo. Sob esta condição, ao analisarmos a 1ª Lei para um sistema, aberto ou fechado, deduz-se que não podem existir variações de energia interna do sistema. Portanto:

$$\sum [\text{energia que entra}] = \sum [\text{energia que sai}] \tag{1.3}$$

O conceito de sistema aberto ou volume de controle (seção 1.1) pressupõe a entrada e saída de massa. Assim, a 1ª Lei deve considerar a entrada e saída de energia no VC decorrente desta entrada e saída de massa. Assim, para o volume de controle, a equação (1.3) torna-se:

$$\sum \dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \sum \dot{W}_{vc} \tag{1.4}$$

lembrando que, no volume de controle, para regime permanente, a conservação da massa também é observada, ou seja, toda a massa que entra deve sair, pois não pode haver variação da massa do sistema ao longo do tempo. Assim,

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \tag{1.5}$$

A 1ª Lei, expressa sob suas mais variadas formas, serão imprescindíveis para a análise dos sistemas de refrigeração (Capítulo 3).

1.7 – Segunda Lei da Termodinâmica

Existem diversos enunciados equivalentes para esta lei. O mais simples deles é o enunciado de Clausius:

"Calor só pode passar "espontaneamente" de um corpo para outro se o segundo estiver a uma temperatura mais baixa que o primeiro "

Atenção para o termo “espontaneamente”. Sabe-se que é possível transferir calor de um corpo frio para um outro quente. Qualquer refrigerador faz isso ! Mas esta transferência não é espontânea: é necessário fornecer trabalho ao sistema de refrigeração.

Em última análise, a 2ª Lei afirma a impossibilidade de se converter “totalmente” calor em outra forma de energia. Por esta razão o calor é considerado uma forma “degradada” de energia.

Em todos os processos reais, há pelo menos uma parcela de energia que é **sempre** transformada em calor. Como o calor não pode ser totalmente transformado em outras formas de energia, conclui-se que, em todos os processos, existe uma quantidade de energia que é “desperdiçada” ao ser transformada em calor. Ou seja, a energia “utilizável” do sistema é sempre inferior à sua energia total. Pode-se dizer então que:

"**Durante transformações reais, há sempre uma degradação da energia** "

Exercícios

(1.1) Quando um sistema pode ser considerado em equilíbrio ?

(1.2) Qual o trabalho realizado por um sistema durante:

a) uma transformação isovolumétrica?
b) uma transformação isobárica?
c) uma transformação isotérmica?
d) uma transformação adiabática?

(1.3) Durante uma expansão adiabática, a temperatura de um gás aumenta ou diminui ? E durante uma compressão adiabática ?

(1.4) Durante uma expansão isotérmica, devemos fornecer ou retirar calor de um gás ?

(1.5) Em que situações a variação da energia interna de um sistema é nula ?

(1.6) Pode-se transferir calor de uma fonte fria para uma fonte quente ? De que maneira ?

(1.7) Um refrigerador retira 5 kcal da fonte fria. Ele cede à fonte quente uma quantidade de calor maior, igual ou menor que 5 kcal ? Explique.

CAP. 2 – PROPRIEDADES DE SUBSTÂNCIAS PURAS

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 substância 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 dá-se 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.

2.2 –Estudo do Equilíbrio de Fase Líquido – Vapor

Considere-se como sistema 1 kg de água contida no conjunto êmbolo-cilindro como mostra a Figura 2.1. 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 15ºC. À medida que se transfere calor para a água a temperatura aumenta consideravelmente e o volume específico aumenta ligeiramente (Fig. 2.1.b) enquanto a pressão permanece constante.

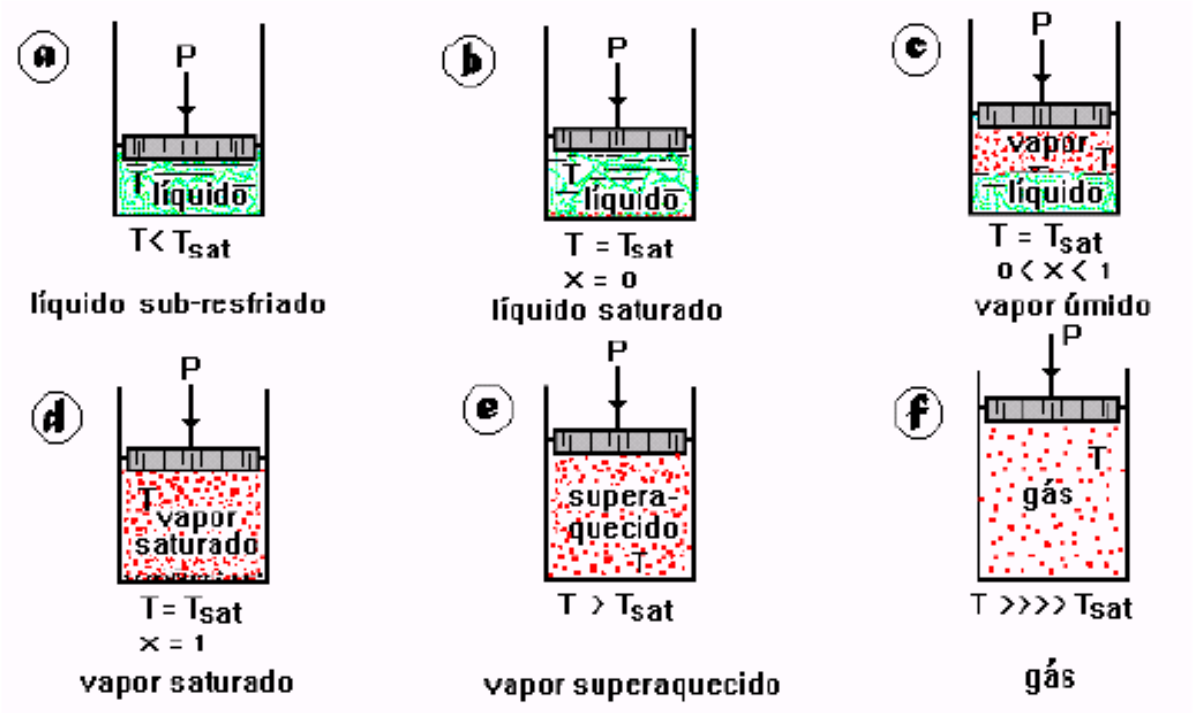


Figura 2.1 - Representação da terminologia usada para uma substância pura à pressão P e temperatura T, onde Tsat é a temperatura de saturação na pressão de saturação P.

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

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

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 ºC, 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 ºC. 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.b.

Líquido Subresfriado - Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação para a pressão existente, o líquido é chamado de *líquido sub-resfriado* (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada), ou *líquido comprimido,* Fig. 2.1.a, (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, ou seja, ***vapor úmido*** (Fig. 2.1.c), a relação entre a massa de vapor e a massa total, isto é, massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada ***título***. Matematicamente:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \tag{1.1}$$

Vapor Saturado - Se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamada "*vapor saturado",* Fig. 2.1.d, e neste caso o *título* é igual a 1 ou 100% pois a massa total (mt) é igual à massa de vapor (mv), (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.e. 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 retrata a terminologia que acabamos de definir para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

Influência da pressão:

(a) Durante a mudança de fase de líquido-vapor à pressão constante, a temperatura se mantém constante. Observa-se assim a formação de patamares de mudança de fase em um diagrama de propriedades T-v ou P-v, como mostrado na Figura 2.2. Quanto maior a pressão na qual ocorre a mudança de fase líquido-vapor maior será a temperatura.

(b) 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 vapor "supercrítico", estado no qual não há distinção entre a fase líquida e a fase de vapor, ou seja, não ocorre condensação (a condição de vapor úmido é impossível).

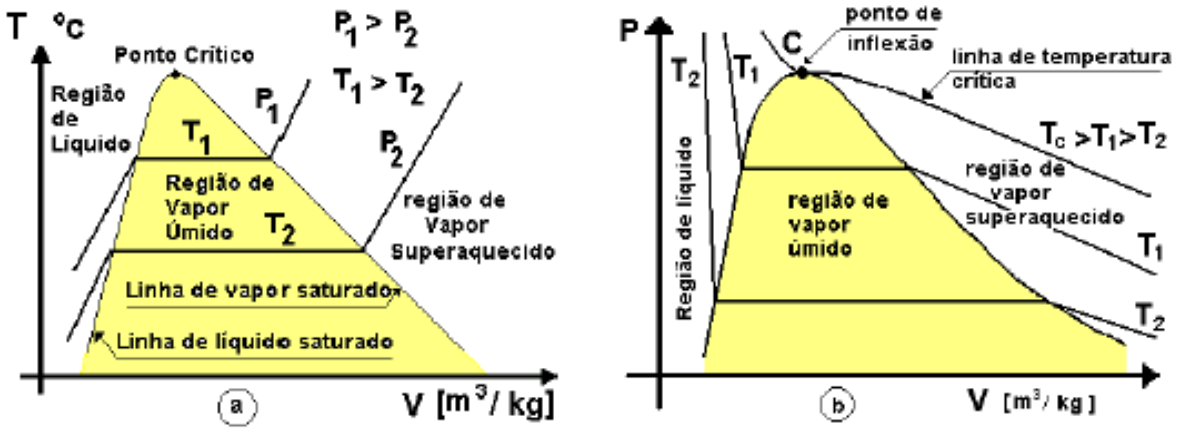


Figura 2.2 - diagrama T x v e diagrama P x v

(c) 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). Já a linha de vapor saturado é fortemente inclinada em sentido contrário devido à compressibilidade do vapor. Na Fig. 2.2.b (diagrama P-v), é fácil visualizar as linhas de temperatura constante e o ponto de inflexão da isoterma crítica.

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

Pcrítica = 22,09 MPa
Tcrítica = 374,14 ºC
Vcritico = 0,003155 m³/kg

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

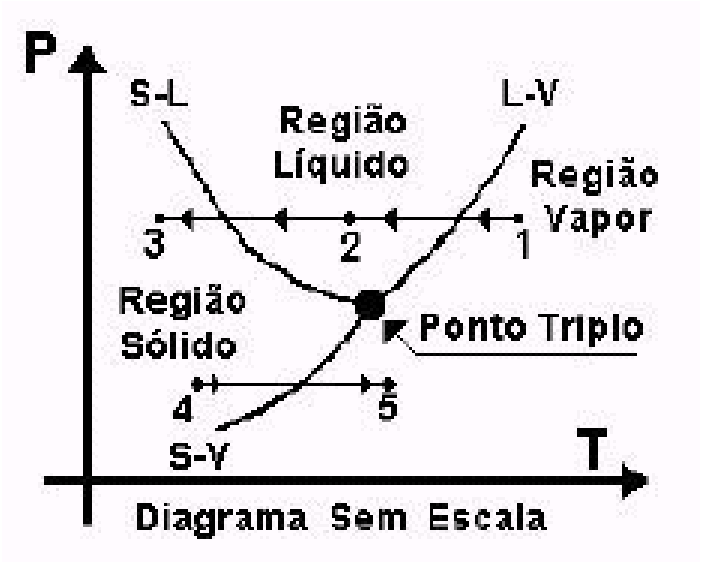


Figura 2.3 - Diagrama de estado (pressão-temperatura) para a água (sem escala)

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 indicado pela linha horizontal 1 → 2 → 3 na Fig. 2.3.

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 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 ºC respectivamente.

2.3 - Propriedades Independentes das Substâncias Puras

Uma propriedade de uma substância é qualquer característica observável dessa substância. Um número suficiente de propriedades termodinâmicas independentes constituem uma definição completa do estado da substância. As propriedades termodinâmicas mais comuns são: temperatura (T), pressão (P), e volume específico (*v)* ou massa específica (ρ). Além destas propriedades termodinâmicas mais familiares, e que são diretamente mensuráveis, existem outras propriedades termodinâmicas fundamentais usadas na análise de transferência de energia (calor e trabalho), não mensuráveis diretamente, que são: energia interna específica (*u*), entalpia específica (*h)* e entropia específica (*s*).

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, liquido 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,* determinada matematicamente pela relação:

$$H = U + P\,V \tag{1.2}$$

ou a entalpia específica,

$$h = u + P.v \tag{1.3}$$

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:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{reversivel} \tag{1.4}$$

2.4 – 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. (1.5):

$$\mathbf{f(P, v, T) = 0} \tag{1.5}$$

Existem inúmeras equações de estado, muitas delas desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância, e outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, com o objetivo de relacionar as propriedades termodinâmicas de várias substâncias. Uma das equações de estado mais conhecidas e mais simples é aquela que relaciona as propriedades termodinâmicas de pressão, volume específico e temperatura absoluta do gás ideal, que é:

$$p.v = R.T \tag{1.6}$$

onde: **p** é a pressão absoluta (manométrica + barométrica), em [Pa];
v é o volume específico do gás, em [m³/kg];
T a temperatura absoluta, em Kelvin [K];
R é a constante particular do gás.

A Eq. (1.6) só representa satisfatoriamente gases reais a baixas pressões. Para gases reais a pressões um pouco mais elevadas e gases poliatômicos os resultados obtidos com a equação do gás ideal não são satisfatórios, sendo necessário lançar mão de equações mais elaboradas.

A equação de estado para gás real mais antiga é a equação de Van der Waals (1873) e foi apresentada como uma melhoria semi-teórica da equação de gases ideais, que na forma molar é:

$$\mathbf{P = \frac{\Re T}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}^2}} \tag{1.7}$$

onde $\bar{v}$ é o volume molar específico, em [m³/kmol], $\Re$ **=** 8,314 kJ/kmol.K é a constante universal dos gases, e os termos *a* e *b* servem para corrigir as distorções do fluido real em relação ao fluido ideal.

Hoje são utilizadas equações muito mais complexas, e sua utilização no dia a dia fica bastante dificultada por esta complexidade. Para contornar isto, lança-se mão das tabelas e diagramas de propriedades termodinâmicas.

2.5 – Tabelas de Propriedades Termodinâmicas

Existem tabelas de propriedades termodinâmicas para todas as substâncias de interesse na área técnica e de engenharia. Essas tabelas são obtidas através das equações de estado, do tipo mostrado anteriormente. 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 as tabelas de vapor superaquecido. Em todas elas as propriedades estão tabeladas em função da temperatura ou pressão, ou em função de ambas, como pode ser visto nas tabelas a seguir. Para a região liquido+vapor (vapor úmido), conhecido o título, x, as propriedades devem ser determinadas através das seguintes equações:

$$u = u_L + x(u_V - u_L) \tag{1.8-1}$$

$$h = h_L + x(h_V - h_L) \tag{1.8-2}$$

$$v = v_L + x(v_V - v_L) \tag{1.8-3}$$

$$s = s_L + x(s_V - s_L) \tag{1.8-4}$$

As tabelas (2.1) a (2.4) são exemplos de tabelas de propriedades termodinâmicas de saturação. Observe nessas tabelas que, para condições de saturação, basta conhecer apenas **uma** propriedade, que pode ser temperatura ou pressão (propriedades diretamente mensuráveis), para obter as demais. Nas tabelas de propriedades de saturação apresentadas, pode-se observar que, para temperatura de 0 ºC e condição de líquido saturado (x = 0), o valor numérico da entalpia (h) é sempre igual a 100,00 kcal/kg para os refrigerantes R-12, R-22, e R-717, e igual a 200,00 kJ/kg para o R-134a. Já a entropia (s), na mesma condição, apresenta sempre o valor 1,0 kcal/kg.ºC em todas as tabelas dadas, independentemente 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. Tabelas dos mesmos refrigerantes podem ser construídas com referências diferentes. Quando as referências são diferentes, como dissemos, as propriedades têm outros valores nessas tabelas; entretanto, a diferença entre 2 estados é sempre igual, qualquer que seja a referência adotada.

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 sempre da 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.

Tabelas para as propriedades do líquido comprimido (líquido subresfriado) e tabelas de vapor superaquecido não serão utilizadas neste texto. No primeiro caso, isto é, para a condição de líquido comprimido, será utilizada a seguinte aproximação: as propriedades do líquido comprimido podem ser estimadas como idênticas às do líquido saturado na mesma temperatura.

Para a determinação de propriedades do vapor superaquecido, serão utilizados os diagramas de propriedades (seção 2.6).

Tabela 2.1 – Propriedades na saturação – REFRIGERANTE R-12

TEMP.	PRES.	VOLUME ESPECÍFICO		ENTALPIA ESPECÍFICA			ENTROPIA ESPECÍFICA		TEMP.
°C	kgf/cm²	Líquido m^3/kg $v_L \times 10^3$	Vapor m^3/kg v_V	Líquido kcal/kg h_L	Líq-vap kcal/kg h_{LV}	Vapor kcal/kg h_V	Líquido kcal/kg.K S_L	Vapor kcal/kg.K S_V	°C
-40,0	0,6544	0,6595	0,2419	91,389	40,507	131,896	0,96610	1,13982	-40,0
-36,0	0,7868	0,6644	0,2038	92,233	40,104	132,337	0,96968	1,13877	-36,0
-32,0	0,9394	0,6694	0,1727	93.081	39,696	132,776	0,97321	1,13781	-32,0
-30,0	1,0239	0,6720	0,1594	93,506	39,490	132,995	0,97496	1,13736	-30,0
-28,0	1,1142	0,6746	0,1473	93,931	39,282	133,213	0,97670	1,13692	-28,0
-26,0	1,2107	0,6772	0,1363	94,358	39,073	133,431	0,97842	1,13651	-26,0
-24,0	1,3134	0,6799	0,1263	94,786	38,862	133,648	0,98014	1,13611	-24,0
-22,0	1,4228	0,6827	0,1172	95,215	38,649	133,864	0,98185	1,13573	-22,0
-20,0	1,5391	0,6854	0,1088	95,644	38,435	134,079	0,98354	1,13536	-20,0
-18,0	1,6626	0,6883	0,1012	96,075	38,219	134,294	0,98523	1,13501	-18,0
-16,0	1,7936	0,6911	0,0943	96,506	38,001	134,507	0,98691	1,13468	-16,0
-14,0	1,9323	0,6940	0,0879	96,939	37,781	134,720	0,98857	1,13435	-14,0
-12,0	2,0792	0,6970	0,0820	97,373	37,559	134,932	0,99023	1,13405	-12,0
-10,0	2,2344	0,7000	0,0766	97,808	37,335	135,143	0,99188	1,13375	-10,0
-8,0	2,3983	0,7031	0,0717	98,244	37,109	135,352	0,99352	1,13347	-8,0
-6,0	2,5712	0,7062	0,0671	98,681	36,880	135,561	0,99515	1,13320	-6,0
-4,0	2,7534	0,7094	0,0629	99,119	36,649	135,769	0,99678	1,13294	-4,0
-2,0	2,9452	0,7126	0,0590	99,559	36,416	135,975	0,99839	1,13269	-2,0
0,0	3,1469	0,7159	0,0554	100,00	36,180	136,180	1,00000	1,13245	0,0
2,0	3,3590	0,7192	0,0520	100,44	35,942	136,384	1,00160	1,13222	2,0
4,0	3,5816	0,7226	0,0490	100,89	35,700	136,586	1,00319	1,13200	4,0
6,0	3,8152	0,7261	0,0461	101,33	35,456	136,787	1,00478	1,13179	6,0
8,0	4,0600	0,7296	0,0434	101,78	35,209	136,987	1,00636	1,13159	8,0
10,0	4,3164	0,7333	0,0409	102,23	34,959	137,185	1,00793	1,13139	10,0
12,0	4,5848	0,7369	0,0386	102,68	34,705	137,382	1,00950	1,13120	12,0
14,0	4,8655	0,7407	0,0364	103,13	34,448	137,577	1,01106	1,13102	14,0
16,0	5,1588	0,7445	0,0344	103,58	34,188	137,770	1,01262	1,13085	16,0
18,0	5,4651	0,7484	0,0325	104,04	33,924	137,961	1,01417	1,13068	18,0
20,0	5,7848	0,7524	0,0308	104,50	33,656	138,151	1,01572	1,13052	20,0
22,0	6,1181	0,7565	0,0291	104,96	33,383	138,338	1,01726	1,13036	22,0
26,0	6,8274	0,7650	0,0261	105,88	32,826	138,707	1,02034	1,13006	26,0
30,0	7,5959	0,7738	0,0235	106,82	32,251	139,067	1,02340	1,12978	30,0
34,0	8,4266	0,7831	0,0212	107,76	31,655	139,418	1,02645	1,12950	34,0
38,0	9,3225	0,7929	0,0191	108,72	31,037	139,757	1,02949	1,12923	38,0
40,0	9,7960	0,7980	0,0182	109,20	30,719	139,922	1,03101	1,12910	40,0
44,0	10,796	0,8086	0,0164	110,18	30,062	140,244	1,03405	1,12884	44,0
48,0	11,869	0,8198	0,0149	111,17	29,377	140,551	1,03710	1,12857	48,0
52,0	13,018	0,8318	0,0135	112,18	28,660	140,842	1,04015	1,12829	52,0
56,0	14,247	0,8445	0,0122	113,21	27,907	141,116	1,04322	1,12800	56,0
60,0	15,560	0,8581	0,0111	114,26	27,114	141,371	1,04630	1,12768	60,0
70,0	19,230	0,8971	0,0087	116,98	24,918	141,900	1,05414	1,12675	70,0
80,0	23,500	0,9461	0,0068	119,91	22,317	142,223	1,06227	1,12546	80,0
90,0	28,435	1,0119	0,0053	123,12	19,098	142,216	1,07092	1,12351	90,0
100,0	34,100	1,1131	0,0039	126,81	14,763	141,576	1,08057	1,12013	100,0
112,0	41,966	1,7918	0,0018	135,21	0,0	135,205	1,10199	1,10199	112,0

Tabela 2.2 – Propriedades na saturação – REFRIGERANTE R-22

TEMP.	PRESS.	VOLUME ESPECÍFICO		ENTALPIA ESPECÍFICA			ENTROPIA ESPECÍFICA		TEMP.
°C	kgf/cm²	Líquido m^3/kg v_L x10 ^{3}	Vapor m^3/kg v_v	Líquido kcal/kg h_L	Líq-vap kcal/kg h_{LV}	Vapor kcal/kg h_v	Líquido kcal/kg.K S_L	Vapor kcal/kg.K S_V	°C
-40,0	1,0701	0,7093	0,2058	89,344	55,735	145,079	0,95815	1,19719	-40,0
-36,0	1,2842	0,7153	0,1735	90,361	55,156	145,517	0,96246	1,19503	-36,0
-32,0	1,5306	0,7214	0,1472	91,389	54,559	145,948	0,96674	1,19298	-32,0
-30,0	1,6669	0,7245	0,1359	91,907	54,254	146,161	0,96887	1,19199	-30,0
-28,0	1,8126	0,7277	0,1256	92,428	53,944	146,372	0,97099	1,19103	-28,0
-26,0	1,9679	0,7309	0,1162	92,951	53,630	146,581	0,97311	1,19009	-26,0
-24,0	2,1333	0,7342	0,1077	93,477	53,311	146,788	0,97522	1,18918	-24,0
-22,0	2,3094	0,7375	0,0999	94,006	52,987	146,993	0,97732	1,18829	-22,0
-20,0	2,4964	0,7409	0,0928	94,537	52,659	147,196	0,97941	1,18742	-20,0
-18,0	2,6949	0,7443	0,0864	95,071	52,325	147,396	0,98150	1,18657	-18,0
-16,0	2,9053	0,7478	0,0804	95,608	51,987	147,594	0,98358	1,18574	-16,0
-14,0	3,1281	0,7514	0,0750	96,147	51,643	147,790	0,98565	1,18492	-14,0
-12,0	3,3638	0,7550	0,0700	96,689	51,294	147,983	0,98772	1,18413	-12,0
-10,0	3,6127	0,7587	0,0653	97,234	50,939	148,173	0,98978	1,18335	-10,0
-8,0	3,8754	0,7625	0,0611	97,781	50,579	148,361	0,99184	1,18259	-8,0
-6,0	4,1524	0,7663	0,0572	98,332	50,214	148,546	0,99389	1,18184	-6,0
-4,0	4,4441	0,7703	0,0536	98,885	49,842	148,728	0,99593	1,18111	-4,0
-2,0	4,7511	0,7742	0,0502	99,441	49,465	148,907	0,99797	1,18039	-2,0
0,0	5,0738	0,7783	0,0471	100,00	49,083	149,083	1,00000	1,17968	0,0
2,0	5,4127	0,7825	0,0443	100,56	48,694	149,255	1,00203	1,17899	2,0
4,0	5,7684	0,7867	0,0416	101,13	48,298	149,425	1,00405	1,17831	4,0
6,0	6,1413	0,7910	0,0391	101,69	47,897	149,591	1,00606	1,17764	6,0
8,0	6,5320	0,7955	0,0369	102,27	47,489	149,754	1,00807	1,17698	8,0
0,0	6,9410	0,8000	0,0347	102,84	47,074	149,913	1,01008	1,17633	10,0
12,0	7,3687	0,8046	0,0327	103,42	46,653	150,068	1,01208	1,17569	12,0
14,0	7,8158	0,8094	0,0309	104,00	46,224	150,220	1,01408	1,17505	14,0
16,0	8,2828	0,8142	0,0291	104,58	45,788	150,367	1,01607	1,17442	16,0
18,0	8,7701	0,8192	0,0275	105,17	45,345	150,511	1,01806	1,17380	18,0
20,0	9,2784	0,8243	0,0260	105,76	44,894	150,650	1,02005	1,17319	20,0
22,0	9,8082	0,8295	0,0246	106,35	44,435	150,785	1,02203	1,17258	22,0
26,0	10,935	0,8404	0,0220	107,55	43,492	151,040	1,02599	1,17137	26,0
30,0	12,153	0,8519	0,0197	108,76	42,513	151,275	1,02994	1,17018	30,0
34,0	13,470	0,8641	0,0177	109,99	41,495	151,487	1,03389	1,16898	34,0
38,0	14,888	0,8771	0,0160	111,24	40,435	151,676	1,03783	1,16778	38,0
40,0	15,637	0,8839	0,0151	111,87	39,888	151,761	1,03981	1,16718	40,0
44,0	17,218	0,8983	0,0136	113,15	38,756	151,908	1,04376	1,16596	44,0
48,0	18,913	0,9137	0,0123	114,45	37,570	152,024	1,04773	1,16471	48,0
52,0	20,729	0,9304	0,0111	115,78	36,322	152,104	1,05172	1,16342	52,0
56,0	22,670	0,9487	0,0100	117,14	35,004	152,143	1,05573	1,16208	56,0
60,0	24,743	0,9687	0,0090	118,55	33,580	152,125	1,05984	1,16063	60,0
70,0	30,549	1,0298	0,0069	122,24	29,582	151,819	1,07035	1,15656	70,0
80,0	37,344	1,1181	0,0051	126,39	24,492	150,884	1,08180	1,15115	80,0
90,0	45,300	1,2822	0,0036	131,70	16,740	148,436	1,09597	1,14207	90,0
96,1	50,750	1,9056	0,0019	140,15	0,0	140,150	1,11850	1,11850	96,01

Tabela 2.3 – Propriedades na saturação – REFRIGERANTE R-134a

TEMP. °C	PRESS. kPa	VOLUME ESPECÍFICO m^3/kg		ENTALPIA ESPECÍFICA kJ/kg			ENTROPIA ESPECÍFICA kJ/kg-K		TEMP. °C
		Líquido v_L	Vapor v_v	Líquido h_L	Líq-vap h_{LV}	Vapor h_v	Líquido S_L	Vapor S_V	
-40,0	51,14	0,0007	0,3614	148,4	225,9	374,3	0,7967	1,7655	-40,0
-36,0	62,83	0,0007	0,2980	153,4	223,4	376,8	0,8178	1,7599	-36,0
-32,0	76,58	0,0007	0,2474	158,4	220,9	379,3	0,8388	1,7548	-32,0
-30,0	84,29	0,0007	0,2260	160,9	219,6	380,6	0,8492	1,7525	-30,0
-28,0	92,61	0,0007	0,2069	163,5	218,3	381,8	0,8595	1,7502	-28,0
-26,0	101,58	0,0007	0,1896	166,0	217,1	383,1	0,8698	1,7481	-26,0
-24,0	111,22	0,0007	0,1741	168,6	215,7	384,3	0,8801	1,7460	-24,0
-22,0	121,57	0,0007	0,1601	171,1	214,4	385,5	0,8903	1,7440	-22,0
-20,0	132,67	0,0007	0,1474	173,7	213,1	386,8	0,9005	1,7422	-20,0
-18,0	144,54	0,0007	0,1359	176,3	211,7	388,0	0,9106	1,7404	-18,0
-16,0	157,23	0,0007	0,1255	178,9	210,4	389,2	0,9207	1,7387	-16,0
-14,0	170,78	0,0007	0,1160	181,5	209,0	390,4	0,9307	1,7371	-14,0
-12,0	185,22	0,0008	0,1074	184,1	207,6	391,7	0,9407	1,7356	-12,0
-10,0	200,60	0,0008	0,0996	186,7	206,2	392,9	0,9507	1,7341	-10,0
-8,0	216,95	0,0008	0,0924	189,3	204,7	394,1	0,9606	1,7327	-8,0
-6,0	234,32	0,0008	0,0858	192,0	203,3	395,3	0,9705	1,7314	-6,0
-4,0	252,74	0,0008	0,0798	194,6	201,8	396,4	0,9804	1,7302	-4,0
-2,0	272,26	0,0008	0,0743	197,3	200,3	397,6	0,9902	1,7290	-2,0
0,0	292,93	0,0008	0,0693	200,0	198,8	398,8	1,0000	1,7278	0,0
2,0	314,77	0,0008	0,0646	202,7	197,3	400,0	1,0098	1,7267	2,0
4,0	337,85	0,0008	0,0604	205,4	195,7	401,1	1,0195	1,7257	4,0
6,0	362,21	0,0008	0,0564	208,1	194,2	402,3	1,0292	1,7247	6,0
8,0	387,88	0,0008	0,0528	210,8	192,6	403,4	1,0389	1,7238	8,0
10,0	414,92	0,0008	0,0494	213,6	190,9	404,5	1,0485	1,7229	10,0
12,0	443,37	0,0008	0,0463	216,4	189,3	405,6	1,0582	1,7220	12,0
14,0	473,25	0,0008	0,0434	219,1	187,6	406,8	1,0678	1,7212	14,0
16,0	504,68	0,0008	0,0408	221,9	185,9	407,8	1,0773	1,7204	16,0
18,0	537,67	0,0008	0,0383	224,7	184,2	408,9	1,0869	1,7196	18,0
20,0	572,25	0,0008	0,0360	227,5	182,5	410,0	1,0964	1,7189	20,0
22,0	608,49	0,0008	0,0338	230,4	180,7	411,0	1,1060	1,7182	22,0
26,0	686,13	0,0008	0,0300	236,1	177,0	413,1	1,1250	1,7168	26,0
30,0	771,02	0,0008	0,0266	241,8	173,3	415,1	1,1439	1,7155	30,0
34,0	863,53	0,0009	0,0237	247,7	169,3	417,0	1,1628	1,7142	34,0
38,0	964,14	0,0009	0,0211	253,6	165,3	418,9	1,1817	1,7129	38,0
40,0	1017,61	0,0009	0,0200	256,6	163,2	419,8	1,1912	1,7122	40,0
44,0	1131,16	0,0009	0,0178	262,7	158,8	421,5	1,2101	1,7108	44,0
48,0	1253,95	0,0009	0,0160	268,8	154,3	423,1	1,2290	1,7093	48,0
52,0	1386,52	0,0009	0,0143	275,1	149,5	424,6	1,2479	1,7077	52,0
56,0	1529,26	0,0009	0,0128	281,4	144,5	425,9	1,2670	1,7059	56,0
60,0	1682,76	0,0010	0,0115	287,9	139,2	427,1	1,2861	1,7039	60,0
70,0	2117,34	0,0010	0,0087	304,8	124,4	429,1	1,3347	1,6971	70,0
80,0	2632,97	0,0011	0,0065	322,9	106,3	429,2	1,3854	1,6863	80,0
90,0	3242,87	0,0012	0,0046	343,4	82,1	425,5	1,4406	1,6668	90,0
100,0	3969,94	0,0015	0,0027	373,2	33,8	407,0	1,5187	1,6092	100,0

Tabela 2.4 – Propriedades na saturação – REFRIGERANTE R-717 (AMÔNIA)

TEMP.	PRES.	VOLUME ESPECÍFICO		ENTALPIA ESPECÍFICA			ENTROPIA ESPECÍFICA		TEMP
°C	kgf/cm²	Líquido m^3/kg $v_L x10^3$	Vapor m^3/kg v_v	Líquido kcal/kg h_L	Líq-vap kcal/kg h_{LV}	Vapor kcal/kg h_v	Líquido kcal/kg.K S_L	Vapor kcal/kg.K S_V	°C
-70,0	0,112	1,3788	9,0090	25,90	349,80	375,70	0,6878	2,4101	-70,0
-65,0	0,159	1,3898	6,4518	31,00	346,85	377,85	0,7124	2,3794	-65,0
-60,0	0,223	1,4010	4,7026	35,63	344,75	380,38	0,7347	2,3525	-60,0
-55,0	0,309	1,4126	3,4866	40,89	341,59	382,48	0,7591	2,3253	-55,0
-50,0	0,416	1,4245	2,6253	46,16	338,38	384,54	0,7830	2,2997	-50,0
-45,0	0,556	1,4367	2,0053	51,44	335,11	386,55	0,8064	2,2755	-45,0
-40,0	0,732	1,4493	1,5521	56,75	331,76	388,51	0,8293	2,2526	-40,0
-35,0	0,951	1,4623	1,2160	62,07	328,33	390,40	0,8519	2,2309	-35,0
-30,0	1,219	1,4757	0,9635	67,41	324,82	392,23	0,8741	2,2102	-30,0
-28,0	1,342	1,4811	0,8805	69,56	323,39	392,95	0,8828	2,2022	-28,0
-26,0	1,475	1,4867	0,8059	71,70	321,94	393,64	0,8915	2,1944	-26,0
-24,0	1,619	1,4923	0,7388	73,86	320,47	394,33	0,9002	2,1867	-24,0
-22,0	1,774	1,4980	0,6783	76,01	318,99	395,00	0,9088	2,1792	-22,0
-20,0	1,940	1,5037	0,6237	78,17	317,50	395,67	0,9173	2,1717	-20,0
-18,0	2,117	1,5096	0,5743	80,33	315,98	396,31	0,9258	2,1645	-18,0
-16,0	2,300	1,5155	0,5295	82,50	314,45	396,95	0,9342	2,1573	-16,0
-14,0	2,514	1,5215	0,4889	84,67	312,90	397,57	0,9426	2,1503	-14,0
-12,0	2,732	1,5276	0,4521	86,85	311,33	398,18	0,9510	2,1433	-12,0
-10,0	2,966	1,5337	0,4185	89,03	309,74	398,77	0,9592	2,1365	-10,0
-8,0	3,216	1,5400	0,3878	91,21	308,13	399,34	0,9675	2,1298	-8,0
-6,0	3,481	1,5464	0,3599	93,40	306,51	399,91	0,9757	2,1232	-6,0
-4,0	3,761	1,5528	0,3343	95,60	304,86	400,46	0,9838	2,1167	-4,0
-2,0	4,060	1,5594	0,3110	97,80	303,19	400,99	0,9919	2,1103	-2,0
0,0	4,379	1,5660	0,2895	100,00	301,51	401,51	1,0000	2,1040	0,0
5,0	5,259	1,5831	0,2433	105,54	297,20	402,74	1,0200	2,0886	5,0
10,0	6,271	1,6008	0,2056	111,12	292,75	403,87	1,0397	2,0738	10,0
15,0	7,427	1,6193	0,1748	116,73	288,16	404,89	1,0592	2,0594	15,0
20,0	8,741	1,6386	0,1494	122,40	283,42	405,82	1,0785	2,0455	20,0
25,0	10,225	1,6588	0,1283	128,11	278,53	406,64	1,0977	2,0320	25,0
30,0	11,895	1,6800	0,1106	133,87	273,48	407,35	1,1166	2,0189	30,0
32,0	12,617	1,6888	0,1044	136,18	271,42	407,60	1,1241	2,0138	32,0
34,0	13,274	1,6977	0,0986	138,51	269,32	407,83	1,1316	2,0086	34,0
36,0	14,165	1,7068	0,0931	140,84	267,19	408,03	1,1391	2,0035	36,0
38,0	14,990	1,7161	0,0880	143,18	265,04	408,22	1,1465	1,9985	38,0
40,0	15,850	1,7257	0,0833	145,53	262,85	408,38	1,1539	1,9934	40,0
42,0	16,742	1,7354	0,0788	147,89	260,62	408,51	1,1613	1,9884	42,0
44,0	17,682	1,7454	0,0746	150,26	258,35	408,61	1,1687	1,9835	44,0
46,0	18,658	1,7555	0,0706	152,64	256,05	408,69	1,1761	1,9785	46,0
48,0	19,673	1,7659	0,0670	155,04	253,69	408,73	1,1834	1,9735	48,0
50,0	20,727	1,7766	0,0635	157,46	251,28	408,74	1,1908	1,9685	50,0
55,0	23,553	1,8044	0,0556	163,63	244,92	408,55	1,2094	1,9559	55,0
60,0	26,657	1,8341	0,0487	170,09	237,95	408,04	1,2285	1,9429	60,0
65,0	30,059	1,8658	0,0428	177,10	229,98	407,08	1,2490	1,9292	65,0

Exemplo

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 ºC. 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 ºC.
- determinar: massa no estado líquido e massa no estado vapor
- hipóteses:
1) O gás no interior do cilindro é o sistema termodinâmico fechado
2) O sistema está em equilíbrio termodinâmico
- análise:

O fluido refrigerante vai alcançar equilíbrio térmico com o ambiente. Sabe-se que, ao alcançar este equilíbrio, o fluido estará na condição de saturação, em uma pressão igual à pressão de saturação correspondente à temperatura de 26ºC. Assim, tem-se no interior do cilindro as duas fases: líquido+vapor, ou seja, 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:

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

da equação (1.8-3) , que relaciona volume específico com título temos;

$$v = v_l + x\,(v_v - v_l) \quad \rightarrow \quad x = \frac{(v - v_l)}{(v_v - v_l)}$$

da tabela de propriedades saturadas para o refrigerante R-134a obtém-se os valores de volume específico do líquido e do valor para a temperatura de saturação de 26ºC, que valem:

$v_l = 0{,}0008\ m^3/kg$ $\qquad$ $v_v = 0{,}03\ m^3/kg$

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:

$$m_v = 0{,}452\ x\ 10{,}0\ kg \quad \Rightarrow \quad m_v = \boxed{4{,}52 \quad kg\ de\ vapor}$$

pela conservação de massa:

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

2.6 – Diagramas 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 abcissa, respectivamente, T-v (temperatura versus volume específico), p-h (pressão versus entalpia específica), T-s (temperatura versus entropia específica) ou ainda h-s (entalpia específica versus entropia específica). O mais conhecido desses diagramas é o diagrama h x s, conhecido como diagrama de Mollier.

Uma das vantagem 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 2.4, 2.5 e 2.6.

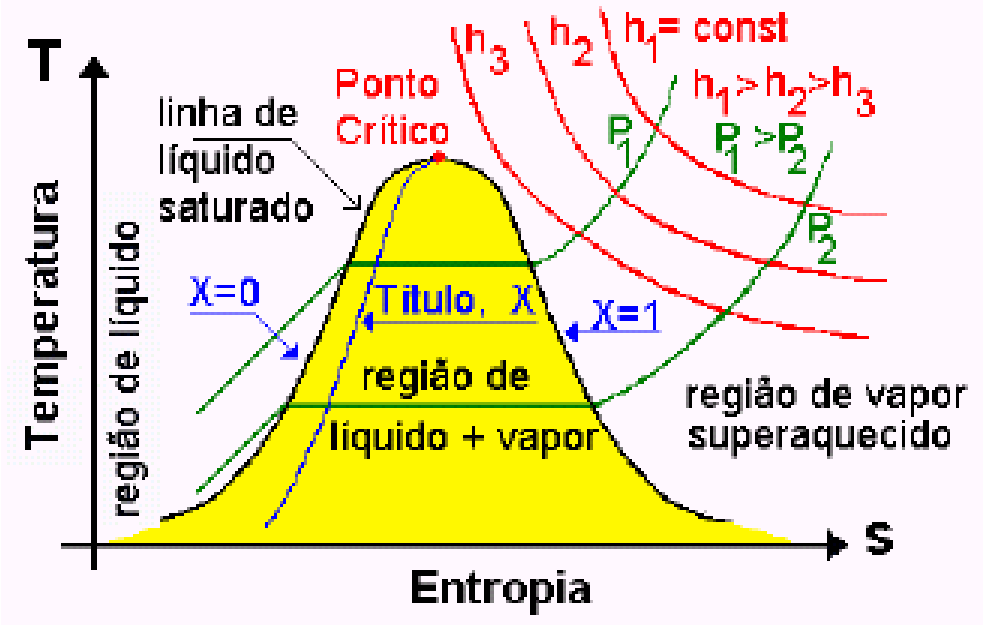


Figura 2.4 - Diagrama temperatura *versus* entropia específica

Esses diagramas são úteis tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas, mas também 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) a região à esquerda da linha de liquido saturado (x = 0) é a região de líquido comprimido ou líquido sub-resfriado;

(b) 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;

(c) a região à direita da linha de vapor saturado seco (x = 1) é a região 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.

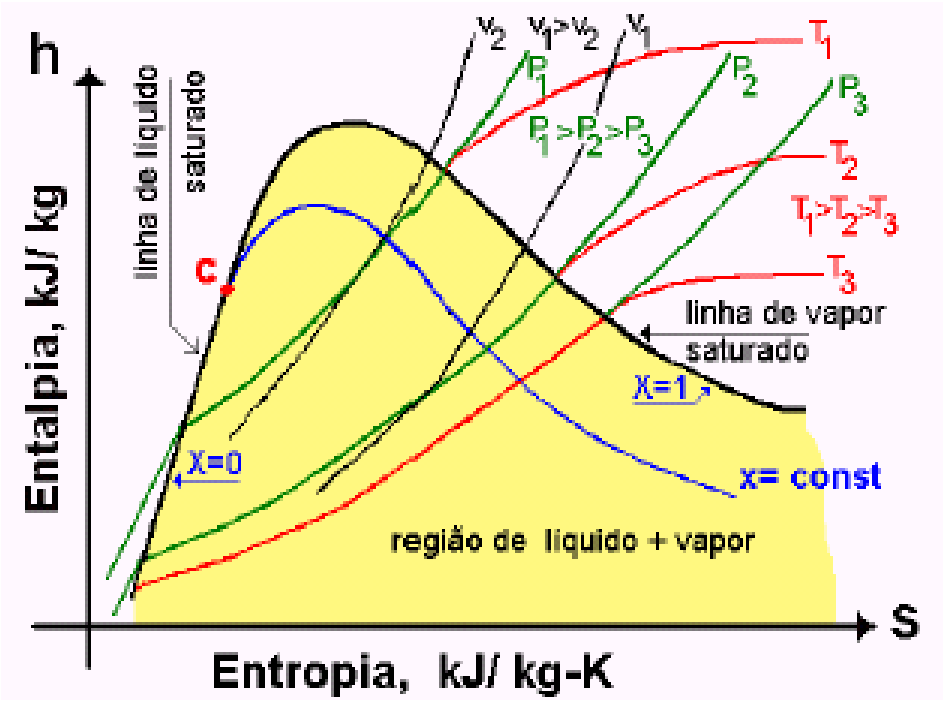


Figura 2.5 - Diagrama entalpia específica *versus* entropia específica

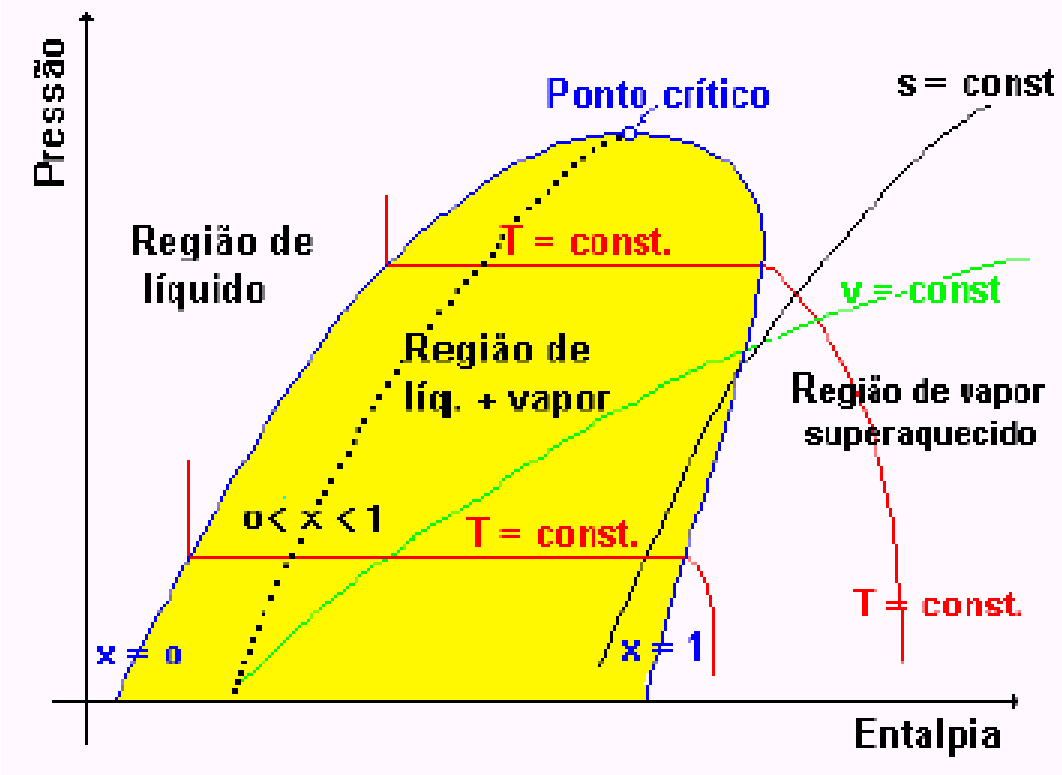


Figura 2.6 - Diagrama pressão *versus* entalpia específica

Para o estudo de sistemas de refrigeração é mais conveniente apresentar as propriedades em diagramas que tenham como ordenada a **pressão absoluta** e como abcissa a **entalpia específica**, ou seja, o **diagrama *p-h***. A Figura 2.7 apresenta diagramas p-h para o refrigerante R-12, a Figura 2.8 para o refrigerante R-22, a Figura 2.9 para o refrigerante R-134a e a Figura 2.10 para a amônia (R-717).

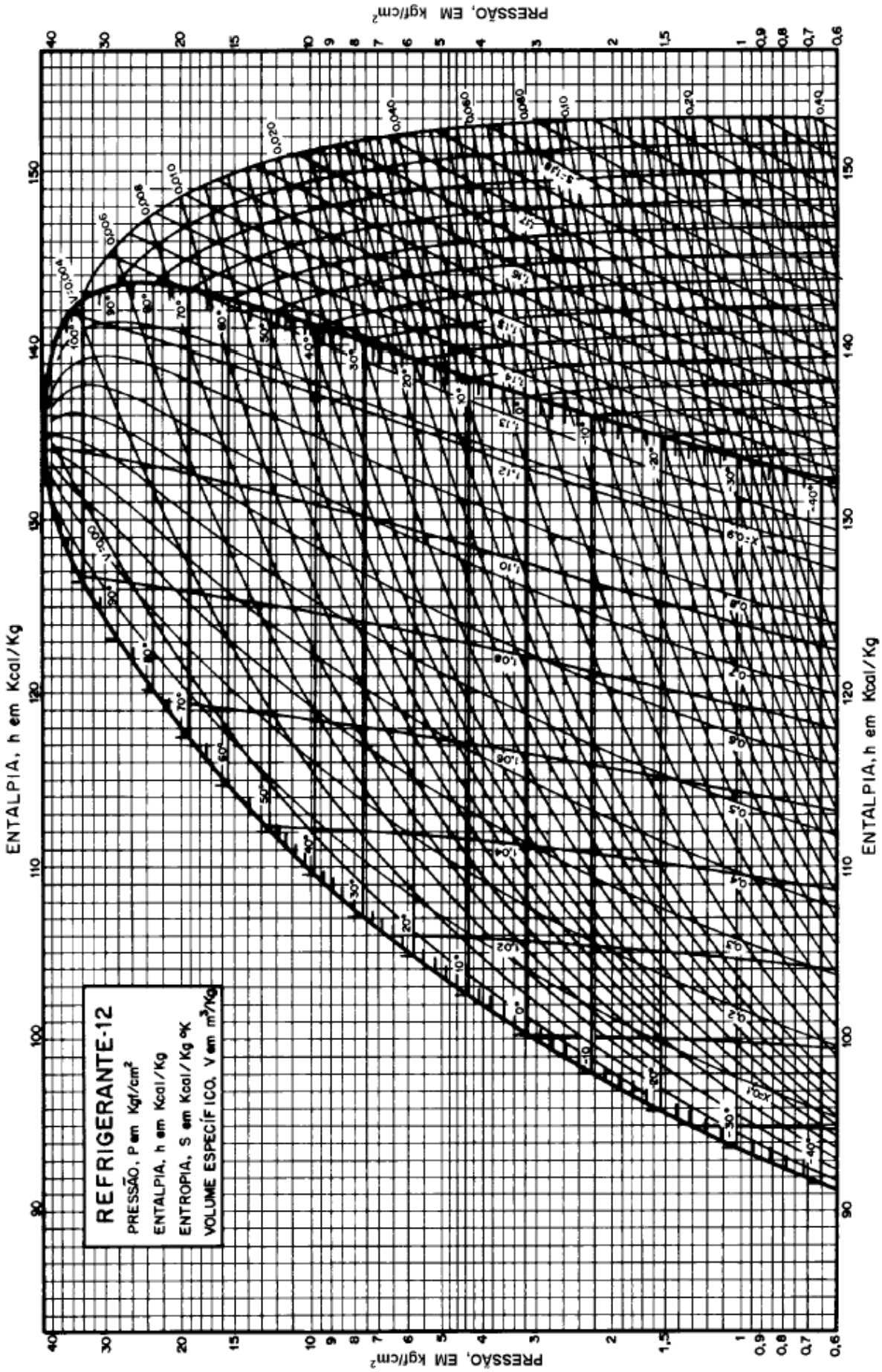


Figura 2.7 - Diagrama p-h para o R-12

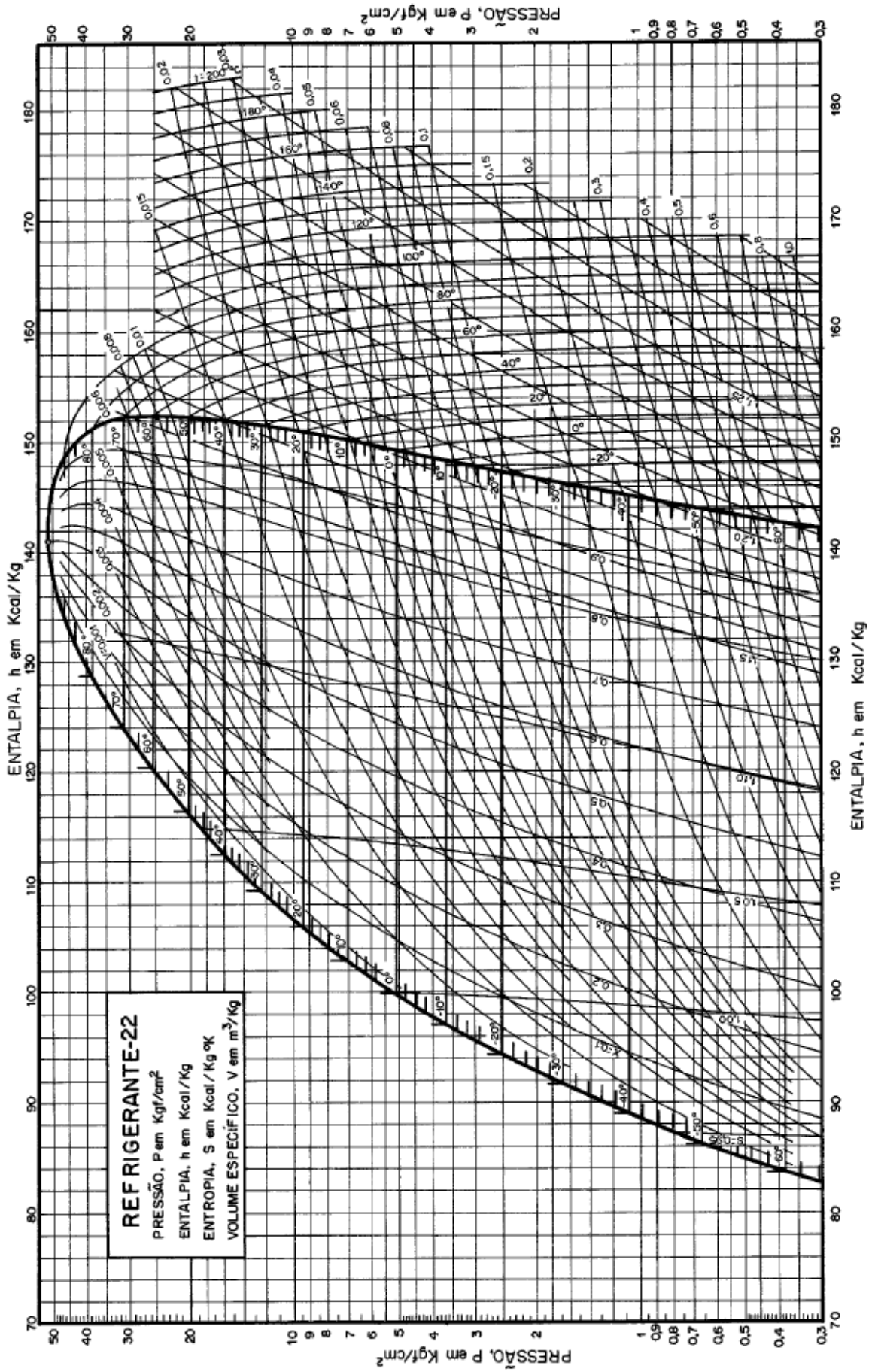


Figura 2.8 - Diagrama p-h para o R-22

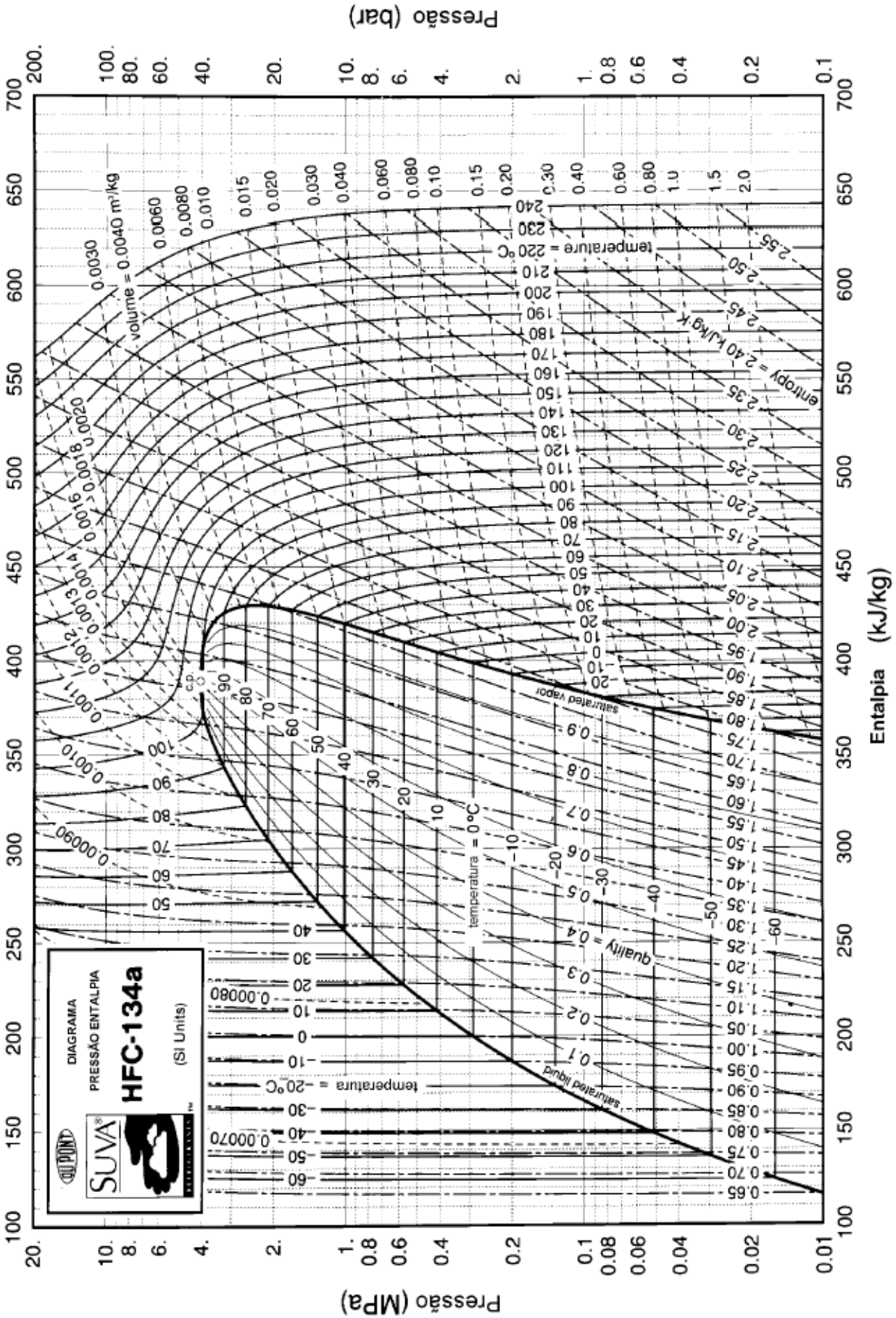


Figura 2.9 - Diagrama p-h para o R-134a

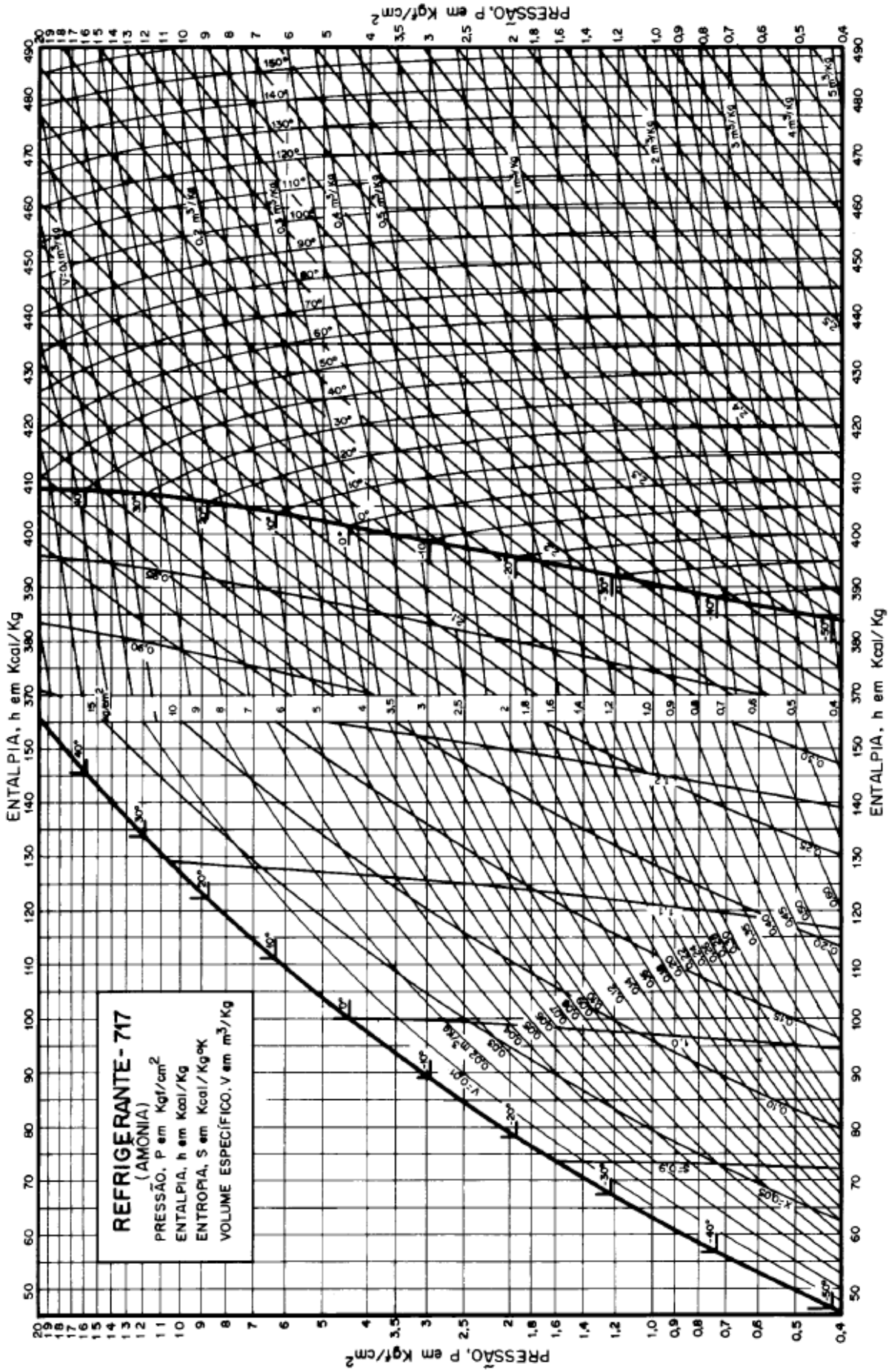


Figura 2.10 - Diagrama p-h para o R-717 (amônia)

Exemplo

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:

a) o volume específico, a temperatura e a entalpia específica nos estados 1 e 2;
b) representar o processo de expansão na válvula nos diagramas h-s e p-h;
c) a que processo ideal mais se aproxima o processo de expansão na válvula de expansão termostática (isocórico, isotérmico, isentrópico, isentálpico, isobárico);

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

$$T1 = 40\ ºC\ ,\ v_1 = 0{,}0017257\ m^3/kg\ ,\ h_1 = 145{,}53\ kcal/kg\ ,\ S_1 = 1{,}1539\ kcal/kg\text{-}K$$

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 ºC

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

$$V_2 = 0{,}0015037 + 0{,}212\ (0{,}6237 - 0{,}0015037) \rightarrow \boxed{V2 = 0{,}1334\ m^3/kg}$$

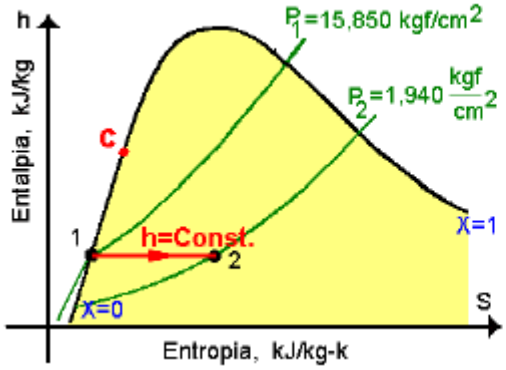
$$h_2 = h_{2L} + X_2(h_{2V} - h_{2L}); \qquad h_{2L} = 78{,}17\ kcal/kg, \quad h_{2V} = 395{,}67\ kcal/kg$$

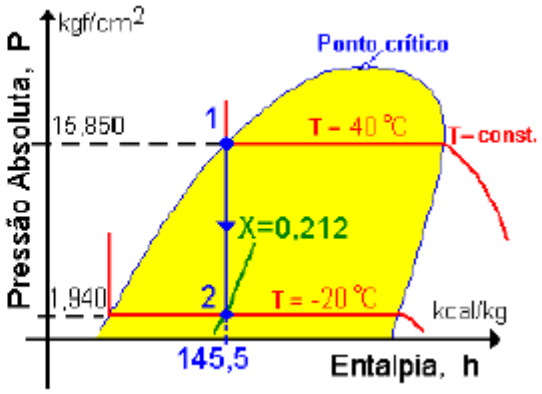
$$h_2 = 78{,}17 + 0{,}212\ (395{,}67 - 78{,}17) \rightarrow \boxed{h_2 = 145{,}48\ kcal/kg}$$

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

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

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





4) O processo ideal mais próximo é o processo ISENTÁLPICO. (em qualquerprocesso de estrangulamento o processo ideal é o processo a entalpia constate, 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, $h_1 \cong h_2$).

Exercícios

(2.1) Em que fase se encontra a amônia (R-717), contida em um recipiente de paredes rígidas, em que a temperatura é de 20 ºC e a pressão é de:

a) 1,0 Mpa;
b) 20 kPa;
Obs.: Use a tabela de propriedades de saturação para inferir a resposta.

(2.2) Em um evaporador, R-12 entra com pressão de 2 bar e temperatura de -15 ºC (estado 1). O R-12 sai desse evaporador após receber calor em um processo isobárico, à temperatura de 25 ºC, (estado 2). Pede-se:

a) em que fase se encontram os estados 1 e 2 ?
b) represente esquematicamente o processo de aquecimento do R-12 nos seguintes diagramas de propriedades:
(b.1) coordenadas h x s (entalpia versus entropia)
(b.2) coordenadas T x s (temperatura versus entropia)
(b.3) coordenadas P x h (pressão versus entalpia

(2.3) Um tanque, cujo volume é de 0,053 m³, contém refrigerante 12 (R-12) a 40 ºC. O volume inicial de líquido no tanque é igual ao volume de vapor. Uma quantidade adicional de R-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 ºC?
b) que quantidade de massa foi adicionada ao tanque?

(2.4) Em um refrigerador doméstico, o condensador, que é um trocador de calor de convecção natural (posiciona-se atrás do refrigerador), é projetado para que o refrigerante saia deste no estado de líquido saturado. Em particular, em um refrigerador doméstico cujo refrigerante é o R-134a, o condensador apresenta problemas e o refrigerante sai com pressão de 1682,76 kPa e título de 0,15. Determinar:

a) a temperatura e o volume específico do refrigerante neste estado;
b) esquematizar, em um diagrama p-h (pressão - entalpia), o processo de resfriamento do refrigerante se este foi resfriado isobaricamente da temperatura de 90 ºC até o estado final.

(2.5) Sabe-se que 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 kgf/cm² e estiver superaquecido de 15 ºC.

(2.6) Determine as propriedades termodinâmicas do R-12 à pressão de 10 kgf/cm² e temperatura de 34 ºC. Em que região se encontra a substância?

CAP. 3 – CICLO TERMODINÂMICO DE REFRIGERAÇÃO

3.1 –CICLOS TERMODINÂMICOS

Diversas aplicações em engenharia térmica (sistemas térmicos) operam de acordo com um **ciclo termodinâmico**. O conceito de ciclo termodinâmico advém do fato de que a substância de trabalho nestes sistemas passa por sucessivas transformações (mudanças de estado termodinâmico) e volta sempre a um estado inicial.

Existem basicamente dois tipos de ciclos termodinâmicos: os ciclos motores e os ciclos de refrigeração. Nos **ciclos motores**, representados esquematicamente na Figura 3.1, o sistema termodinâmico absorve calor de um reservatório térmico em alta temperatura (Q_e), rejeita calor para um reservatório térmico em baixa temperatura (Q_s) e, em virtude disto, é capaz de produzir trabalho (W_c), daí sua denominação de ciclo motor. Exemplos de sistemas térmicos que operam segundo este ciclo são: os motores automotivos, turbinas a vapor ou a gás, entre outros.

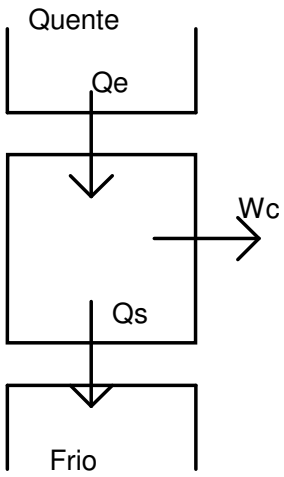


Figura 3.1 – Ciclo termodinâmico motor

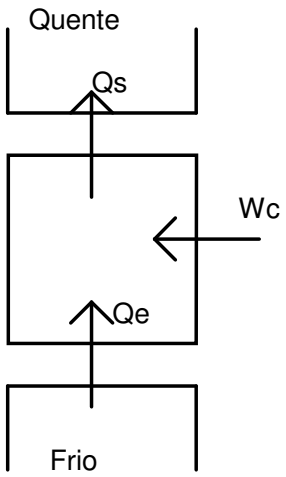


Figura 3.2 – Ciclo termodinâmico de refrigeração

Já nos **ciclos de refrigeração**, representados esquematicamente na Figura 3.2, o sistema termodinâmico absorve calor de um reservatório térmico em baixa temperatura (Q_e) , rejeita calor para um reservatório térmico em alta temperatura (Q_s) e, para que isto ocorra, necessita da aplicação de produzir trabalho (W_c). O objetivo, aqui, é transferir calor de um meio mais frio para um meio mais quente, ou seja, no sentido inverso do que ocorre na natureza. Todos os sistemas de refrigeração operam segundo este ciclo.

***Nota**: reservatório térmico é um tipo especial de sistema fechado que mantém constante sua temperatura, mesmo que energia esteja sendo recebida ou fornecida; exemplos: a atmosfera; grandes massas de água (oceanos, lagos).*

Como visto na Seção 1.5, a 1ª Lei da termodinâmica estabelece que, durante um processo cíclico, o somatório do calor transferido para o sistema ao longo de todo o ciclo, é igual ao somatório do trabalho realizado ao longo de todo o ciclo (equação 1.2). Então, para o ciclo motor:

$$Q_e - Q_s = W_c \tag{3.1}$$

enquanto que, para o ciclo de refrigeração,

$$Q_s - Q_e = W_c \tag{3.2}$$

Eficácia de um ciclo termodinâmico

Para se avaliar se um sistema térmico está operando de maneira eficiente, primeiramente é necessário avaliar a eficácia do ciclo termodinâmico. Isto pressupõe avaliar se o ciclo está realizando o efeito desejado pelo sistema térmico, com um mínimo de gasto de energia.

A noção mais ampla de eficácia termodinâmica é dada pela seguinte definição:

$$\text{eficacia} \equiv \frac{[\text{efeito desejado}]}{[\text{gasto de energia}]} \tag{3.3}$$

Desta forma, para o ciclo motor, chega-se à conclusão que o coeficiente de eficácia, η, é dado por:

$$\eta = \frac{W_c}{Q_e} \tag{3.4}$$

e, para o ciclo de refrigeração, o coeficiente de eficácia, β, é dado por:

$$\beta = \frac{Q_e}{W_c} \tag{3.4}$$

Observe que estes coeficientes expressam uma relação entre duas grandezas que representam energia e, por isso, possuem a mesma unidade [p. ex., kJ]. Desta forma estes coeficientes são por isso chamados de "adimensionais" (sem unidade de medida) e representando apenas uma razão ou proporção.

3.2 –O CICLO TERMODINÂMICO DE REFRIGERAÇÃO

No âmbito de um curso técnico de refrigeração, obviamente nosso principal interesse será o estudo dos ciclos de refrigeração. Mais especialmente, do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores, visto ser este o tipo de ciclo termodinâmico mais amplamente utilizado nos sistemas de refrigeração atualmente.

Ao final do Volume I deste curso, foi abordado o histórico do desenvolvimento da máquina de refrigeração moderna, demonstrando-se que a vaporização de um líquido volátil mostrou-se a forma mais prática de se produzir refrigeração em larga escala e com amplo controle, o que por sua vez exigiu a adoção de um ciclo termodinâmico completo para posterior recondensação do vapor formado no processo de vaporização, fazendo-o retornar ao estado líquido para ser reaproveitado

Nos capítulos anteriores foram estudadas as propriedades das substâncias (os fluidos refrigerantes) que possibilitam a construção de um sistema de refrigeração.

Assim, estamos agora aptos a analisar termodinamicamente o funcionamento do ciclo de refrigeração.

3.2.1- *Ciclo Termodinâmico de refrigeração por compressão mecânica de vapores*

A Figura 3.3 sintetiza o funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapores, conforme foi estudado no Volume I. Este sistema opera segundo um **ciclo termodinâmico de refrigeração**. Lembre-se que o conceito de **ciclo** advém do fato de que o fluido refrigerante passa por sucessivas transformações (mudanças de estado termodinâmico) e volta sempre a um estado inicial.

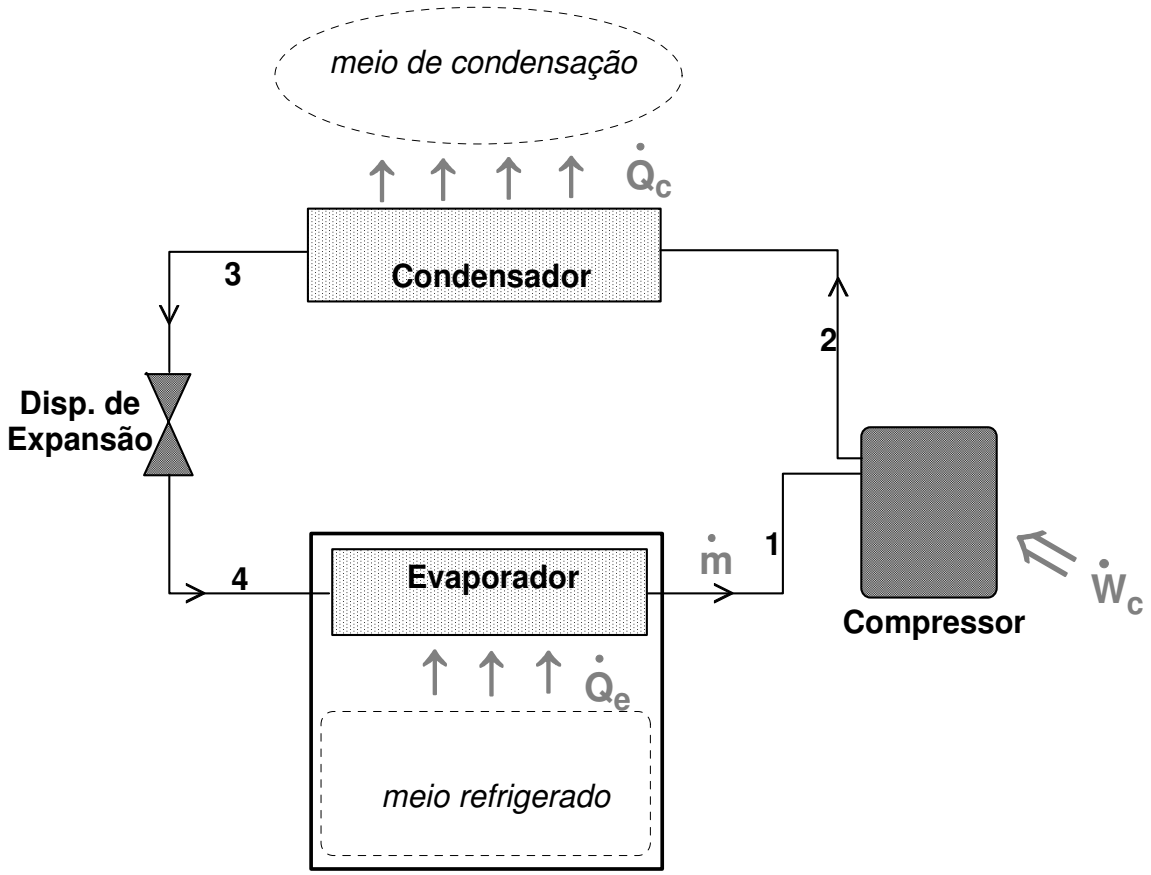


Figura 3.3 – Ciclo de compressão de vapor

O ciclo de compressão mecânica de vapor funciona basicamente por fazer um líquido vaporizar quando submetido à baixa pressão, absorvendo calor do meio refrigerado e produzindo o desejado efeito de refrigeração, ou seja, resfriamento de um corpo ou região a uma temperatura inferior a da vizinhança.

Para manter este ciclo em contínua operação, um sistema composto por compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador é utilizado. A operação do compressor é contra-balanceada pela ação do dispositivo de expansão, que faz com que a pressão seja alta no condensador e baixa no evaporador. Desta forma, o fluido refrigerante (na forma de vapor) que é bombeado e comprimido pelo compressor, ao ser descarregado no condensador libera calor para o meio ambiente, condensando-se e chegando líquido ao dispositivo de expansão. Este líquido em alta pressão, após passar pelo dispositivo de expansão, tem sua pressão reduzida e consequentemente também sua temperatura, sendo então descarregado no evaporador à baixa pressão, reiniciando o processo. A Tabela 3.1 resume os processos envolvidos neste ciclo.

Tabela 3.1 – Resumo dos processos termodinâmicos ocorrendo num ciclo

Componente	**Transformação sofrida pelo fluido refrigerante**	**Processo termodinâmico**
evaporador	vaporização do fluido refrigerante à baixa pressão (4 para 1)	troca de calor isobárica
compressor	compressão do fluido refrigerante (1 para 2)	compressão isentrópica
condensador	condensação do fluido refrigerante à alta pressão (2 para 3)	troca de calor e isobárica
dispositivo de expansão	expansão do fluido refrigerante de alta para baixa pressão (3 para 4)	expansão isoentálpica

O diagrama pressão-entalpia representativo do **ciclo termodinâmico de refrigeração** é apresentado na Figura 3.4.

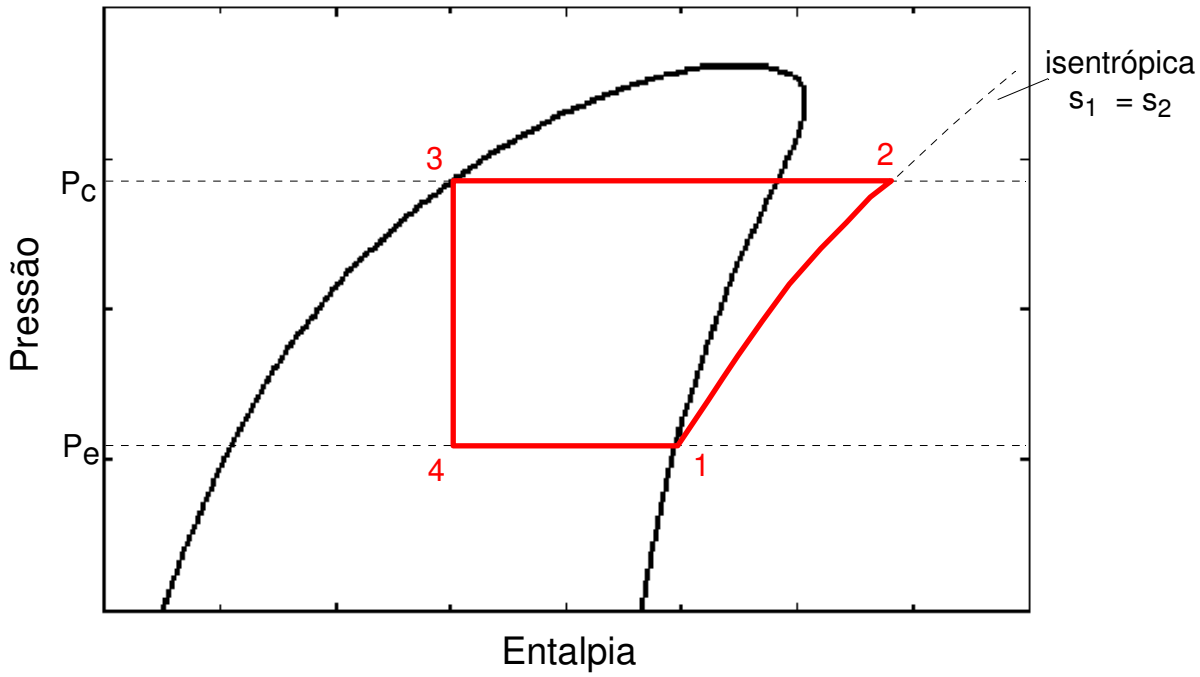


Figura 3.4– Diagrama pressão-entalpia característico de um sistema de refrigeração simples

Observe no diagrama que o processo de vaporização do fluido ocorre do ponto 4 ao ponto 1, a compressão de 1 para 2, a condensação de 2 para 3 e a expansão de 3 para 4. Note também que "p_e" é a pressão de evaporação enquanto "p_c" é a pressão de condensação. É preciso ficar atento ainda para o fato de que o fluido no estado 2 está superaquecido e na pressão de condensação. A linha 2 até 3 corresponde a uma isobárica, a linha 3-4 é uma isoentálpica, 4-1 é isoterma e isobárica e 1-2 é isoentrópica.

Observe ainda que um sistema de refrigeração é dividido, quanto à pressão, em duas partes: lado de alta pressão e lado de baixa pressão. A *alta pressão* existe no sistema desde a válvula de descarga do compressor até a entrada do dispositivo de expansão. Já o lado de *baixa pressão* começa na saída do dispositivo de expansão e segue até a sucção do compressor.

3.2.2- Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração padrão

Um ciclo de refrigeração pode ser analisado em termos de sua eficiência energética através de um coeficiente de eficácia,conforme apresentado na Seção 3.1. Para o ciclo de refrigeração por compressão de vapores, este coeficiente recebe o nome de **coeficiente de performance** ou **COP**. O COP é comumente utilizado para se avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e a energia gasta para tanto, podendo ser definido desta forma como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \tag{3.5}$$

onde $\dot{Q}_e$ é a potência de refrigeração (também chamada **capacidade de refrigeração** ou efeito de refrigeração), ou seja, é a taxa de absorção de calor no evaporador, e $\dot{W}_c$ é a **potência teórica de compressão**, ou seja, a taxa de realização de trabalho no compressor (trabalho necessário para a compressão do vapor de refrigerante). Observe que o COP é "adimensional", o que exige que tanto $\dot{Q}_e$ quanto $\dot{W}_c$ devem ser calculados na mesma unidade (de taxa de transferência de energia – por exemplo, [W], [kW], [Btu/h], [kcal/h]).

A potência de refrigeração e de compressão podem ser obtidas mediante balanços de energia no evaporador e no compressor, respectivamente. Estes balanços de energia são realizados utilizando-se volumes de controle sobre estes dois elementos. Desta forma, ao se analisar o evaporador, observa-se que os fluxos de energia "entrando" no V.C. correspondem ao calor absorvido do meio refrigerado e ao fluxo do fluido refrigerante entrando no evaporador com uma dada entalpia h_4. Por sua vez, o fluxo de energia "saindo" do V.C. corresponde ao fluxo de fluido refrigerante deixando o evaporador, com entalpia h_1. Então, aplicando-se a equação (1.3) para o volume de controle do evaporador, tem-se:

$$\sum[\text{energia que entra}] = \sum[\text{energia que sai}] \tag{1.3}$$

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}h_1 \tag{3.6}$$

Isolando-se a potência de refrigeração,

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{3.7}$$

Raciocício semelhante se faz para o compressor. Também há fluxos de energia entrando e saindo do V.C. devido ao fluxo do fluido refrigerante, respectivamente às entalpias h_1 e h_2. Além disso, há um fluxo de energia equivalente ao trabalho mecânico realizado pelo compressor para a compressão e bombeamento do fluido. Assim,

$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}h_2 \tag{3.8}$$

e

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{3.9}$$

O valor do fluxo de massa ($\dot{m}$) pode ser obtido por:

$$\dot{m} = DV \cdot \rho_1 \qquad \text{ou} \qquad \dot{m} = \frac{DV}{v_1} \tag{3.10}$$

onde: ρ_1 , v_1 : massa específica [kg/m³] ou volume específico [m³/kg] no ponto 1
DV : deslocamento volumétrico do compressor, [m³/s]

O deslocamento volumétrico do compressor depende do tipo (forma construtiva) do compressor e da forma geométrica de sua(s) câmara(s) de compressão. Trata-se de uma informação técnica possível de ser obtida nos catálogos e manuais dos fabricantes. Por exemplo, para um compressor alternativo (de pistões tipo "êmbolo"), o deslocamento volumétrico é dado por:

$$DV = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot N \cdot \frac{\omega}{60} \tag{3.11}$$

onde: D : diâmetro do pistão do compressor, [m]
L : curso do pistão, [m]
N : número de pistões do compressor
ω : velocidade de rotação do compressor [rpm]

Exemplifica-se a utilização desta análise no exercício a seguir.

Exemplo

Considere um sistema de refrigeração padrão operando com fluido refrigerante R-134a e com temperatura de condensação de 44 °C e temperatura de evaporação de –12 °C. Calcule o coeficiente de performance do sistema. (Considere para a solução deste problema a seqüência de pontos indicada na Figura 3.4).

É conveniente iniciar a solução de um problema montando uma tabela que resume as principais propriedades do fluido ao longo do ciclo de refrigeração. O preenchimento desta tabela começa com as informações conhecidas, como: temperaturas dos pontos 1 (-12°C, pois o processo de vaporização ocorre a temperatura constante e o ponto está na linha de vapor saturado seco), 3 (44°C, pois a condensação ocorre a temperatura constante e o ponto está na linha de líquido saturado) e 4 (-12°C porque o ponto está sobre uma isoterma na região de saturação). Já o ponto 2 está sobre uma linha isoentrópica partindo de 1 e sobre uma isobárica na pressão de condensação.

Tabela 3.2(a) - Propriedades termodinâmicas do sistema

Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/Kg°C)	Título (%)	Estado do fluido
1	-12				100%	Vapor saturado seco
2					-	Vapor superaquecido
3	44				0	Líquido saturado
4	-12					líquido e vapor

O preenchimento da tabela permite sistematizar o cálculo do COP. Inicialmente devemos traçar o diagrama pressão versus entalpia referente a este sistema. Com a tabela de propriedades termodinâmicas de saturação pode-se obter os valores das pressões de alta (condensação) e de baixa (evaporação).

A partir daí, pode-se obter as entalpias no ponto 1, 3 e 4. O ponto 1 está no estado de vapor saturado seco na temperatura de –12 °C e pressão de evaporação. Logo a entalpia do ponto 1 pode ser obtida da tabela de propriedades de saturação como sendo h_v para a temperatura de –12 °C. Já a entalpia do ponto 3 pode ser obtida observando que no diagrama p-h o ponto 3 está no estado de líquido saturado (sobre a curva de saturação) sendo que seu valor pode ser lido da tabela de propriedades de saturação na coluna de h_l para 44 °C. Como o processo de expansão é considerado isoentálpico temos então a entalpia do ponto 4 como sendo igual a do ponto 3.

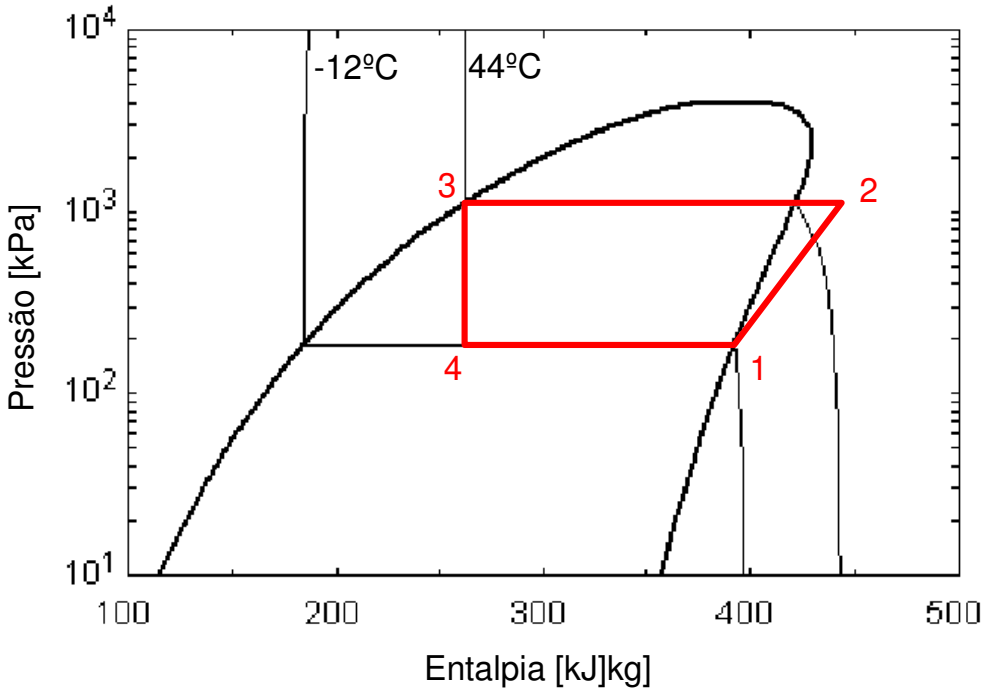


Figura 3.5- Diagrama pressão versus entalpia para o sistema.

O ponto 2, estando situado na região de superaquecimento, sua entalpia tem que ser obtida através do diagrama p-h (Figura 3.5). Localizando-se o ponto 1, deve se traçar uma isoentrópica partindo deste ponto até encontrar a pressão de condensação. Neste encontro tem-se o ponto 2. A entalpia pode ser obtida lendo-se o valor diretamente no eixo das abscissas (eixo horizontal) do diagrama. A Tabela 3.2 apresentada anteriormente torna-se então:

Tabela 3.2 (b) - Propriedades termodinâmicas do sistema

Ponto	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/Kg°C)	Título (%)	Estado do fluido
1	-12	185,22	391,7	1,7356	100	Vapor saturado seco
2	~ 50	1131,16	~ 430	1,7356	-	Vapor superaquecido
3	44	1131,16	262,70	1,2101	0	Líquido saturado
4	-12	185,22	262,70	1,2416	37,86	líquido e vapor

* o símbolo (~) indica aproximadamente, ou seja, valor não exato

Note que na tabela anterior, tem-se que o título do ponto 4, propriedade que define a quantidade de vapor está contido na mistura pode ser calculado por:

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{l,Pe}}{h_{v,Pe} - h_{l,Pe}} = 0{,}3786$$

onde as grandezas $h_{l,Pe}$ e $h_{v,Pe}$ correspondem à entalpia do líquido saturado e do vapor saturado respectivamente, ou seja, sobre a curva de saturação, à pressão de evaporação. Já a entropia do ponto 4 pode ser calculada por:

$$s_4 = s_{l,Pe} + x_4[s_{v,Pe} - s_{l,Pe}] = 1{,}2416$$

onde $s_{l,Pe}$ e $s_{v,Pe}$ correspondem à entropia do líquido saturado e do vapor saturado, à pressão de evaporação

Pode-se calcular o COP do sistema através dos valores das entalpias encontradas na tabela aplicados na eq. (3.5):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}\,(391{,}7 - 262{,}70)}{\dot{m}\,(430 - 391{,}70)} = 3{,}368$$

Observa-se que o valor do fluxo de massa não foi necessário para solucionar esta equação, uma vez que este termo aparece no numerador e no denominador da eq. (3.5).

Para determinar exatamente a potência ou efeito de refrigeração e a potência de compressão, seriam necessárias informações técnicas sobre o compressor. Suponhemos que se tratasse de um compressor alternativo, com 2 cilindros de 4 cm de diâmetro e 4 cm de curso, que operasse em uma rotação de 3492 rpm. Assim, poder-se-ia calcular seu deslocamento volumétrico:

$$DV = \frac{\pi \cdot 0{,}04^2}{4} \cdot 0{,}04 \cdot 2 \cdot \frac{3492}{60} = 0{,}005851\ \frac{m^3}{s}$$

Como v_1 = 0,1074 m³/kg (volume específico do vapor saturado, T = -12ºC), tem-se:

$$\dot{m} = \frac{0{,}005851}{0{,}1074} = 0{,}05448\ \frac{kg}{s}$$

Assim,

$$\dot{Q}_e = 0{,}05448 \cdot (391{,}7 - 262{,}7) = 7{,}028\ kW$$

e

$$\dot{W}_c = 0{,}05448 \cdot (430 - 391{,}7) = 2{,}0866\ kW$$

3.2.3- <u>COP do ciclo de Carnot</u>

Sadi CARNOT estabeleceu um ciclo ideal com máximo rendimento possível. Isto significa que nenhum outro sistema termodinâmico, operando entre duas temperaturas, terá um COP superior ao definido pela equação (3.12) (onde as temperaturas sempre devem ser calculadas em [K]):

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \qquad (3.12)$$

Este tipo de ciclo não existe na prática da refrigeração mas representa um limite para os sistemas de refrigeração, com o qual se podem estabelecer comparações dos ciclos reais.

<u>Exemplo</u>

Qual o COP máximo que poderia ser obtido em um condicionador de ar operando com uma temperatura de evaporação de 10°C e com uma temperatura de condensação de 45°C?

Solução: o COP máximo que poderia ser obtido seria dado pelo ciclo de Carnot neste sistema, ou seja, o COP máximo é o COP de Carnot.
Inicialmente converte-se as temperaturas para a escala Kelvin (absoluta).

Te = Te (°C) + 273 = 10 + 273 = 283 K
Tc = Tc (°C) + 273 = 45 + 273 = 318 K

Aplicamos então a eq. (3.12) para o cálculo do rendimento máximo de uma máquina de refrigeração dada pelo COP do ciclo de Carnot.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_E}{T_C - T_E} = \frac{283}{318 - 283} = 8{,}08$$

3.2.4- Ciclo de refrigeração com superaquecimento (ciclo prático)

Na análise anterior estudamos o chamado ciclo padrão, que se caracteriza por termos fluido saturado na saída do evaporador e fluido saturado na saída do condensador. Ná prática, o mais comum é o ciclo com superaquecimento do fluido refrigerante à saída do evaporador. Este ciclo tem como objetivo aumentar a capacidade de refrigeração do ciclo, ao mesmo tempo que procura garantir que no compressor entre somente vapor, uma vez que a entrada de líquido no mesmo pode provocar sérios danos ao seu funcionamento.

Para efetivar-se este superaquecimento, é muito comum nos refrigeradores domésticos, colocar em contato a tubulação quente do fluido saindo do condensador (a linha de vapor), com a tubulação fria do fluido saindo do evaporador (linha de líquido). Este contato funciona como um trocador de calor. Além de garantir a entrada de fluido superaquecido no compressor, esta configuração melhora a eficiência do ciclo para fluidos como o R-12 e o R-134a, além de eliminar a condensação da umidade do ar ambiente na linha de sucção, que pode ser prejudicial à conservação do refrigerador. A Figura 3.6 ilustra este tipo de sistema.

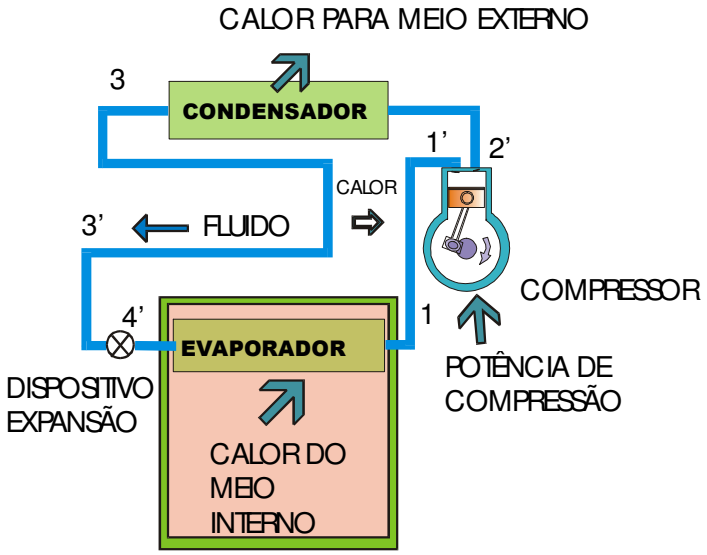


Figura 3.6 – Ciclo de refrigeração com superaquecimento.

Pode-se representar este sistema num diagrama p-h, conforme visualizado na Figura 3.7.

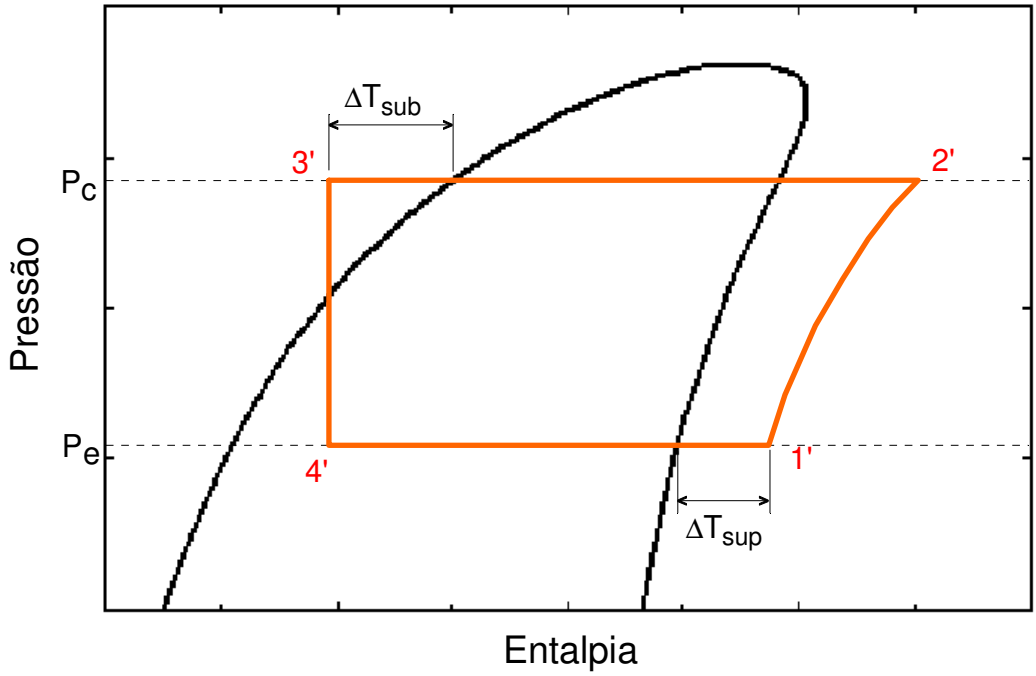


Figura 3.7- Diagrama pressão-entalpia para um ciclo com superaquecimento.

Nesta figura, pode-se notar que a entrada do compressor ocorre com o fluido no estado de vapor superaquecido, enquanto a entrada no dispositivo de expansão ocorre no estado de líquido subresfriado.

Observa-se que, para a determinação da entalpia do ponto 1', obrigatoriamente temos que utilizar o diagrama p-h, utilizando como referência a pressão de evaporação P_e e a temperatura $T_{1'}$, medida na linha de sucção. Para a determinação da entalpia do ponto 3', utilizamos a temperatura medida na linha de líquido, e aproximamos a entalpia como sendo igual à entalpia para o líquido saturado na temperatura $T_{3'}$ (conforme a Seção 2.5).

Este ciclo caracteriza-se por dois diferenciais de temperatura: o grau de superaquecimento ($\mathbf{\Delta T_{sup}}$) e o grau de subresfriamento ($\mathbf{\Delta T_{sub}}$). O grau de superaquecimento é definido como a diferença entre a temperatura no ponto 1' (linha de sucção) e a temperatura de evaporação do sistema:

$$\Delta T_{SUP} = T_{1'} - T_{evap} \tag{3.13}$$

Lembra-se que a temperatura de evaporação é a temperatura de saturação do fluido refrigerante na pressão de evaporação.

Já o grau de subresfriamento é definido como a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura medida no ponto 2' (linha de líquido):

$$\Delta T_{SUB} = T_{cond} - T_{3'} \tag{3.14}$$

onde a temperatura de condensação é a temperatura de saturação do fluido refrigerante na pressão de condensação.

Observe que esta modificação do ciclo prático tem como resultado o aumento substancial do efeito de refrigeração, representado pela diferença de entalpia entre os pontos 1' e 4' ($h_{1'} - h_{4'}$).

Quando comparado ao ciclo padrão (Fig. 3.4), observe que, devido ao superaquecimento, o ponto 1' está mais à direita do que o ponto 1, por isso tem entalpia maior. Ao mesmo tempo, o ponto 4' está mais à esquerda do que o ponto 4, em consequência do deslocamento do ponto 3 para 3', devido ao efeito de subresfriamento.

Entretanto, ao mesmo tempo, no ponto 1' o volume específico é maior do que no ponto 1, o que fará com que o fluxo de massa no sistema seja menor (eq. 3.10). Porém, para a maioria dos refrigerantes, o aumento do efeito de refrigeração, representado pela diferença de entalpia, ($h_{1'}$ – $h_{4'}$), suplanta o efeito da redução do fluxo de massa, resultando em um aumento da capacidade de refrigeração do sistema.

Exemplo

Fluido refrigerante R-134a está submetido a uma pressão de evaporação de 314,77 kPa, e a temperatura medida na saída do evaporador é de 15 °C. Determine se este fluido está subresfriado, superaquecido ou saturado.

Solução: Da tabela de propriedades termodinâmicas para o R-134a observa-se que, para a pressão de 314,77 kPa, a temperatura de saturação correspondente é de 2,0 °C. Ou seja, o fluido está com uma temperatura acima da temperatura de saturação, estando portanto no estado de vapor superaquecido, o que já era esperado por se tratar da saída do evaporador.

O grau de superaquecimento medido é (eq. 3.13):

$$\Delta T_{sup} = T_{1'} - T_{evap} = 15 - 2 = 13\,°C$$

Exercícios

(3.1) Um sistema de refrigeração opera de acordo com o ciclo padrão, com fluido refrigerante R-134a, e com temperatura de condensação de 40 °C e temperatura de evaporação de –10°C. Determine as pressões de operação. Calcule o coeficiente de performance.

(3.2) Considere o mesmo sistema de refrigeração do exercício anterior, operando de acordo com o ciclo prático, com grau de superaquecimento de 10ºC e grau de subresfriamento de 10ºC. Calcule o COP, e compare-o com o COP calculado no Prob. (1).

(3.3) Um condicionador de ar possui um sistema de refrigeração com refrigerante R-22, com temperatura de condensação de 52°C e temperatura de evaporação de 2°C. O grau de superaquecimento é de 10ºC e o de subresfriamento é de 12ºC (ciclo prático).

(a) calcule o coeficiente de performance;
(b) considerando que a potência de refrigeração desejada é de 10 kW, calcule o fluxo de massa necessário;
(c) calcule a potência de compressão;
(d) determine o deslocamento volumétrico do compressor.

(3.4) Um sistema de refrigeração opera com fluido refrigerante R-134a, à pressão de evaporação de 1,7 bar e pressão de condensação de 21,17 bar. Inicialmente considere o sistema operando de acordo com o ciclo padrão. O deslocamento volumétrico do compressor é de 0,001 m³/s.

(a) determine as temperaturas de condensação e evaporação;
(b) calcule o COP, a capacidade de refrigeração e a potência de compressão;
(c) determine a temperatura de descarga do compressor;
(d) alterando o sistema para que opere de acordo com o ciclo prático, com grau de subrefriamento e superaquecimento de 10ºC, calcule o COP, e compare com o valor original;
(e) determine a nova temperatura de descarga, e compare com o resultado original;
(f) recalcule o fluxo de massa, a capacidade de refrigeração e potência de compressão; compare com os valores anteriores: houve aumento ou redução ?

(3.5) Faça uma análise energética do condensador, aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica (eq. 1.3), e determine a equação para o cálculo do calor rejeitado no condensador, isto é, o calor transferido pelo condensador para o meio de condensação ($\dot{Q}_c$)

(3.6) Um sistema de refrigeração de uma câmara frigorífica industrial opera segundo o ciclo prático, com temperatura de condensação de 32°C e temperatura de evaporação de -30°C. O grau de superaquecimento é de 15ºC e o de subresfriamento, de 12ºC. O refrigerante utilizado é a amônia. O compressor do sistema possui 8 cilindros de 10 cm de diâmetro e 12 cm de curso, operando a uma rotação de 3.540 rpm. Calcule:

(a) o coeficiente de performance;
(b) o fluxo de massa circulando no sistema;
(c) a potência de refrigeração;
(d) a potência de compressão;
(e) o calor rejeitado no condensador.

(3.7) O sistema de refrigeração de um balcão frigorífico, com refrigerante R-134a, opera de acordo com o ciclo prático, com temperatura de condensação de 38°C e temperatura de evaporação de -10°C. A temperatura medida na linha de sucção é 0ºC, e a temperatura medida na linha de líquido é de 30ºC. Consultando-se o manual do equipamento, constata-se que o deslocamento volumétrico do compressor é 1,8 m^3/h. Calcule:

(a) o coeficiente de performance;
(b) o fluxo de massa no sistema;
(c) a potência de refrigeração;
(d) a potência de compressão;
(e) o calor rejeitado no condensador.

ANOTAÇÕES

ANOTAÇÕES