Jesué Graciliano da Silva

INTRODUÇÃO À TECNOLOGIA DA REFRIGERAÇÃO E DA CLIMATIZAÇÃO

Artliber
EDITORA

Prof. Jesué Graciliano da Silva
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina
Campus São José

Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização

3ª Edição
Revisada e ampliada

Artliber EDITORA

Copyright© 2004 by Artliber Editora Ltda.
1ª edição - 2003
2ª edição - 2010
3ª edição - 2019

Composição eletrônica:
Perfil Editorial

Revisão:

Rosemary Maffezzolli dos Reis

Ilustração de capa:
Alexandre Sahade Gonçalves

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Câmara Brasileira do Livro, SP, Brasil)

Silva, Jesué Graciliano da
Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização / Jesué Graciliano da Silva. - São Paulo: Artliber Editora, 2003.

Bilbliografia.

1. Ar condicionado 2. Refrigeração I. Título.

03-5785 CDD-621.56

Índices para catálogo sistemático:
1. Ar refrigerado: Engenharia mecânica 621.56
2. Refrigeração: Engenharia mecânica 621.56

2019

Todos os direitos desta edição reservados à
Artliber Editora Ltda.
Av. Diógenes Ribeiro de Lima, 3.294
05083-010 - São Paulo - SP - Brasil
Tel.: 3641-3893
info@artliber.com.br
www.artliber.com.br

Sumário

Apresentação 09
Agradecimentos 11
1 - Informações preliminares 13
2 - Conceitos básicos 21
2.1 - Sistemas de unidade 22
2.2 - Energia 24
2.3 - Calor 24
2.4 - Trabalho 25
2.5 - Potência 25
2.6 - Estados da matéria 26
2.7 - Propriedades termodinâmicas 27
2.7.1 - Temperatura 27
2.7.2 - Pressão 29
2.7.3 - Massa específica 32
2.7.4 - Calor específico 33
2.7.5 - Condutividade térmica 33
2.7.6 - Entalpia específica 34
2.7.7 - Entropia específica 36
2.7.8 - Diagrama pressão *versus* entalpia específica 36
2.8 - Conservação da energia 37
2.9 - Sistema e volume de controle 38
2.10 - Trocas de calor 42
2.11 - Mecanismos de transferência de calor 43

3 - Sistemas de refrigeração 51
3.1 - Introdução 51
3.2 - Refrigeração por compressão mecânica de vapor 55
3.3 - Refrigeração por absorção de vapor 58
3.4 - Refrigeração termoelétrica 61
4 - Sistemas de climatização 63
4.1 - Introdução 63
4.2 - Conforto térmico 65
4.3 - Aplicações da climatização 67
5 - Condicionamento do ar 75
5.1 - Definições básicas 75
5.2 - Carta psicrométrica 78
5.3 - Propriedades do ar 79
5.4 - Processos psicrométricos 84
6 - Desempenho dos Sistemas 95
6.1 - Coeficiente de desempenho (COP) 95
6.2 – Avaliação do índice E.E.R. do sistema 108
7 - Componentes 111
7.1 - Compressores 111
7.1.1 - Compressores alternativos 112
7.1.2 - Compressor rotativo 117
7.1.3 - Compressores de parafuso 118
7.1.4 - Compressores centrífugos 119
7.1.5 - Compresssores tipo *scroll* (caracol) 120
7.2 - Evaporadores 122
7.3 - Condensadores 125
7.4 - Torres de arrefecimento 127
7.5 - Condensadores evaporativos 129
7.6 - Dispositivos de expansão 132
7.7 - Linhas de fluido refrigerante 141
8 - Acessórios 143
8.1 - Termostato 144
8.2 - Visor de líquido 144
8.3 - Manômetros 145
8.4 - Filtro secador 146
8.5 - Válvula solenóide 146

8.6 - Pressostatos 147
8.7 - Pressostato de óleo 148
8.8 - Acumulador de sucção 148
8.9 - Separador de óleo 148
9 - Fluidos refrigerantes 151
9.1 - Nomenclatura 151
9.2 - Efeito do CFC na camada de ozônio 153
9.3 - Processos de vácuo e carga de fluído refrigerante 160
9.4 - *Retrofit* de sistemas de refrigeração 163
10 - Capacidade de câmaras frias 165
10.1 - Introdução 165
10.2 - Parcelas de carga térmica 167
10.2.1 - Parcela de transmissão 167
10.2.2 - Parcela de infiltração 169
10.2.3 - Parcela do produto 171
10.2.4 - Parcela decorrente de cargas diversas 174
11 - Projeto de climatização 181
11.1 - Princípios 181
11.2 - Condições de projeto 183
11.3 - Estimativa de carga térmica 185
11.3.1 - Efeito de armazenagem 198
11.3.2 - Zoneamento 199
11.3.3 - Aquecimento 199
11.4 - Detalhamento do projeto 203
11.4.1 - Casa de máquinas 203
11.4.2 - Isolamento da rede de dutos 203
11.4.3 - Filtros 204
11.4.4 - Tomada de ar externo 205
11.4.5 - Sistema de controle 206
12 - Projeto de rede de dutos 211
12.1 - Métodos de dimensionamento 211
12.1.1 - Arbitragem de velocidades 212
12.1.2 - Método de igual atrito 214
12.1.3 - Método da recuperação de pressão 216
12.2 - Estimativa de perda de carga 220

12.3 - Controle da distribuição do ar 226
12.3.1 - Grelhas de retorno 226
12.3.2 - Chapas de aço galvanizado 227
13 - Qualidade do ar interior 231
13.1 - O problema da qualidade do ar interior 231
13.2 - Origem do problema..... 232
13.3 - Os sistemas de condicionamento de ar e a qualidade do ar interior 233
13.4 - Metodologia para diagnóstico e tratamento de problemas de qualidade do ar em ambientes fechados 235
13.4.1 - Coleta de informações preliminares 236
13.4.2 - Entrevistas 237
13.4.3 - Inspeção *in loco* 237
13.4.4 - Medições 238
13.5 - Estado atual da normalização internacional..... 238
13.6 - A realidade brasileira 240
14 - Controle de ruído 243
15 - Instalação de *splits* 249
15.1 - Características básicas 249
15.2 - Princípios de uma boa instalação 250
16 - Diagramas elétricos 259
17 - Referências 265
18 - Anexos 267

5 - Condicionamento do Ar

5.1 – Definições básicas

Para se estudar sobre o condicionamento do ar, é importante que se tenha a compreensão dos princípios da psicrometria, palavra de origem grega e que significa "estudo do clima". Na área de climatização e refrigeração há um interesse específico de se conhecer quais as propriedades e quais são os processos psicrométricos sofridos pelo ar. Para facilitar este aprendizado, serão utilizadas cartas psicrométricas, que são importantes ferramentas para auxiliar o profissional em refrigeração e ar condicionado. No entanto, é importante registrar que devem ser utilizadas cartas psicrométricas corretas para cada localidade, pois a construção das mesmas depende da pressão atmosférica.

O ar atmosférico não é totalmente puro, mas sim uma mistura de muitos gases, umidade e de alguns poluentes. Deixando de lado os poluentes, a composição de ar seco é relativamente constante, variando levemente com o tempo, localização e altitude. Para fins de estudo, simplificamos que o ar é dividido em duas partes: ar úmido e ar seco. A parcela que contém vapor d'água dissolvido em sua composição é chamado de ar úmido; a outra parcela, que não contém nada de vapor, é chamada de ar seco.

O ar seco é uma mistura de Oxigênio, Nitrogênio, Argônio e Dióxido de Carbono entre outros componentes que se apresentam em menor proporção. Os principais são listados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Principais componentes do ar atmosférico – Fonte: ASHRAE Handbook

Componente	Fração molar ou proporção (%)	Massa molecular (Mol)
Oxigênio (O_2)	20,95	32,00
Nitrogênio (N_2)	78,09	28,02
Argônio (Ar)	0,93	39,94
Gás carbônico (CO_2)	0,03	44,01

O conhecimento das propriedades do ar é importante no estudo da psicrometria:

- Densidade do ar → 1,20 kg/m^3 para o ar seco a pressão de 101,325 kPa ou kN/m^2 e T=20°C
- Densidade da água → 1.000kg/m^3 a 4°C e 998,23 kg/m^3 a 20°C
- Pressão barométrica → 101.325 N / m^2
- O valor adotado para a aceleração da gravidade é 9,807m/s^2
- Para a água, R_w=461,52kJ/kmol.K e M_w=18,015 kg/kmol
- Para o ar seco, R_a=287,035kJ/kmol K e M_a=28,9645 kg/kmol (R_a=R/M_a)
- Constante universal dos gases ideais: R=8314,4kJ/kmol.K
- Massa molar do ar atmosférico seco é de 28,966 kg/kMol.

A densidade do ar seco pode ser calculada por meio da hipótese de que este se comporta como um gás perfeito, o que é totalmente admissível para as condições normais de temperatura e pressão.

Desta forma, isolando-se a densidade (ρ) na equação dos gases perfeitos tem-se:

$$\rho = \frac{p_a}{R_a \,.\, T} \tag{5.1}$$

Onde: p_a é a pressão do ar seco, R_a a constante do ar seco (R_a = 287,035 J/kg.K) e T é a temperatura do ar (em Kelvin). Como exemplo, supondo que o ar esteja a pressão atmosférica e que sua temperatura seja de 20ºC. A densidade é calculada da seguinte forma:

$$\rho = \frac{101.325}{287,035 \times (20 + 273,15)} = 1,20 \frac{kg}{m^3}$$

Observamos que a densidade do ar, nas condições normais de pressão e temperatura, é de 1,2 kg/m^3. Para fins de simplificação, é comum o uso desse valor em cálculos que não necessitam de grande precisão. É importante perceber, conforme mostrado pela equação 5.1, que a densidade do ar varia sensivelmente com a temperatura, o que explica o posicionamento do evaporador na parte superior dos refrigeradores. O ar frio, com menor temperatura tem uma densidade maior e, por isso, desce, criando correntes de convecção natural dentro do refrigerador.

A mistura de ar seco com vapor d´água dissolvido pode ser analisada segundo a Lei de Dalton. Essa lei diz que quando diversos gases ocupam um mesmo volume a uma dada temperatura, a pressão total provocada por estes é a soma das pressões parciais de seus constituintes, cada um considerado no mesmo volume e temperatura. Desta forma, a Lei de Dalton estabelece que:

■ A pressão exercida individualmente pelos gases da mistura é independente da presença de outros gases.

■ A pressão total da mistura de gases é a soma das pressões parciais dos componentes. Para o caso do ar atmosférico, a pressão total (p_t) é igual à soma da pressão parcial do ar seco (p_a) com a pressão parcial do vapor d´água (p_v) dissolvido no ar.

$$p_t = p_a + p_v \tag{5.2}$$

Na figura 5.1, ilustra-se a lei de Dalton de maneira gráfica.

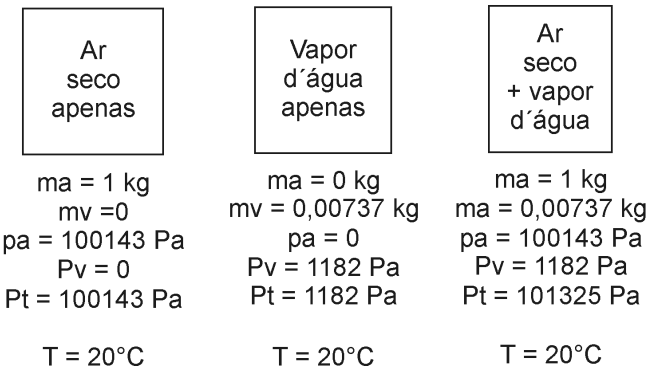

Figura 5.1 – Ilustração gráfica da Lei de Dalton

5.2 – Carta psicrométrica

As cartas psicrométricas são representações gráficas das propriedades do ar. A utilização das cartas facilita a análise dos processos psicrométricos envolvidos na climatização. Neste livro utilizaremos uma carta psicrométrica construída tomando por referência a pressão atmosférica de 101,325kPa. Para cada pressão é necessário utilizar uma carta psicrométrica correspondente.

Na figura 5.2, ilustra-se o esquema de uma carta típica. A explicação de cada linha ou escala é dada nos parágrafos que se seguem.

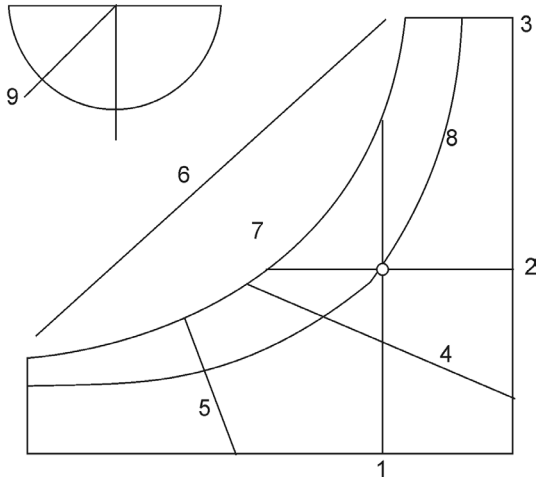

Figura 5.2 – Principais propriedades representadas na carta psicrométrica

1. Temperatura de bulbo seco (TBS) indicada na carta por linhas retas verticais (°C);

2. Umidade absoluta (w) representada por linhas horizontais (kg_v/kg_a);

3. Escala da umidade absoluta;

4. Temperatura de bulbo úmido (TBU). A escala de TBU está localizada na linha de saturação na extremidade esquerda da carta. A sua unidade é °C;

5. Volume específico (v) - A sua unidade é m^3/kg_a;

6. Entalpia específica (h) - A sua unidade é kJ/kg de ar seco e seu símbolo é "h";

7. Temperatura do ponto de orvalho (Torv) - (na linha de saturação) - A sua unidade é °C;

8. Umidade relativa (ϕ) - expressa em porcentagem;

9. Escala referente ao Fator de Calor Sensível (FCS).

5.3 – Propriedades do ar

Conforme observado na carta psicrométrica as principais propriedades do ar são: temperatura de orvalho, umidade relativa, umidade absoluta, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, entalpia e pressão de saturação. A seguir, vamos apresentar algumas dessas propriedades.

A temperatura na qual o vapor de água da atmosfera fica saturado é conhecida como **temperatura de orvalho do ar.** Esta propriedade é muito importante, pois, a partir dela, é possível calcular as espessuras de isolamento adequadas para dutos, câmaras frigoríficas e refrigeradores domésticos. Ou seja, se o isolamento é ruim, haverá uma temperatura superficial externa da parede da câmara muito baixa, e dessa forma, haverá condensação do vapor d´água presente no ar sobre esta superfície.

Como exemplo, é possível analisar se haverá condensação sobre um duto de aço galvanizado sem isolamento térmico por onde passa internamente um fluxo de ar a 15°C através de um ambiente que está a TBS de 32°C e TBU de 23°C.

Para resolver este tipo de questão, basta utilizar a carta psicrométrica, conforme ilustrado na Figura 5.3. Na carta, deve-se marcar o ponto referente às condições do ar externo (ponto 1). Deve se traçar uma linha horizontal da direita para a esquerda e verificar o ponto em que há cruzamento com a linha de saturação. Neste ponto, situa-se a temperatura de orvalho do ar externo. Ou seja, se a temperatura do ar é resfriada abaixo desse valor, haverá condensação. Nesse exemplo, a temperatura de orvalho é de 19,2°C e a temperatura da face externa do duto não isolado é praticamente de 15°C, o que faz com que a condensação da umidade seja inevitável. A solução deste problema geralmente é conseguida através do isolamento térmico do duto. Para calcular a espessura correta do isolamento, basta utilizar a equação de Fourier para a condução, conforme apresentamos no capítulo 2, utilizando para tanto a condutividade térmica do isolante.

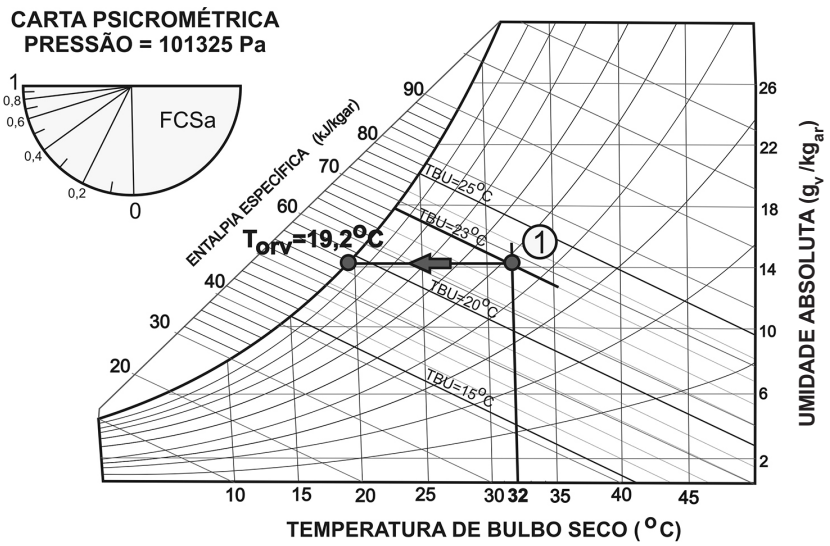

Figura 5.3 – Obtenção da temperatura de orvalho em uma carta psicrométrica.

A **umidade absoluta** é a relação entre a massa de vapor de água presente no ar e a massa de ar seco, ou de maneira mais simples, umidade absoluta é a quantidade de vapor d´água dissolvida em 1 kg de ar seco. Usualmente, é expressa em g de vapor de água por kg de ar seco. Na figura 5.4, tem-se o processo de obtenção da umidade relativa do ar na condição TBS = 25ºC e UR = 50%, que é de 10 gramas de vapor d´água dissolvidos para cada 1 kg de ar seco.

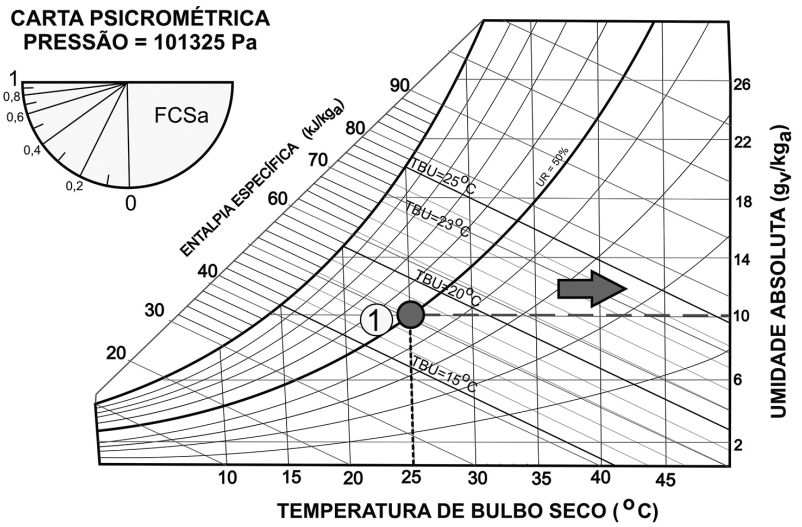

Figura 5.4 – Obtenção da umidade absoluta presente no ar.

Analiticamente, pode-se calcular a umidade absoluta presente no ar através da expressão:

$$w = 0{,}622\frac{p_v}{p_t - p_v} \tag{5.3}$$

Onde que p_v é a pressão parcial de vapor d´água contido no ar e p_t é a pressão total do ar.

A **umidade relativa** (UR ou ϕ) representa a relação entre a pressão parcial de vapor d´água presente no ar (p_v) e a pressão de saturação do mesmo a uma mesma temperatura (p_{sat})**.** Na Figura 5.5, ilustra-se a linha correspondente à umidade relativa de 40% em uma carta psicrométrica. Uma dada condição do ar pode ser identificada por duas de suas propriedades. Nesse caso, o ponto 1 marcado na carta significa que o ar está na condição TBS = 30ºC e umidade relativa (UR) de 40%. A pressão de saturação ocorre quando se tem o máximo possível de vapor d´água dissolvido no ar a uma dada temperatura "T". Neste caso, diz-se que o ar está saturado e adota-se esta condição para o cálculo da umidade relativa do mesmo.

$$UR = \left[\frac{p_v}{p_{sat}}\right]_T 100 \tag{5.4}$$

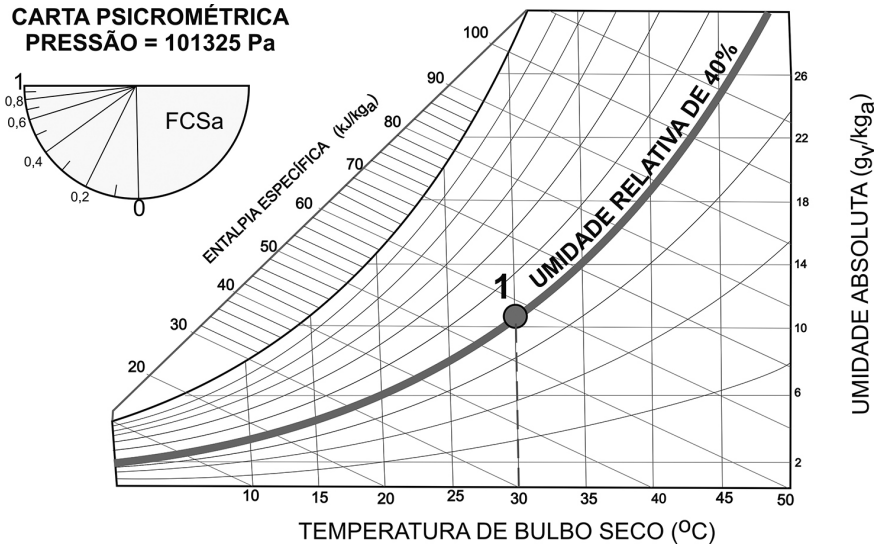

Figura 5.5 – Linha representativa da umidade relativa de 40% na carta psicrométrica.

Tomando-se o ar a uma dada temperatura, T_a, e certa pressão de vapor, p_v, e adicionando-se o máximo de vapor d'água fisicamente possível, obtém-se o ar saturado na temperatura T_a e com pressão de saturação $p_{sat}(T_a)$.

A pressão parcial de vapor d´água contido no ar é obtida a partir da relação com a pressão de saturação do ar, que é obtida por meio de tabelas de propriedades. Como exemplo, pode-se determinar qual é a umidade absoluta do ar que tem 40% de umidade relativa e uma temperatura de 30ºC para uma pressão atmosférica padrão, conforme apresentado a seguir.

Tabela 5.2- Resumo da relação entre a temperatura e a pressão de saturação do ar

Temperatura (ºC)	**Pressão de saturação (kPa)**
10	1,22
20	2,33
24	2,98
26	3,36
30	4,24
34	5,32

Sabe-se que a pressão parcial de vapor é o produto da umidade relativa pela pressão de saturação. Dessa forma, calculamos a pressão parcial de vapor.

$$p_v = UR \cdot p_{sat} = 0{,}4 \cdot 4{,}24 = 1{,}69 \text{ kPa}$$

A **Temperatura de Bulbo Seco do ar** (TBS) é a temperatura medida por um termômetro comum com proteção contra a radiação.

Se dois termômetros precisos forem colocados numa corrente de ar em movimento rápido, ambos registrarão a mesma temperatura. Porém, se o bulbo de um dos termômetros for coberto com uma mecha molhada, a sua temperatura descerá, primeiro rapidamente e depois lentamente até atingir um ponto estacionário. A leitura nesse ponto é chamada a **Temperatura de Bulbo Úmido do ar**. Sempre teremos TBU menor que TBS do ar. Isso se deve ao fato de a umidade da mecha retirar calor do bulbo para evaporar, o que reduz a temperatura do termômetro.

A quantidade de água que pode evaporar da mecha molhada para o ar depende completamente da quantidade de vapor de água que existe inicialmente no ar que passa pelo bulbo úmido. Se o ar já estivesse saturado com umidade, não evaporaria nenhuma água do bulbo para o ar e não haveria resfriamento no termômetro de bulbo úmido. Nesse caso, TBS seria igual à TBU. Quanto mais seco for o ar que passa pela mecha do termômetro de bulbo úmido, maior será a quantidade que se evaporará para a corrente de ar. Quanto maior for a quantidade de umidade evaporada para a corrente de ar, mais baixa será a leitura no termômetro de bulbo úmido. A diferença entre as leituras nos termômetros de bulbos úmido e seco é chamada depressão de bulbo úmido. Na figura 5.6, ilustra-se esse processo.

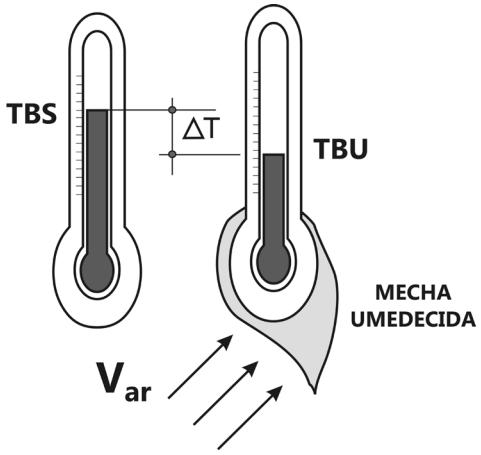

Figura 5.6 – Ilustração da obtenção da TBU e TBS.

Para obter leituras precisas com um termômetro de bulbo úmido, o ar deve ser movimentado ao passar pelo bulbo úmido. Se as leituras de bulbo úmido forem obtidas em ar calmo, o termômetro deve ser movido de modo a obter o movimento necessário do ar através do bulbo. Uma maneira de fazer isso é girar rapidamente o termômetro. Um instrumento conveniente para isso é o psicrômetro giratório. Dois termômetros são montados em uma peça metálica que gira em volta de um eixo em um cabo. Após molhar a mecha do termômetro de bulbo úmido, faz-se girar o instrumento durante cerca de meio minuto e, a seguir, anota-se a leitura dos dois termômetros. Se a mecha se tornar parcialmente seca, poderá ser necessário mergulhar de novo em água destilada antes de recomeçar as leituras.

Um tipo de psicrômetro muito utilizado é o de aspiração, no qual o ar é movimentado através de um pequeno ventilador.

A **entalpia específica (h)** é muito utilizada para indicar o nível de energia de uma substância. Em psicrometria, utiliza-se geralmente a variação de entalpia envolvida nos processos de tratamento do ar. Se uma transformação ocorre através da transferência de energia térmica apenas, pela Primeira Lei da Termodinâmica, pode-se obter a variação de entalpia como sendo igual à variação do calor adicionado ou removido.

Para a maioria das aplicações, pode-se adotar uma simplificação, observando-se que o calor específico do ar varia pouco na faixa de 0 a 50°C. Este valor se mantém na faixa de 1,006 a 1,009 kJ/kg °C.

$$h = 1{,}007.TBS + w(2501 + 1{,}8.TBS) \tag{5.5}$$

O **volume específico (v)** pode ser definido como o volume ocupado pela mistura (ar seco mais vapor), por unidade de massa do ar seco. O volume específico também pode ser entendido como o inverso da massa específica e pode ser obtido por meio da Equação dos Gases Ideais ou através da carta psicrométrica.

$$v = \frac{R_a . TBS}{p_t - p_v} \tag{5.6}$$

5.4 – Processos Psicrométricos

Os processos psicrométricos são as transformações ocorridas nas propriedades do ar durante a climatização/refrigeração. Alguns processos comuns no tratamento do ar são: resfriamento, desumidificação, aquecimento, umidificação e mistura de jatos de ar.

Neste livro, apresentaremos apenas os principais processos psicrométricos envolvidos no tratamento do ar.

Geralmente, o **resfriamento e desumidificação do ar** acontecem simultaneamente quando um fluxo de ar passa através de um evaporador, também chamado de serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD). Nesse processo, há redução da temperatura do ar e da umidade absoluta do mesmo, com condensação de parte do vapor d´água dissolvido no ar, o que exige providências quanto à instalação de bandeja de condensado com dreno. Na figura 5.7, ilustra-se este processo.

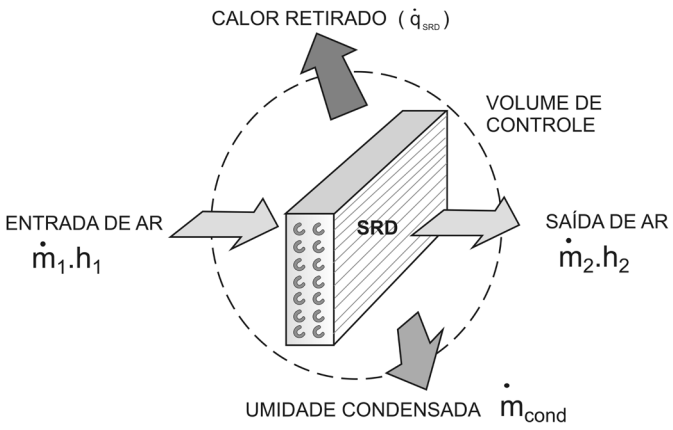

Figura 5.7 – Esquema do processo de resfriamento e desumidificação.

Para estudarmos o processo de resfriamento e desumidificação sofrido pelo ar, é muito importante que façamos balanços de massa e de energia através de volume de controle no envoltório dos equipamentos. No caso da serpentina de resfriamento e desumidificação, temos:

■ Balanço de massa: A vazão mássica de ar seco que entra no volume de controle é igual a vazão mássica de ar seco que sai deste volume, logo:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_a \tag{5.7}$$

E, da mesma forma, o balanço do fluxo de água dissolvida no ar pode ser calculada como:

$$\dot{m}_a \cdot w_1 = \dot{m}_a \cdot w_2 + \dot{m}_{cond} \tag{5.8}$$

■ Balanço de energia: A energia que entra no volume de controle é igual à energia que sai deste volume, logo:

$$\dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 + \dot{q}_{SRD} + \dot{m}_{cond} h_{cond} \tag{5.9}$$

Observamos que a entalpia da água condensada (h_{cond}) é muito pequena comparada com as outras grandezas dessa equação. Sendo assim, para fins de aplicações práticas, o último termo pode ser desprezado.

No processo de resfriamento e desumidificação é importante definir-se a grandeza conhecida como "fator de *by-pass*". Essa grandeza indica a eficiência da serpentina (SRD) em desumidificar uma determinada quantidade de ar. Se o contato entre o ar e serpentina fosse perfeito, o fluxo resultante deveria sair na condição de saturação com umidade relativa de 100% (ponto " i " sobre a linha de saturação). Na figura 5.8, esse processo é ilustrado em uma carta psicrométrica.

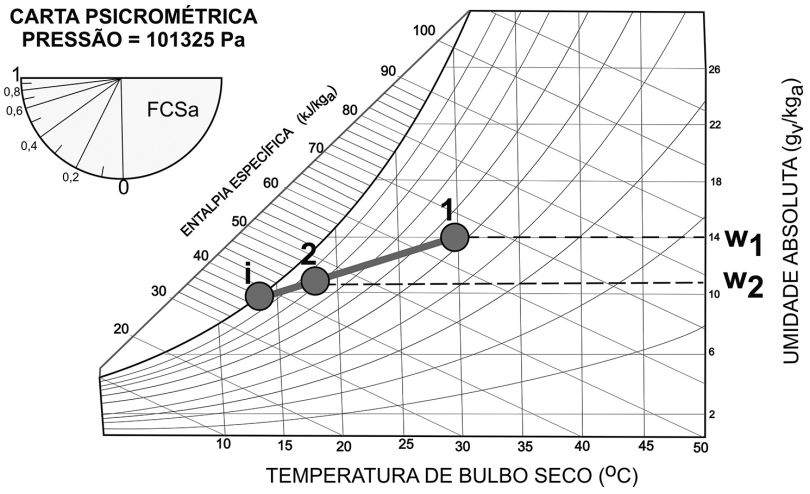

Figura 5.8 – Representação esquemática de um processo de resfriamento e desumidificação.

A equação que define o fator de *by-pass* (X) é dada conforme segue:

$$X = \frac{h_2 - h_i}{h_1 - h_i} \tag{5.10}$$

O **processo de aquecimento** ocorre quando um fluxo de ar atravessa um elemento aquecido. Este elemento pode ser uma bateria de resistências elétricas ou mesmo um trocador de calor. É muito importante observar que neste processo não há troca de calor latente, o que significa que a umidade absoluta da entrada deve ser igual à umidade absoluta da saída (w_1=w_2). Na figura 5.9, ilustra-se este processo.

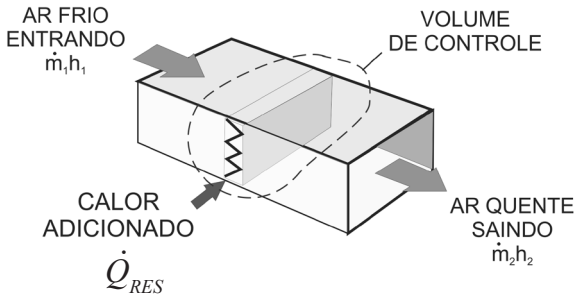

Figura 5.9 – Processo de aquecimento por uma serpentina.

Novamente, é preciso realizar um balanço de energia e de massa no volume de controle ao redor do equipamento de aquecimento. Dessa forma, nota-se que a vazão mássica de ar que entra é igual à vazão mássica que sai do volume de controle e também que:

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{Q}_{RES} = \dot{m}_a h_2 \tag{5.11}$$

Observa-se, ainda, que nos processos de aquecimento simples não há modificação da umidade absoluta do ar. Dessa forma, na carta psicrométrica os estados termodinâmicos do ar na entrada e na saída estão localizados sobre uma linha reta horizontal paralela ao eixo da temperatura de bulbo seco.

A umidificação é alcançada por meio da injeção de vapor d´água que deverá ser dissolvido no ar. Isso é feito através de uma serpentina imersa num banho de água quente e acionada quando se deseja maior umidade ou através de pulverizadores automáticos. Neste processo, há aumento da umidade absoluta dissolvida no ar e, dependendo da temperatura do vapor injetado, há também modificação da temperatura do mesmo. O máximo possível de umidificação neste processo é limitado através da saturação. Ou seja, quando a umidade relativa atingir 100 %, nenhum vapor adicional será dissolvido no ar sem que ocorra condensação.

A mistura de duas correntes de ar acontece geralmente na casa de máquinas do sistema de climatização, onde o ar de retorno, voltando do ambiente climatizado, é misturado com uma parcela de ar externo de renovação, fundamental para garantir uma qualidade do ar interior (Figura 5.10).

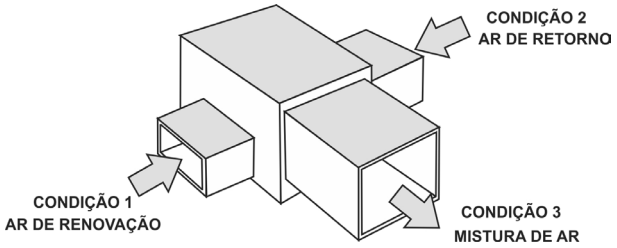

Figura 5.10 – Ilustração do processo de mistura de duas correntes de ar

Este processo, quando representado em uma carta psicrométrica, obedece à chamada "Lei da Linha Reta". Essa lei determina que as condições resultantes do fluxo de ar (3) podem ser obtidas em um ponto situado sobre uma reta que liga a condição do fluxo de ar (1) à condição do fluxo de ar (2), conforme ilustrado figura 5.11, onde é representada a situação em que uma vazão de 540m^3/h de ar externo de renovação na condição TBS = 32°C e UR = 60% é misturada com 2800 m^3/h de ar de retorno na condição TBS = 32°C e UR = 60%. Na carta tem-se que h_1 = 78kJ/kg e h_2 = 51kJ/kg.

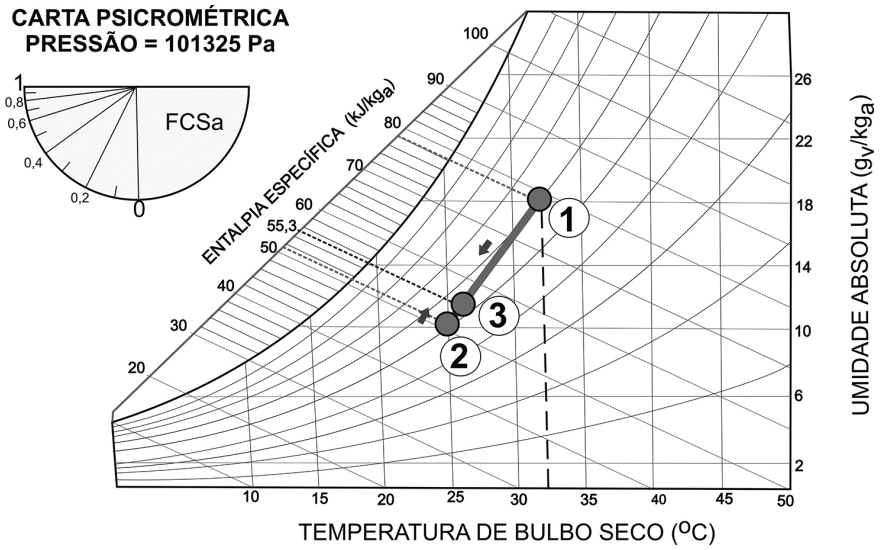

Figura 5.11 – Representação do processo de mistura de duas correntes de ar.

A entalpia do ar na condição de mistura (ponto 3) pode ser obtida por meio da aplicação de um balanço de energia (energia que entra no Volume de Controle é igual energia que sai do Volume de Controle). Nessa equação é possível utilizar também a vazão do ar em m^3/h.

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1.h_1 + \dot{m}_2.h_2}{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)} \quad (5.12)$$

Para os valores considerados temos h_3 = 55,3 kJ/kg_{ar}. Por inspeção na carta psicrométrica, o ar de mistura tem, aproximadamente, TBS = 26,5ºC e UR = 55%.

$$h_3 = \frac{540 \text{ x } 78 + 2800 \text{ x } 51}{3340} = 55{,}3 kJ / kg_{ar}$$

O processo de insuflamento de ar no ambiente faz com que o jato de ar frio receba uma parcela de carga térmica sensível e latente, o que proporciona um processo de aquecimento e umidificação. A linha representativa deste processo na carta psicrométrica ocorre paralela à linha de fator de calor sensível (FCS), dada através da relação entre a carga térmica sensível e a carga térmica total ambiente.

$$\text{FCS} = \frac{\text{carga térmica sensível}}{\text{carga térmica total}} \quad (5.13)$$

Para fins práticos, pode-se definir carga térmica como a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou adicionada ao ambiente condicionado para que se mantenham as condições desejadas de temperatura e umidade relativa. Para se representar o processo de insuflamento em uma carta psicrométrica, basta traçar uma linha paralela à linha de Fator de Calor Sensível ambiente (FCSa), partindo do ponto de retorno do ar (R) até o ponto de insuflamento. No exemplo mostrado na Figura 5.12 tem-se um FCSa de 0,7 marcado no transferidor à esquerda da carta psicrométrica. Uma linha paralela é traçada partindo do ponto R (25ºC e 50%). A temperatura de insuflamento geralmente é obtida pelo cruzamento da linha de entalpia do ar na condição de insuflamento com a linha paralela ao FCS.

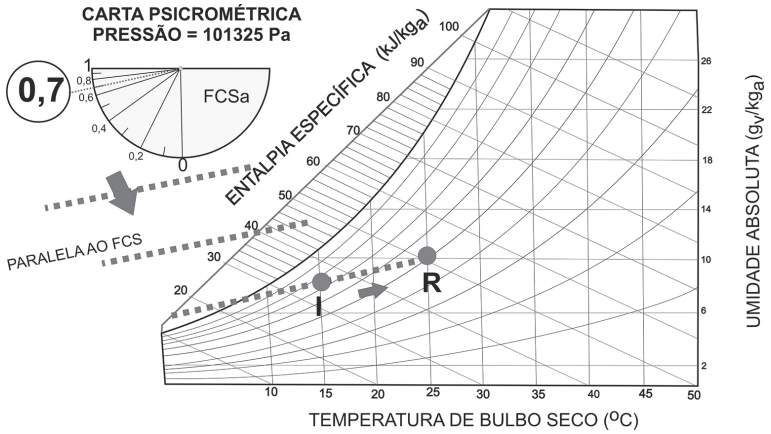

Figura 5.12 – Aplicação da linha de fator de calor sensível.

Na figura 5.13, ilustra-se uma representação típica de um processo de climatização para verão. Nota-se que o ar de retorno (2) é misturado com o ar externo (1), resultando no estado intermediário (3). A mistura é agora resfriada e desumidificada através da passagem pela serpentina de resfriamento e desumidificação e passa para o estado (4). Nessa condição, o ar é agora insuflado no ambiente, onde receberá carga térmica sensível e latente, atingindo novamente o estado (2). Pode-se observar que o processo de insuflamento no ambiente, que ocorre de 4 para 2, tem inclinação determinada pelo Fator de Calor Sensível (FCS).

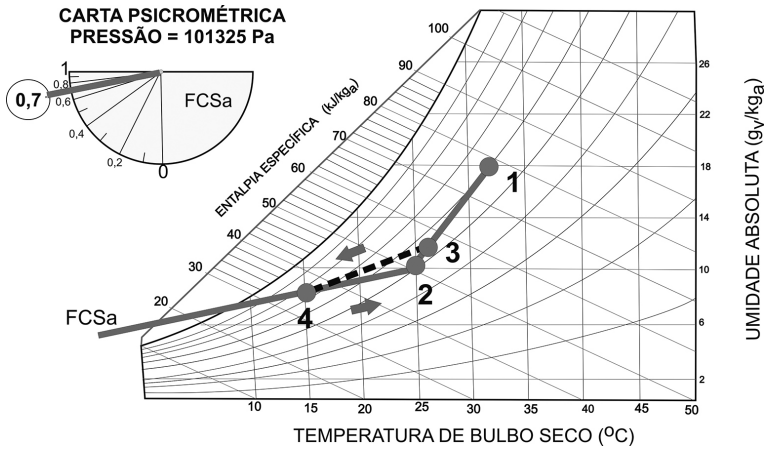

Figura 5.13 – Representação de um processo de climatização para o verão.

Exemplo de aplicação 1

Considere a instalação de climatização ilustrada na Figura 5.14. Observe que uma dada quantidade de ar de renovação (externo) é misturada com uma dada quantidade de ar de retorno antes da entrada no equipamento (SRD). A vazão mássica de ar externo (1) $\dot{m}_e$ = 0,7kg/s é misturado com um fluxo de ar de retorno $\dot{m}_r$ = 4,5kg/s. As condições do ar externo (E) ou ponto 1 são: TBS=32°C e umidade relativa (ϕ)=60%. Já o ar de retorno (2) apresenta as seguintes condições (iguais ao ar de exaustão, 2"): TBS=25°C e ϕ=50%. Sabendo ainda que a carga térmica sensível ambiente $\dot{Q}_{\text{sensível}}$ = 12kW e a carga térmica latente $\dot{Q}_{latente}$ = 2kW. Calcular:

- A temperatura do ar de insuflamento;
- A capacidade da serpentina de resfriamento e desumidificação;
- A quantidade de água retirada pela serpentina de resfriamento e desumidificação.

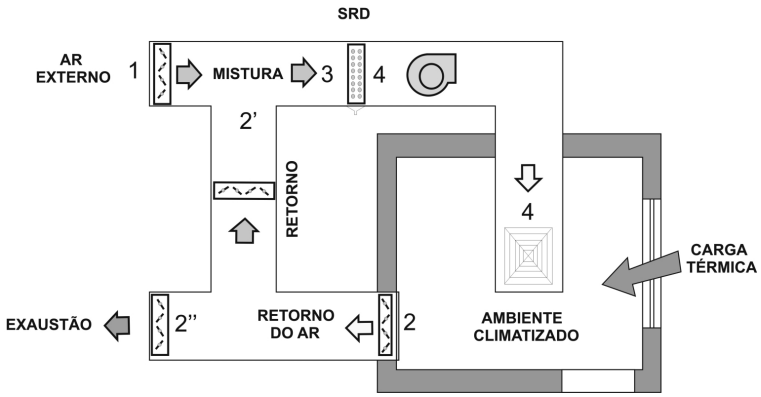

Figura 5.14 – Ilustração de um problema típico de climatização de zona única.

Solução

O primeiro passo é marcar as condições conhecidas na carta psicrométrica. Para isso são necessárias sempre duas propriedades termodinâmicas.

Ponto	Entalpia específica (kJ/kg)	Vazão mássica (kg/s)	TBS	UR
1	79,0	0,7	32	60%
2	50,5		25	50%
3				
4		5,2		
2'	50,5	4,5	25	50%
2''	50,5		25	50%

O segundo passo é realizar um balanço de massa e energia na casa de mistura, onde determinamos a vazão mássica de entrada na serpentina de resfriamento ($\dot{m}_3$) e a entalpia do ponto 3 através da Lei da Linha Reta, que diz que o ponto 3 está localizado sobre uma reta entre 1 e 2.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{2'}$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 0{,}7 + 4{,}5 = 5{,}2 kg/s$$

$$\dot{m}_1 . h_1 + \dot{m}_{2'} . h_{2'} = \dot{m}_3 h_3$$

$$h_3 = \frac{(0{,}7.79) + (4{,}5.50{,}5)}{5{,}2} = 54{,}3 kJ/kg_a$$

A entalpia do ponto 4 é calculada através de um balanço de energia no ambiente climatizado.

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_{CARGA_TÉRMICA} = \dot{m}_2 h_2$$

Onde $\dot{Q}_{CARGA_TÉRMICA}$ é a carga térmica total recebida pelo ambiente.

$$h_4 = \frac{\dot{m}_2 h_2 - \dot{Q}_{CARGA_TERMICA}}{\dot{m}_4} = \frac{(5{,}2.50{,}5) - 14}{5{,}2} = 47{,}8 kJ / kg_a$$

Com a entalpia 4 é preciso calcular e traçar a linha de Fator de Calor Sensível na carta. Como FCSa = 12/14 = 0,85 (relação entre a carga térmica sensível e a carga térmica total) devemos traçar uma reta a partir do ponto 2 na carta psicrométrica seguindo a mesma inclinação da linha de FCSa.

No cruzamento da linha paralela ao FCS (partindo do ponto 2) e da linha de entalpia específica da condição 4, h_4 = 47,8kJ/kg, encontramos o ponto 4 que tem TBS_4=22,8°C. Essa é a condição de insuflamento do ar no ambiente climatizado.

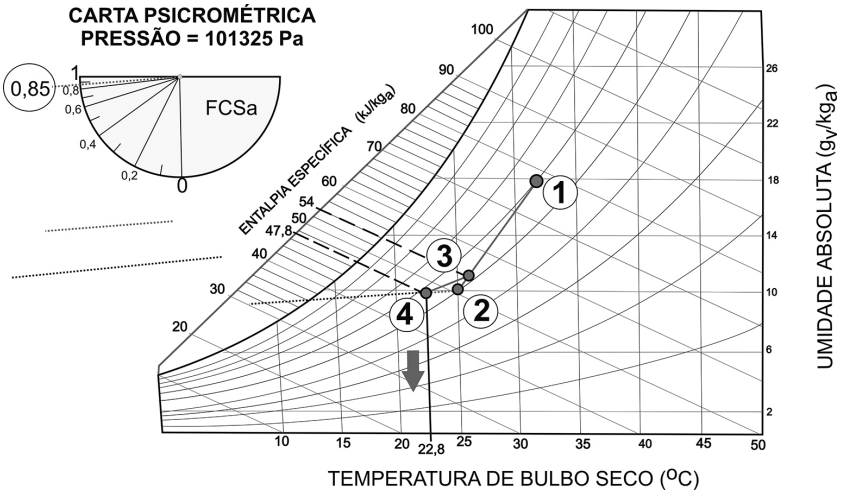

Figura 5.15 – Método gráfico para obtenção da condição 4 do ar de insuflamento.

A capacidade da serpentina de resfriamento e desumidificação é calculada a partir de um balanço de energia. A energia que entra com o fluxo de ar ($\dot{m}_3 h_3$) é igual a energia retirada pela serpentina $\dot{Q}_{SRD}$ mais a energia que sai com o fluxo de ar ($\dot{m}_4 h_4$).

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_{SRD} + \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{Q}_{SRD} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 = 5{,}2.(54{,}3 - 47{,}8) = 33{,}9kW$$

Da mesma forma calcula-se o fluxo de água retirada pela serpentina através do balanço de massa de água na serpentina.

$$\dot{m}_3 w_3 = \dot{m}_{cond} + \dot{m}_4 w_4$$
$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_3 w_3 - \dot{m}_4 w_4 = \dot{m}(w_3 - w_4)$$

Onde: $\dot{m}_a$ = 5,2kg/s, w_3 e w_4 são encontrados na carta psicrométrica como sendo 11,2 g_v/kg_{ar} e 9,5g_v/kg_{ar}, respectivamente. Logo a vazão mássica de condensado é de 8,84 gramas de vapor d´água por segundo.

Exemplo de Aplicação 2

Considere a instalação de climatização ilustrada na Figura 5.14. Um fluxo de 864m^3/h de ar externo com TBS=32°C e UR de 55% é misturado com o ar de retorno na condição de TBS = 25°C e TBU = 18°C antes de passar pela Serpentina de Resfriamento e Desumidificação (SRD). A carga térmica total é de 60.000BTU/h e a carga térmica sensível é de 42.000BTU/h. Considere a temperatura do ar de insuflamento como sendo 14,5°C. Qual é a capacidade da SRD?

Solução:

O Fator de Calor Sensível é calculado como sendo 42.000/60.000 = 0,7. No cruzamento da linha de TBS da temperatura do ar de insuflamento e da linha paralela ao FCS tem-se o ponto 4 na carta psicrométrica. A entalpia h_4 é de 35kJ/kg. A entalpia h_2=75kJ/kg. Logo, fazendo-se um balanço de energia no ambiente climatizado. O valor de 60.000BTU/h é equivalente a 17,58kW.

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_{CARGA_TERMICA} = \dot{m}_2 h_2 \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{CARGA_TÉRMICA}}{h_2 - h_4} = \frac{17{,}58(kJ/s)}{(75-35)(kJ/kg)} = 1{,}10kg/s$$

Com a vazão mássica de insuflamento encontramos a quantidade de ar de retorno, que será utilizada para se fazer o balanço de energia na mistura.

$$\dot{m}_{retorno} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{ext} = 1{,}10 - 0{,}24 \Rightarrow m_{retorno} = 0{,}86 kg/s$$

Um balanço de energia na mistura de ar encontramos h_3 = 56,2kJ/kg.

$$h_3 = \frac{(0{,}24 \text{ x } 75) + (0{,}86 \text{ x } 51)}{1{,}10} = 56{,}2 \ kJ/kg$$

Um balanço de energia na Serpentina de Resfriamento e Desumidificação permite a obtenção da capacidade de resfriamento.

$$\dot{Q}_{srd} + \dot{m}_4 \, h_4 = \dot{m}_3 \, h_3$$

$$\dot{Q}_{srd} = \dot{m} \, (h_3 - h_4) = 1{,}10 \, . \, (56{,}2 - 35) = 23{,}32 kW$$

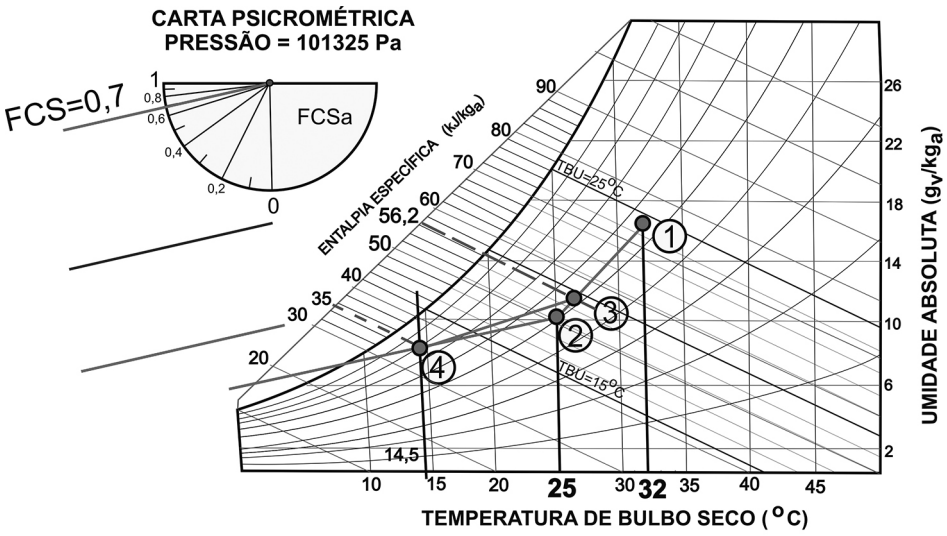

Figura 5.16 – Ilustração dos processos psicrométricos envolvidos na climatização.

6 - Desempenho dos Sistemas

6.1 – Coeficiente de desempenho (COP)

Um ciclo de refrigeração pode ser analisado em termos de sua eficiência energética por meio do Coeficiente de Performance (COP), uma grandeza adimensional. O COP, também conhecido como Coeficiente de Desempenho, é comumente utilizado para avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto para tanto, podendo ser definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \tag{6.1}$$

Onde $\dot{Q}_E$ é a potência de refrigeração (kW) e $\dot{W}_C$ é a potência de compressão (kW), que podem ser calculados a partir da inserção dos 4 principais estados termodinâmicos do fluido refrigerante no diagrama pressão *versus* entalpia específica ilustrado na Figura 6.1:

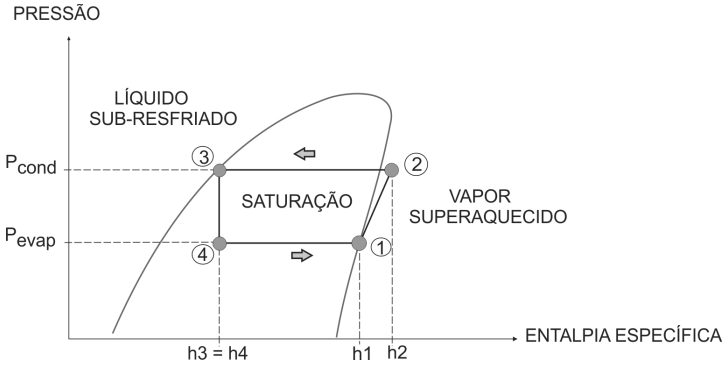

Figura 6.1 – Ilustração de um ciclo de compressão mecânica no diagrama p x h

Conforme apresentado anteriormente, na definição de volume de controle, as potências de compressão e de refrigeração podem ser obtidas através de balanços de energia no compressor e no evaporador, respectivamente. Nos volumes de controle (VC) envolvendo esses componentes, há uma potência de acionamento entrando no compressor, há um fluxo de fluido refrigerante entrando no VC com uma dada entalpia específica e um fluxo de fluido refrigerante saindo do VC em outra entalpia específica.

Pode-se escrever para um balanço no VC envolvendo o compressor:

$$\dot{m}\,h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}\,h_2 \tag{6.2}$$

Onde $\dot{m}$ corresponde a vazão mássica do fluido refrigerante (kg/s), h a entalpia específica do fluido (kJ/kg) e $\dot{W}_c$ a potência de compressão (kW). Nota-se, na equação 6.2, que o lado esquerdo corresponde à taxa de energia que entra no compressor na unidade de tempo e o lado direito corresponde à taxa de energia que sai do compressor na unidade de tempo. Isolando-se a potência de compressão e considerando-se a vazão mássica constante, tem-se:

$$\dot{W}_C = \dot{m}\,h_2 - \dot{m}h_1$$

logo: (6.3)

$$\dot{W}_C = \dot{m}\,(h_2 - h_1)$$

Analogamente, pode-se escrever para o evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}\,(h_1 - h_4) \tag{6.4}$$

Exemplo de aplicação 1

Considere um sistema de refrigeração padrão operando com fluido refrigerante R134a, com temperatura de condensação de 42°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 6.2.

Solução

É conveniente iniciarmos a solução de problema preenchendo uma tabela que resume as principais propriedades do fluido ao longo do ciclo de refrigeração. A tabela permite sistematizar o cálculo do COP. Inicialmente, devemos traçar o ciclo no diagrama pressão *versus* entalpia específica, conforme ilustrado na Figura 6.2.

As propriedades do fluido refrigerante R134a podem ser encontradas na página do fabricante na internet.

Nas tabelas e diagramas de propriedades termodinâmicas é possível se obter os valores das pressões de alta (linha de condensação) e de baixa (linha de evaporação). O preenchimento da tabela começa pelos pontos mais fáceis: 1, 3 e 4. O processo de evaporação acontece à temperatura constante (-12°C) e por isso o ponto 1 está localizado na linha de vapor saturado seco com título = 1. O ponto 3 (42°C) está localizado sobre a linha de líquido saturado. O ponto 4 (-12°C) tem a mesma entalpia específica que o ponto 3 e está sobre a linha de baixa pressão. Já o ponto 2 está sobre uma linha isoentrópica partindo de 1 e sobre uma linha isobárica na pressão de condensação.

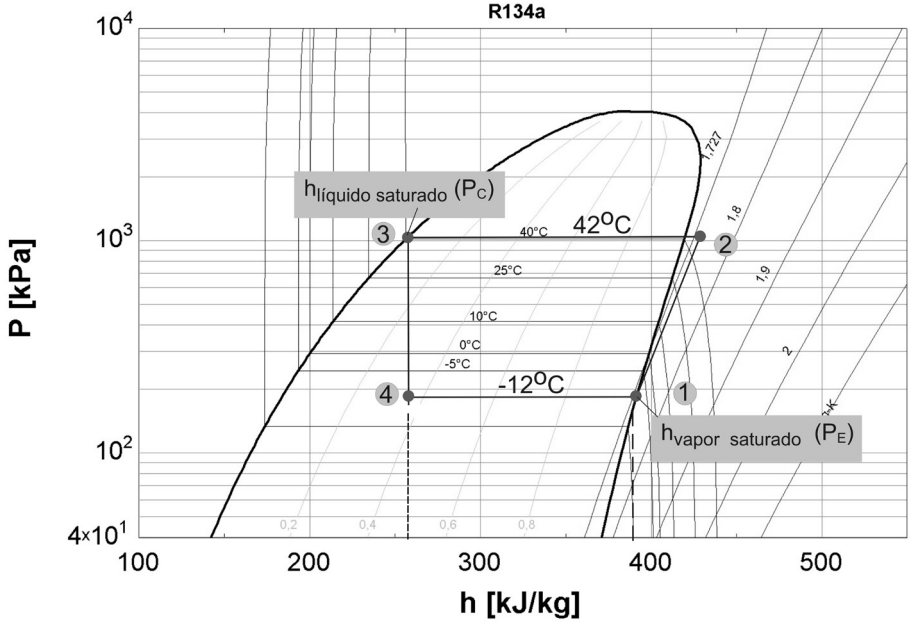

Figura 6.2 – Preenchimento de um diagrama pressão *versus* entalpia específica para o problema

Tabela 6.1 – 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	42				0	Líquido saturado
4	-12				x_4	Líquido e vapor

Tabela 6.2 – Propriedades para o R134 na região de saturação

T [°C]	P [kPa]	Entalpia [kJ/kg]		Entropia [kJ/kg°C]	
		$h_{líquido}$	h_{vapor}	$s_{líquido}$	s_{vapor}
-12	185,22	184,1	391,7	0,9407	1,7456
42	1073,26	259,6	420,6	1,2006	1,7115

Com essa tabela preenchida podemos obter as entalpias específicas no ponto 1, 3 e 4. Conforme a Figura 6.2, 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 como sendo h_{vapor} para a temperatura de –12°C. Esse valor é de 391,7kJ/kg. Já a entalpia do ponto 3 pode ser obtida observando que no diagrama pressão *versus* entalpia, o ponto 3 está no estado de líquido saturado (sobre a curva de saturação) sendo que seu valor pode ser lido da tabela 6.2, na coluna de $h_{líquido}$ para 42°C. Esse valor é de 259,6kJ/kg. Como o processo de expansão é considerado isoentálpico, temos, então, a entalpia do ponto 4 como sendo igual a do ponto 3.

Na Tabela 6.2, podemos obter informações apenas da região da saturação. Já no ponto 2, saída do compressor, o fluido encontra-se superaquecido. Logo, é possível encontrar a entalpia específica do ponto 2 por meio gráfico no digrama pressão *versus* entalpia. Há possibilidade de uso de programas tais como o *Engineering Equation Solver* (EES) e Refprop para obtenção exata dessas informações. Mas, para fins de aproximação dos cálculos o diagrama pressão *versus* entalpia específica é suficiente.

Para obter a entalpia do ponto 2, indica-se, na Figura 6.3, o ponto 1 na temperatura de -12°C e traça-se uma isoentrópica partindo deste ponto até encontrar a linha horizontal da pressão de condensação. Neste encontro tem-se

o ponto 2. A entalpia pode ser obtida lendo-se o valor diretamente na extremidade horizontal do diagrama. Nesse exemplo, o valor da entalpia específica do ponto 2, conforme ilustrado na Figura 6.3 é aproximadamente 430 kJ/kg.

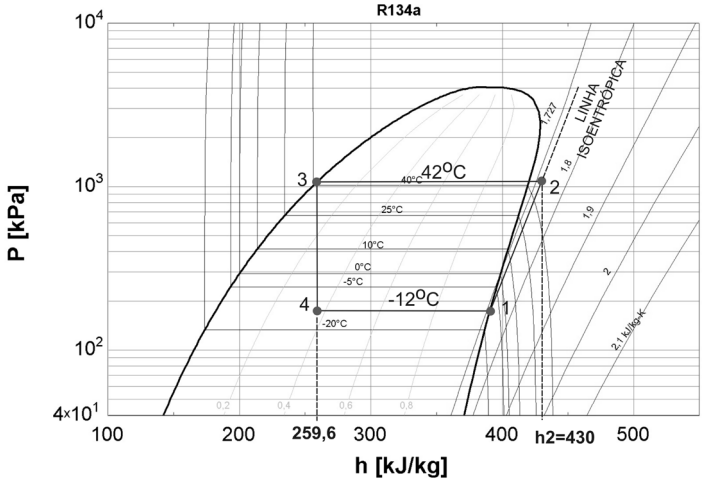

Figura 6.3 – Esquema de obtenção do ponto 2 na região de superaquecimento para o R134a.

Logo, a tabela 6.1 pode ser preenchida desta forma:

Tabela 6.3 – 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	1,7456	100	Vapor saturado seco
2	52	1073,26	**430**	1,7456	-	Vapor superaquecido
3	42	1073,26	259,6	1,2006	0	Líquido saturado
4	-12	185,22	259,6	s_4	x_4	Líquido e vapor

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

$$x_4 = \frac{h_4 - h_l(P_E)}{h_v(P_E) - h_l(P_E)} = \frac{259,6 - 184,1}{391,7 - 184,1} = \frac{75,5}{207,6} = 0,36 \qquad (6.5)$$

Onde as grandezas h_l e h_v correspondem à entalpia do líquido saturado e do vapor saturado, respectivamente, ou seja, sobre a curva de saturação.

Nesse caso, o valor do título é de 0,36 ou 36%. Ou seja, no evaporador, o fluido refrigerante entra com aproximadamente 36% de fluido no estado de vapor e com 64% no estado líquido.

Já a grandeza entropia específica do ponto 4 pode ser calculada por:

$$s_4 = s_l(P_E) + x_4[s_v(P_E) - s_l(P_E)] \tag{6.6}$$

Logo, tem-se que a entropia do ponto 4 é:

$$s_4 = 0{,}9407 + 0{,}36\ (1{,}7456 - 0{,}9407) = 1{,}23 \frac{kJ}{kg.^{\circ}C}$$

Pode-se ainda calcular o COP do sistema através dos valores das entalpias encontradas na tabela 6.3, aplicados na equação 6.1.

$$COP = \frac{(391{,}7 - 259{,}6)}{(430 - 391{,}7)} = 3{,}45$$

Pode-se observar, também, que a vazão mássica não foi necessário para solucionar esta equação, uma vez que este termo aparece no numerador e no denominador da equação.

Nicolas Sadi Carnot (1796 – 1832) estabeleceu que nenhum sistema, operando entre duas fontes de temperaturas diferentes, terá um COP superior ao definido pela equação 6.7. Observe que T_F = Temperatura da Fonte Fria e T_Q = Temperatura da Fonte Quente. As temperaturas devem ser inseridas na equação na unidade Kelvin.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} \tag{6.7}$$

No exemplo dado, com a temperatura de evaporação de –12°C e a temperatura de condensação de +42°C, vamos considerar que a temperatura da fonte fria seja T_F = -2°C e a temperatura da fonte quente T_Q = 32°C. Nesse caso, o COP de Carnot deve ser calculado como sendo:

$$COP_{CARNOT} = \frac{(-2 + 273{,}15)}{(32 + 273{,}15) - (-2 + 273{,}15)}$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{271{,}15}{34} = 7{,}9$$

Comparando o COP calculado em 3,45 com o COP de Carnot é possível afirmar que a eficiência do sistema é de 43%.

$$\text{Eficiência} = 100 \cdot \frac{3{,}45}{7{,}9} = 43\%$$

Os sistemas de refrigeração utilizados na prática funcionam com um determinado grau de superaquecimento do fluido refrigerante à saída do evaporador, também chamado de ΔTsuper. Isso acontece para garantir que no compressor entrará 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, promover-se o contato da tubulação quente do fluido refrigerante saindo do condensador com a tubulação fria do fluido, saindo do evaporador. Esse contato funciona como um trocador de calor. Além da vantagem de garantir a entrada de apenas fluido superaquecido no compressor, esta configuração melhora a eficiência do ciclo para fluido R134a, garante um grau de sub-resfriamento à entrada do capilar e elimina a condensação da umidade do ar ambiente sobre a linha de sucção, que pode ser muito desagradável e prejudicial à conservação do refrigerador. A figura 6.4 ilustra este tipo de sistema.

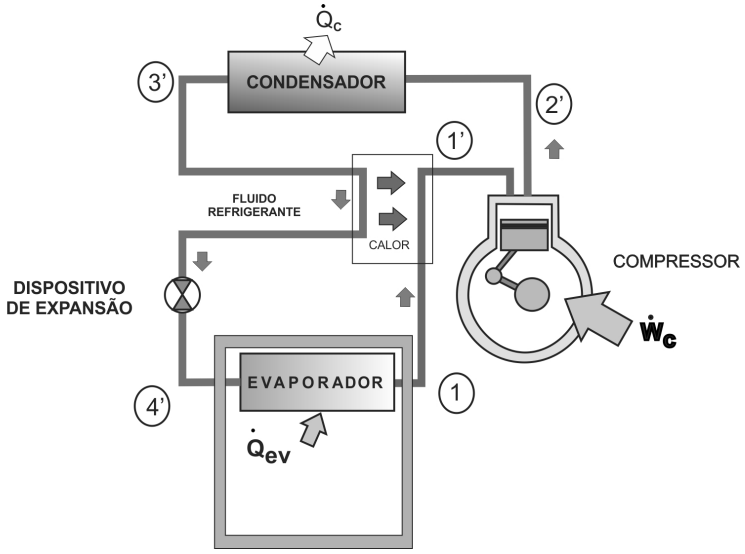

Figura 6.4 – Sistema de refrigeração com superaquecimento por trocador de calor interno

Pode-se representar este sistema num diagrama pressão *versus* entalpia conforme visualizado na Figura 6.5.

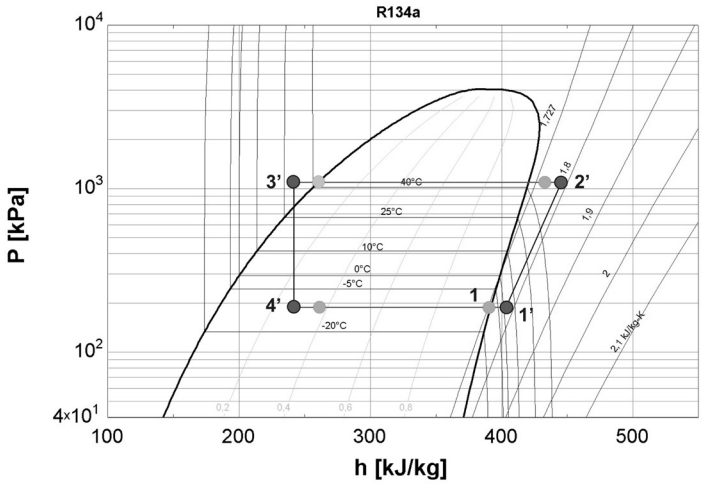

Figura 6.5 – Diagrama pressão *versus* entalpia específica para um ciclo com superaquecimento.

Nessa 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 sub-resfriado. O COP deste sistema pode ser calculado por:

$$COP = \frac{(h_1 - h_{4'})}{(h_{2'} - h_{1'})} \tag{6.8}$$

Para melhor compreensão do cálculo do COP para sistemas com superaquecimento e sub-resfriamento, ilustramos a seguir a solução do problema pelo método totalmente gráfico.

Exemplo de Aplicação 2

Supondo que Exemplo de Aplicação 1 seja acrescentado um ΔT de 5°C de superaquecimento e 5°C de sub-resfriamento, pode-se utilizar o diagrama pressão *versus* entalpia, a seguir, para resolver o problema pelo método gráfico.

Inicialmente, devemos inserir os pontos representativos dos estados termodinâmicos do fluido refrigerante no diagrama pressão *versus* entalpia para o R134a. Para isso é fundamental considerar o grau de superaquecimento indicado. Pelo método gráfico é possível ler diretamente no diagrama as entalpias específicas, conforme ilustrado na Figura 6.6:

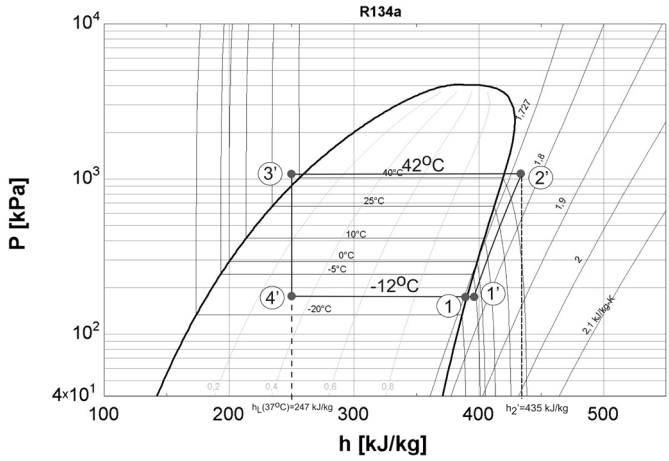

Figura 6.6 – Ilustração da marcação dos pontos no diagrama pressão *versus* entalpia específica

A partir das informações obtidas na Figura 6.6 construímos a tabela:

Ponto	T (°C)	P (kPa)	h kJ/kg)
1'	-12	185,22	~398
2'	~55	1073,26	**~435**
3'	42	1073,26	~247 (h_L 37°C)
4'	-12	185,22	~247

Aplicando na equação 6.8 é possível calcular o coeficiente de desempenho do ciclo:

$$COP = \frac{391,7 - 247}{435 - 398} = 3,91$$

Em geral, os ciclos com superaquecimento e sub-resfriamento apresentam COP superior, se comparados com ciclos sem superaquecimento / sub-resfriamento. Há aplicações em que a temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor ficaria muito elevada. Por isso é muito comum o resfriamento intermediário do fluido refrigerante e o uso de dois estágios de compressão, conforme ilustrado na Figura 6.7. Neste caso, o cálculo do COP é dado pela equação modificada:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}} \qquad (6.9)$$

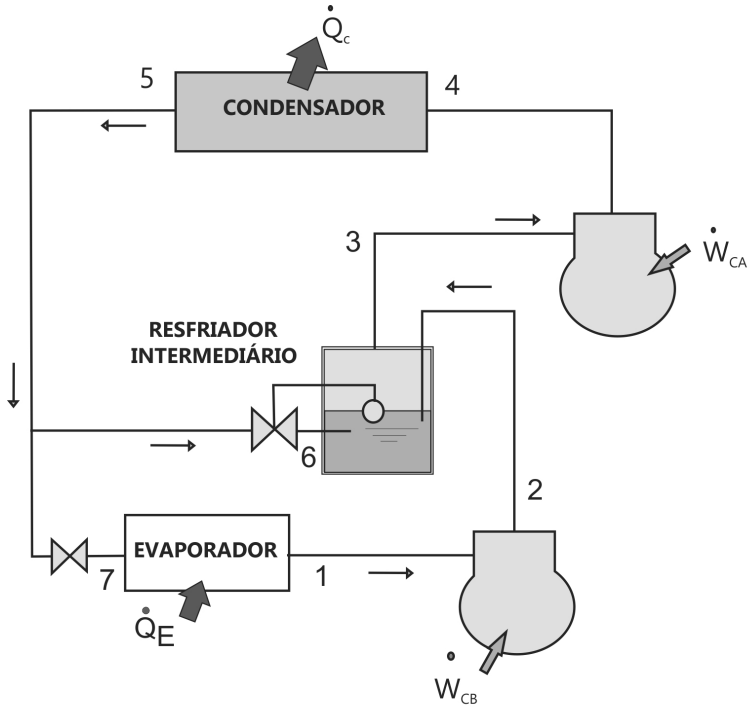

Figura 6.7 – Sistema com dois estágios de compressão e resfriamento intermediário.

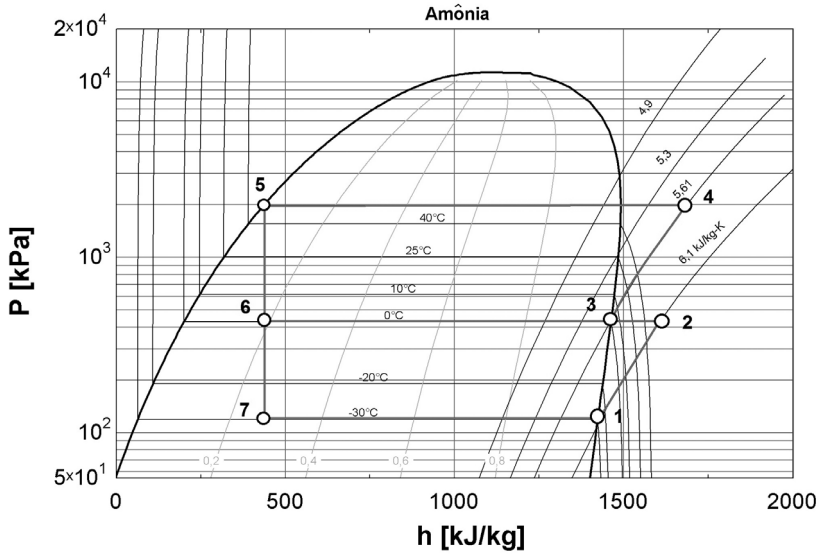

Figura 6.8 – Representação de um processo de dois estágios de compressão no diagrama pressão *versus* entalpia específica.

Exemplo de aplicação 3

Outra configuração de um sistema de refrigeração com dois estágios de compressão e resfriamento intermediário pode ser visualizada na Figura 6.9. Para essa condição, calcule o COP do ciclo considerando que a temperatura do evaporador 2 é de -30°C; a temperatura do evaporador 1 é de +5°C e a temperatura de condensação é de 40°C. O fluido refrigerante utilizado é a amônia.

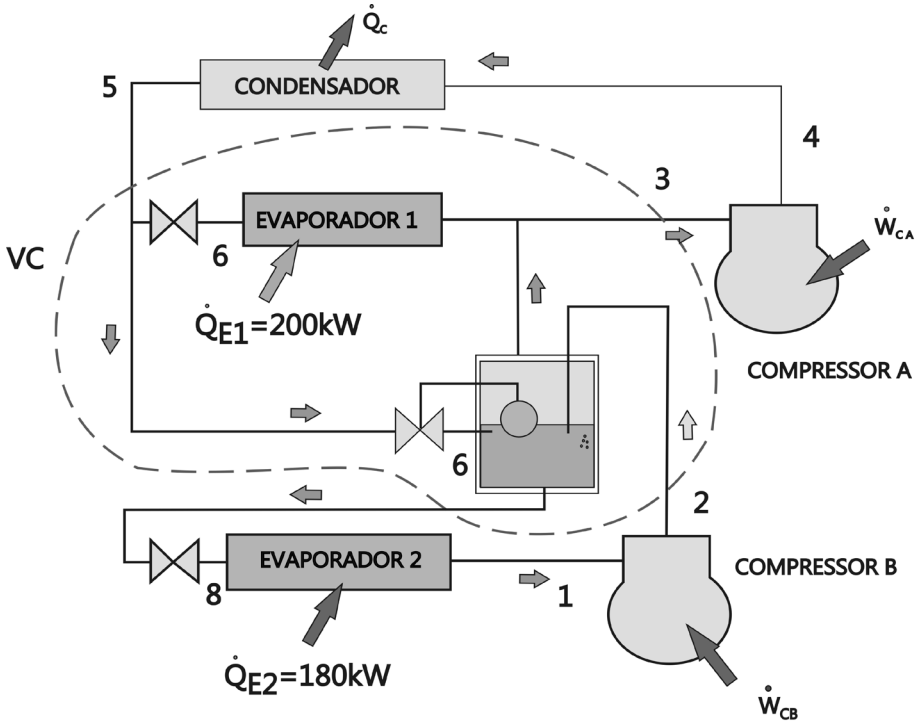

Figura 6.9 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores e dois compressores.

Para solução deste problema, deve-se iniciar representando o processo num diagrama pressão *versus* entalpia. Além da consulta ao diagrama pressão *versus* entalpia para a amônia (NH_3), é preciso também consultar uma Tabela de propriedades termodinâmicas para se obter as entalpias específicas para o fluido refrigerante na condição de líquido saturado para T_{E2} = -30°C, T_{E1} = +5°C, e T_C = 40°C. A partir dessas informações é possível preencher a tabela de propriedades. Observe o diagrama p *versus* h desse ciclo na Figura 6.10.

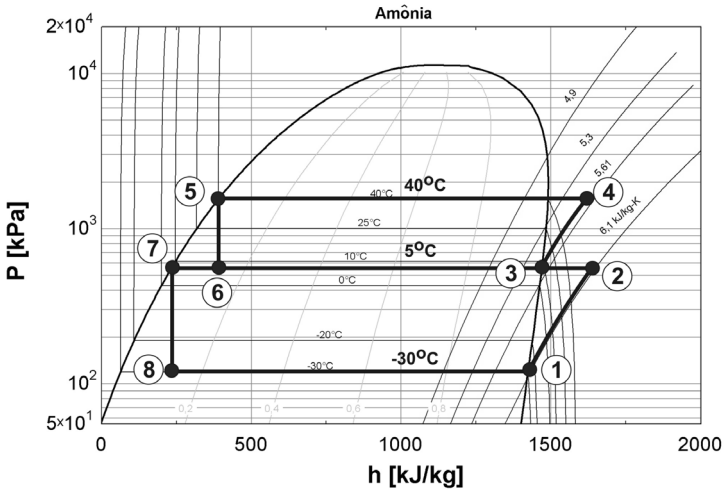

Figura 6.10 – Representação do diagrama pressão *versus* entalpia específica para amônia

Ponto	Entalpia (kJ/kg)	Ponto	Entalpia (kJ/kg)
1	1420	5	390,58
2	1620	6	390,58
3	1465	7	223,18
4	1635	8	223,18

Um balanço de energia no evaporador 1 possibilita a obtenção da vazão mássica $\dot{m}_{E1}$.

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{E1}(h_3 - h_6)$$

$$\dot{m}_{E1} = \frac{200}{(1465 - 390{,}58)} = 0{,}186\,\text{kg/s}$$

Um balanço de energia no evaporador 2 possibilita a obtenção da vazão mássica $\dot{m}_{E2}$.

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{E2}(h_1 - h_8)$$

$$\dot{m}_{E2} = \frac{180}{(1420 - 223{,}18)} = 0{,}15\,\text{kg/s}$$

Como a vazão mássica que passa pelo evaporador 2 é igual a vazão mássica que passa pelo compressor 1 pode-se calcular a potência de compressão do compressor "B".

$$\dot{W}_{CB} = \dot{m}_B (h_2 - h_1) = 30kW$$

Para o cálculo da potência de compressão do compressor "A" faz-se.

$$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_A (h_4 - h_3)$$

O valor da vazão mássica $\dot{m}_A$ depende do balanço de energia no volume de controle destacado no sistema:

$$\dot{Q}_{E1} + \dot{m}_A . h_5 + \dot{m}_B . h_2 = \dot{m}_B . h_7 + \dot{m}_A . h_3$$

$$200 + \dot{m}_A . (h_5 - h_3) = \dot{m}_B . (h_7 - h_2)$$

$$\dot{m}_A = \frac{0{,}15.(223 - 1620) - 200}{390{,}58 - 1465} = 0{,}3812 \quad \frac{kg}{s}$$

Logo se tem o cálculo da potência de compressão "A" dada por:

$$\dot{W}_{cA} = 0{,}38 . (1635 - 1465) = 64{,}8kW$$

Finalmente, o COP desse sistema é dado pela relação entre a energia útil obtida e a energia gasta no processo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}} = \frac{200 + 180}{30 + 64{,}8} = 4{,}01$$

Na Figura 6.11, tem-se a comparação dos Coeficientes de Performance para vários fluidos refrigerantes em diferentes temperaturas de evaporação e com uma Temperatura de Condensação fixa de 40°C.

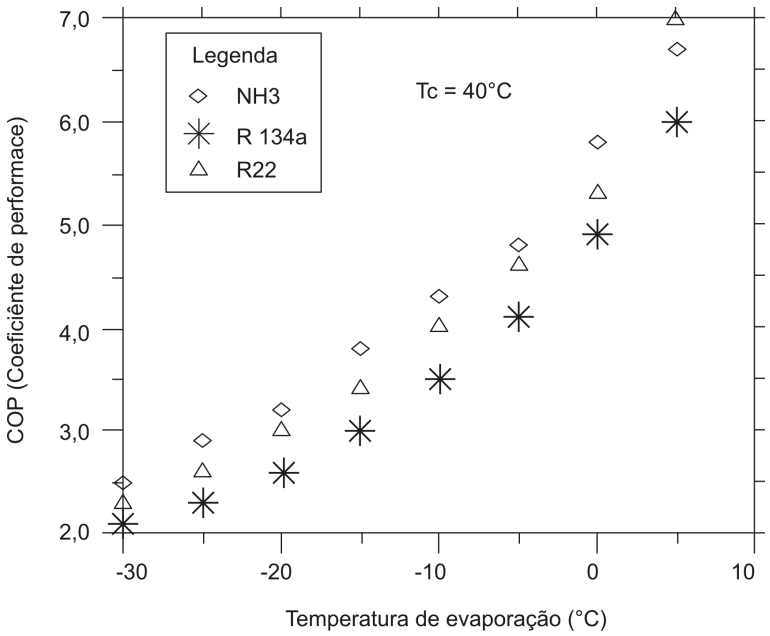

Figura 6.11 – Influência da temperatura de vaporização

Na Figura 6.12, tem-se uma comparação do COP para duas temperaturas de condensação diferentes. O COP do ciclo A é menor que o COP do ciclo B, uma vez que nesse último tem-se uma relação de compressão menor. É o caso dos sistemas que operam com condensação à água.

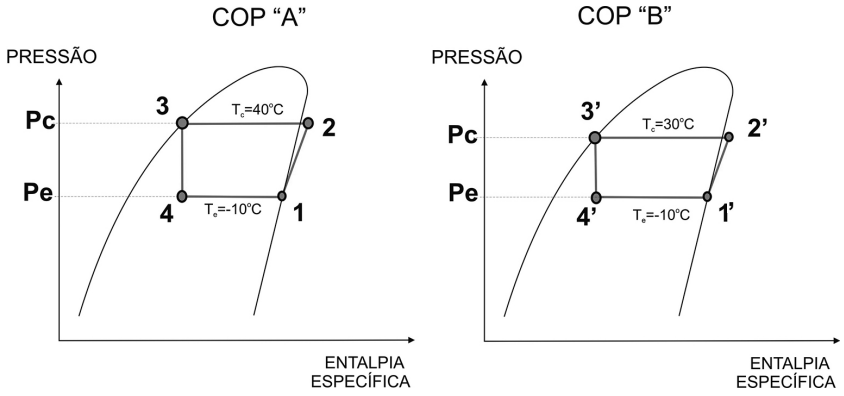

Figura 6.12 – Influência da temperatura de condensação no COP

6.2 – Avaliação do Índice E.E.R. do Sistema

Neste capítulo, estudamos a definição da eficiência de um ciclo através do COP. Para um condicionador de ar podemos calcular o COP do ciclo de

refrigeração, mas se quisermos comparar a eficiência global deste aparelho devemos utilizar o E.E.R., do inglês *Energy Efficient Ratio*, que é um conceito de índice de eficiência. Para um determinado aparelho de condicionamento de ar calculamos o EER através da seguinte equação:

$$EER = \frac{\dot{Q}_E}{Pot} \quad [(\text{BTU/h})/\text{W}] \tag{6.10}$$

Onde: $\dot{Q}_E$ representa o calor retirado do ambiente, expresso por norma em BTU/h, e Pot é a potência elétrica consumida [W].

Na década de 80, o EER para aparelhos de ar condicionado de janela no Brasil era da ordem de 6,5 a 7,5(BTU/h)/W. Atualmente, este valor está na faixa de 8 a 11(BTU/h)/W. As melhorias tecnológicas incluem a utilização de compressores rotativos / scroll em substituição aos compressores alternativos. Após a crise de abastecimento de energia elétrica ocorrida em 2001 no Brasil, a eficiência dos aparelhos de condicionamento de ar (EER) recebeu um destaque ainda maior.

Para obter valores de EER em um determinado equipamento deve-se obter seu catálogo técnico e localizar a informação da capacidade de refrigeração em BTU/h e o consumo total do equipamento em Watt.

A partir do EER é possível analisar se equipamento consome mais do que outro. Dessa forma é possível se fazer comparações de consumo de energia em um determinado período de tempo e decidir se determinado equipamento é mais adequado do que outro, mesmo que o custo inicial seja superior. Para se realizar esse estudo, é comum que se analise o custo inicial da máquina, o consumo de energia pelo período de utilização (10 anos, por exemplo) e o custo de manutenção.

Exemplo de aplicação:

Compare a partir de análise de custos qual a solução mais econômica para uma instalação de ar condicionado entre as duas opções abaixo. O sistema poderá ser composto por várias unidades de janela ou de *splits*. A capacidade total instalada é de 30TR. O uso é de 8 horas por dia durante 260 dias por ano ao longo de 10 anos de uso. Analise as alternativas a partir dos custos iniciais e de operação. Considere que 1kW.h custa R$ 0,30.

■ Sistema de ar de janela – E.E.R de 7,0 – custo inicial de R$ 600,00 por TR, custo mensal de manutenção de R$ 20,00 por TR.

■ Sistema *split* – E.E.R. de 9,0 – custo inicial de R$ 1.000,00 por TR, custo mensal de manutenção de R$ 30,00 por TR.

Para resolver essa questão é importante calcular os custos de operação e iniciais para cada tipo de equipamento. A capacidade de 30 TR corresponde a 30 x 12.000 = 360.000 BTU/h.

Para um aparelho de ar condicionado de janela, o consumo em Watts destes equipamentos pode ser calculado através da equação para EER:

$$\text{Consumo (W)} = \frac{\textit{capacidade (BTU/h)}}{\textit{E.E.R.}} = \frac{360.000}{7{,}0} = 51428W$$

Observamos que o gasto de energia elétrica, ao longo dos 10 anos, é calculado por:

$$\textit{Gastos em R\$} = \textit{consumo (em kW.h)} \times \textit{número horas . R\$/kWh}$$

O número de horas é de 8 x 260 x 10 = 20800h. Desta forma:

$$\textit{Gastos em R\$} = 51{,}428 \times 20800 \times 0{,}30 = \textit{R\$}\ 320.910{,}72$$

O custo inicial é calculado por:

$$\textit{Custo inicial em R\$} = \frac{600\ \textit{R\$}}{\textit{TR}} \times 30 = \textit{R\$}\ 18.000{,}00$$

Já o custo de manutenção é calculado por:

$$\textit{Custo manutenção em R\$} = \frac{\left(\frac{\textit{R\$ 20,00}}{\textit{mês}}\right)}{\textit{TR}} \times 30\ \textit{TR} \times 120\ \textit{meses} = \textit{R\$}\ 72.000{,}00$$

Somando-se os custos de manutenção, de energia elétrica e inicial tem-se: R$ 410.910,72. Os mesmos cálculos podem ser realizados para os equipamentos *splits* obtendo-se: R$ 387.600,00. Nesse exemplo, é possível perceber que a instalação dos *splits* será mais vantajosa do ponto de vista econômico. O custo inicial superior deverá ser compensado pelo menor custo de energia elétrica ao longo dos anos.

10 - Capacidade de Câmaras Frias

Baseado nas notas de aula do Prof. Rogério Vilain (IF-SC)

10.1 – Introdução

Nesse capítulo vamos mostrar como realizar o dimensionamento de uma câmara frigorífica de pequeno porte. Inicialmente é importante ressaltar que a conservação de alimentos pode ser realizada por meio do resfriamento, que é a diminuição da temperatura de um produto até uma determinada temperatura próxima de 0ºC e por meio do congelamento a temperaturas menores que 0ºC. Esse processo depende do controle da temperatura, umidade relativa; velocidade e quantidade de ar circulado e da velocidade de redução de temperatura. A umidade relativa incorreta pode provocar a desumidificação dos alimentos, o que na maioria dos casos não é um efeito desejado. A velocidade de congelamento também pode alterar o gosto dos alimentos. Uma câmara fria de pequeno porte é mostrada na Figura 10.1.

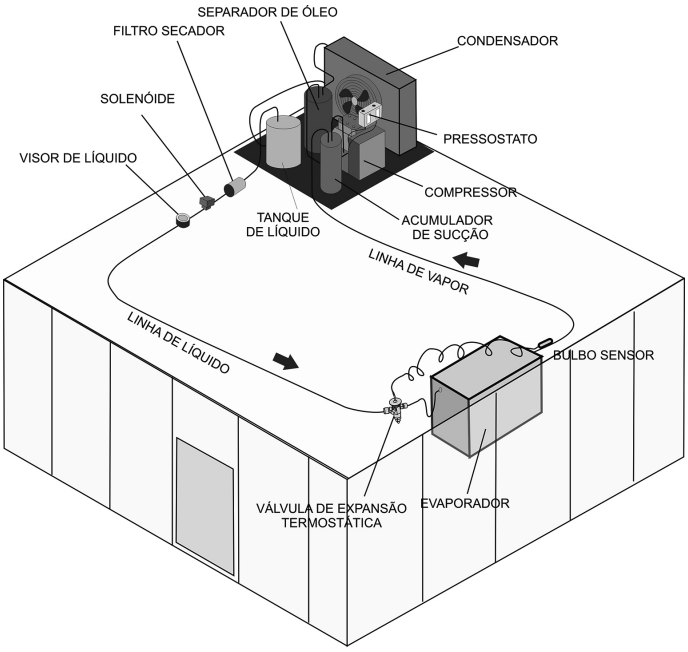

Figura 10.1 – Ilustração de uma câmara frigorífica de pequeno porte.

O objetivo fundamental da conservação é evitar a deterioração dos alimentos, que nada mais é que a alteração da composição orgânica dos mesmos pelo envelhecimento. No senso comum, deterioração é a perda ou alteração do gosto, aroma e consistência. Os principais destruidores dos alimentos são os microrganismos tais como fungos (mofo, leveduras) e bactérias. O resfriamento rápido aumenta o período de conservação, mas não melhora a qualidade do produto. O resfriamento rápido pode ser realizado por meio do insuflamento direto de ar frio, imersão em água gelada ou por resfriamento evaporativo.

Quando se trata de ampliar o tempo de conservação de algumas frutas tem sido comum o controle da atmosfera do interior da câmara, reduzindo-se o teor de O_2 e aumentando o teor de CO_2, que reduz a taxa de respiração do produto.

Em geral, os equipamentos empregados em câmaras frigoríficas de grande porte possuem múltiplos estágios de compressão e utilizam a amônia como fluido refrigerante. Há alguns anos as câmaras frias de pequeno porte com máquinas do tipo *plug-in* vêm ganhando mercado pela facilidade de instalação. Este tipo de equipamento, na maioria das vezes, já apresenta um painel digital e degelo automático.

Para a dimensionamento desse tipo de equipamento é muito importante realizar a estimativa correta da carga térmica necessária para manter o ambiente refrigerado. A carga térmica depende do tipo de produto; frequência de entradas e saídas dos produtos durante a semana; plano de produção e colheita; temperaturas dos produtos ao entrarem nas câmaras; quantidade diária (kg/dia) de produtos a serem mantidos resfriados, congelados, ou que devam ser resfriados ou congelados rapidamente; tipo de embalagem; temperaturas internas; umidade relativa interna e externa; duração da estocagem e método de movimentação das cargas. Nesse texto os cálculos serão realizados no Sistema Internacional de Unidades (watts). Mas é comum encontrar esses cálculos em kcal/h. Para converter uma unidade em outra basta lembrar que 1kcal/h é igual a 1,16W.

10.2 – Parcelas de carga térmica

Uma câmara fria ganha calor devido à infiltração de ar quente e úmido durante a abertura das portas para entrada e saída de alimentos, devido à transmissão através das paredes, piso e teto, devido à presença de pessoas e máquinas internas; devido à iluminação e devido ao produto que é armazenado. A seguir, vamos detalhar cada uma destas parcelas.

10.2.1 – Parcela de transmissão

Corresponde à quantidade de calor transmitida por condução através de paredes, tetos e pisos. Esta carga depende da diferença de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, das propriedades constitutivas das paredes e da área superficial de troca. Por isso é muito importante a escolha da espessura e do tipo de isolamento térmico.

Na Tabela 10.1 são apresentadas essas informações de acordo com o tipo de produto a ser armazenado.

Tabela 10.1- Valores práticos para cálculo de carga térmica para câmaras frigoríficas

	Carnes	Lacticinios	Verduras	Congelados	Ovos	Frutas	Lixo	Peixes com gelo	Frango
Temperatura de entrada do produto (°C)	+ 15	+15	+ 30	- 10	+ 30	+ 30	+ 30	+ 10	+ 15
Temperatura interna da câmara (°C)	- 1 + 2	+ 2 + 4	+ 4 + 6	- 18 -20	0	+ 4 +6	+ 2	+ 1 +2	+ 1 +2
Espessura do isolamento (mm)	100 (EPS)	100 (EPS)	100 (EPS)	150 (PUR)	100 (EPS)	100 (EPS)	100 (EPS)	100 (EPS)	100 (EPS)
Calor específico aproximado (kJ/kg °C)	3,22	3,56	3,85	1,72	3,06	3,85	3,35	3,18	3,31
Movimentação diária em kg/m² de área	100	100	80	100	--	80	100	80	80

EPS = isolamento de poliestireno PUR = isolamento de poliuretano

É importante ressaltar que o isolamento bem dimensionado também evitará a condensação de umidade do ar sobre a superfície externa. Esse problema foi mostrado no Capítulo 5. Simplificadamente é possível calcular a parcela de transmissão pela Lei de Fourier para condução unidimensional.

$$\dot{Q}_1 = \frac{k.A.\Delta T}{L} \qquad (10.1)$$

Onde: $\dot{Q}_1$ é a taxa de calor trocada em W; "k" é a condutibilidade térmica

do material (W/m.°C), A é a área superficial da câmara (m^2), ΔT é diferença de temperatura do ar entre os lados de dentro e de fora da câmara (°C) e L = espessura do isolante (m) disponibilizado na Tabela 10.1.

Caso uma parede da câmara receba insolação solar é preciso adicionar um ΔT' no valor de ΔT na equação 10.1. O valor que deve se acrescentado depende da orientação solar e da cor da parede (Tabela 10.2).

Tabela 10.2- Valores de ΔT' (°C) para paredes recebendo insolação.

Orientação	Cor da parede		
	Escura	Média	Clara
Leste ou O este	6	3,5	2
Nordeste ou Noroeste	3,2	2	1
Norte	1	0,2	-
Forro	10	6	3,5

10.2.2 – Parcela de Infiltração

É a parcela correspondente ao calor do ar que ingressa na câmara através de suas aberturas. Toda vez que a porta é aberta para entrada e saída de alimentos armazenados o ar externo que penetra para o interior da câmara acrescenta uma quantidade de carga térmica adicional. Em câmaras frigoríficas com movimentação intensa e com baixas temperaturas, este valor aumenta. Nesses casos é muito importante a utilização de uma antessala, uma cortina de ar ou de PVC para reduzir ao máximo a infiltração. Pode-se calcular a parcela de infiltração (W) por meio da equação em 10.2.

$$\dot{Q}_{inf} = N \,.\, V_{câmara} \,.\, Q''_{removido} \qquad (10.2)$$

Onde: "N" é o número de trocas de ar em 1 hora, dado pela Tabela 10.3, $V_{câmara}$ é o volume de ar (m^3) e $Q''_{removido}$ é o calor a ser removido do ar (W/ m^3) dado pelas Tabelas 10.4 e 10.5.

Tabela 10.3 - Valores de N - número de renovações do ar por segundo ($x10^{-3}$)

Volume da câmara (m^3)	Número de renovações "N"	
	Ti < 0	Ti > 0
15	0,23	0,29
20	0,20	0,25
30	0,16	0,19
50	0,12	0,15
75	0,09	0,12
100	0,08	0,10
150	0,06	0,08

Tabela 10.4- kJ/m^3 removidos no resfriamento do ar para as condições de condicionamento (Ti > 0)

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C) e UR (%)									
	25°C			30°C			35°C		40°C	
	50%	60%	70%	50%	60%	70%	50%	60%	50%	60%
15	12,77	18,59	24,57	23,90	35,66	43,95	49,81	56,09	66,14	79,12
10	26,58	32,27	38,18	31,86	48,98	57,35	59,02	69,07	70,74	99,21
5	34,58	44,37	50,23	53,58	60,70	69,07	70,74	80,79	90,42	103,39
0	48,98	54,84	60,28	63,63	71,16	79,12	80,79	90,84	100,05	113,86

Tabela 10.5 – kJ/m^3 removidos no resfriamento do ar para as condições de condicionamento (Ti < 0)

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C) e UR (%)									
	5°C		10°C		25°C		30°C		35°C	
	70%	80%	70%	80%	50%	60%	50%	60%	50%	60%
0	9,17	11,09	14,19	15,36	50,23	56,09	64,88	72,42	82,05	92,09
-5	19,30	20,97	23,48	24,66	59,02	64,88	73,26	80,79	90,00	100,05
-10	27,08	28,76	30,85	32,06	66,14	71,58	80,37	87,49	96,70	106,74
-15	34,95	36,67	38,26	39,43	73,26	78,70	87,07	94,19	103,39	113,44
-20	42,70	44,37	45,63	46,88	79,95	85,81	93,77	101,30	1114,73	120,14
-25	49,81	52,33	52,74	53,58	86,23	92,09	99,63	107,58	116,37	126,42
-30	56,93	58,60	59,02	60,28	92,93	98,37	106,32	113,44	122,23	132,28
-35	64,05	65,72	66,14	66,56	98,79	104,23	112,60	119,30	128,09	133,95
-40	70,74	72,42	72,84	73,26	104,65	110,51	118,46	125,16	133,95	143,58

10.2.3 – Parcela do Produto

É a parcela de carga térmica decorrente do calor que deve ser removido do produto que entra na câmara a uma determinada temperatura. É composta das seguintes partes: calor sensível antes do congelamento (resfriamento); calor latente de congelamento; calor sensível após o congelamento (congelamento) e calor de respiração (para frutas). O produto que entra na câmara deve ser resfriado até a temperatura de condicionamento, em um determinado intervalo chamado de tempo de condicionamento. Se o produto deverá ser conservado acima da temperatura de congelamento há apenas troca de calor sensível. Caso seja necessário congelar o produto há também troca de calor latente devido ao congelamento e ainda calor sensível para reduzir a temperatura de congelamento até a temperatura de estocagem (Figura 10.2).

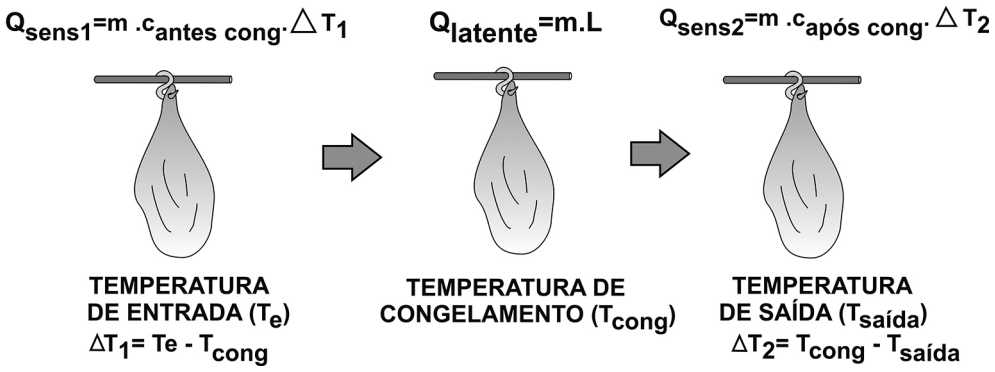

Figura 10.2 – Energia que deve ser removida para congelamento da carne.

Os valores de calor latente e sensível da carne bovina, peixes e frangos bem como das maçãs e batatas são mostrados na Tabela 10.6.

Tabela 10.6- Valores aproximados de calor específico, calor latente e ponto de congelamento.

Produto	Calor específico antes do congelamento (kJ/kg.°C)	Ponto de congelamento (°C)	Calor latente de congelamento kJ/kg	Calor específico após o congelamento (kJ/kg.°C)
Peixe	3,55	-2,2	220	1,86
Carne bovina	3,20	-2,0	230	1,7
Frango	3,30	-2,8	246	1,77
Maçãs	3,65	-1,1	280	1,89
Batatas	3,50	-0,7	265	1,84

Exemplo de Aplicação 1

Como exemplo, suponha que 200kg de frango a uma Temperatura inicial de +15°C sejam armazenados em uma câmara fria com Temperatura interna de -20°C. O tempo total para a temperatura ser reduzida de 15°C para -20 °C foi de 16 horas. Com essas informações é possível se calcular a carga térmica decorrente da parcela do produto por meio de três parcelas, mostradas na Figura 10.3.

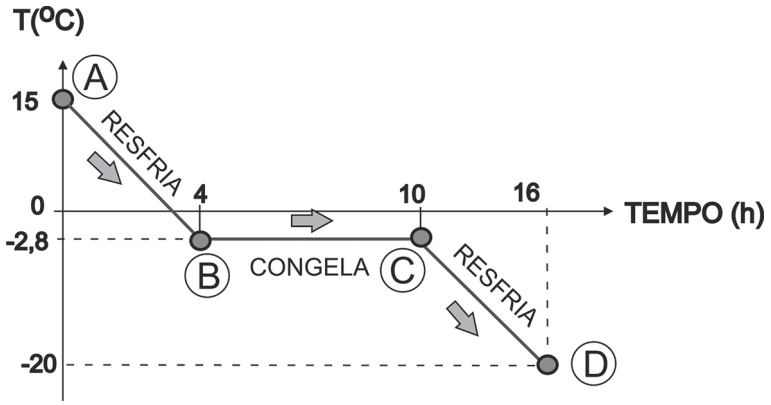

Figura 10.3 – Processo de armazenamento de frango congelado.

Considerando os dados fornecidos pela Tabela 10.6 pode se calcular a troca de calor para reduzir a temperatura, congelar e novamente reduzir a temperatura do frango como segue:

$$Q_{produto} = Q_{resfria_AB} + Q_{congela_BC} + Q_{resfria_CD}$$

$$Q_{produto} = 200.3{,}3.17{,}8 + 200.246 + 200.1{,}77.17{,}2$$

$$Q_{produto} = 11.748 + 49.200 + 6.089 = 67.037kJ$$

Considerando o tempo total para redução da temperatura é de 16 horas, pode se estimar a carga térmica de resfriamento como sendo 1.164W.

$$\dot{Q}_{produto} = \frac{67.037kJ}{16 \text{ x } 3600\text{s}} = 1{,}164kW \Rightarrow \dot{Q}_{produto} = 1.164W$$

Para frutas e verduras precisamos considerar ainda o calor proveniente do metabolismo (respiração). A parcela de carga térmica relacionada ao produto, para frutas e verduras é a soma do calor de resfriamento da temperatura de entrada até a temperatura de conservação e do calor do metabolismo (Tabela 10.7).

Tabela 10.7- Dados aproximados para armazenagem de frutas e carnes.

Produto	**Temperatura (°C)**	**Umidade Relativa (%)**	**Tempo de armazenagem**	**Taxa de Metabolismo (W/1000kg)**
Maçãs	1	85 - 90	2 a 8 meses	12
Bananas	12 a 14	90	10 a 20 dias	48
Laranjas	0 - 9	85-90	3 a 12 semanas	11
Frango congelado	-18	90 - 95	9 a 10 meses	-
Carne bovina congelada	-1	90 - 95	6 a 9 meses	-

10.2.4 – Parcela decorrente de cargas diversas

É a parcela de carga térmica devido ao calor gerado por iluminação, pessoas, motores e outros equipamentos. Os motores dos forçadores de ar são fontes de calor e também, de consumo de energia elétrica. Dentro do possível, deverão ser previstos meios de variar a vazão de ar em função da necessidade de carga térmica do sistema. Isso pode ser feito com a utilização de variadores de frequência ou de motores com velocidade variável. A carga térmica liberada pelas pessoas é dada pela Tabela 10.8.

Tabela 10.8 - Carga térmica devido à movimentação de pessoas dentro da câmara

Temperatura interna (°C)	Calor dissipado por pessoa (W)
+10	209
+5	244
0	273
-5	302
-10	331
-15	360
-20	395

De forma similar podemos estimar também a carga térmica decorrente dos motores na Tabela 10.9.

Tabela 10.9- Calor dissipado pelos motores internos

Volume da câmara (m^3)	Calor dissipado pelos motores (W)
20	121
40	242
60	363
80	484

Observamos que, nem sempre, todas essas parcelas de carga térmica estão presentes. No caso de um *container* refrigerado, por exemplo, não há abertura de portas, circulação de pessoas ou necessidade de iluminação. Se o produto for inserido em uma temperatura próxima a do interior do *container* também não haverá a parcela referente à carga de produto.

A carga térmica avaliada deve ser corrigida para um período de tempo de funcionamento da câmara. Para degelo natural, utiliza-se um tempo de funcionamento de 16 horas (para temperaturas maiores que 0°C) e para degelo artificial, utiliza-se tempo de 18 a 20 horas (para temperaturas menores que 0°C)

Exemplo de Aplicação 2

Uma empresa deseja resfriar uma quantidade diária de 1.000kg de lixo. A Temperatura de entrada do lixo de +32°C. Considere uma taxa de iluminação dentro da câmara como sendo de 10W/m² (mínimo de 100W). Considere o movimento de 1 pessoa durante 2 horas dentro da câmara. A câmara está localizada em Florianópolis, onde a TBS é de 32°C e a Umidade Relativa é de 60%.

Solução

O lixo não tem um tempo determinado de estocagem. Apenas deve ser conservado para não causar mau cheiro por um período de tempo. De acordo com a Tabela 10.1, a temperatura interna recomendada para a câmara é de +2°C. A densidade de estocagem ou taxa de movimentação diária é tabelada também na Tabela 10.1 como sendo 100kg/m². Nessa condição a câmara deverá ter uma área de 10m², ou 2m de largura por 5m de comprimento. Considere que a altura da câmara seja de 2,5m. A área superficial da câmara é calculada a partir da soma das 6 faces da câmara (4 paredes, teto e piso). Esse valor total é de 55m². A diferença de temperatura (ΔT) entre o ambiente externo e ambiente refrigerado é de 30°C. A espessura do isolamento poliestireno é de 100mm. Para câmaras pequenas, considera-se que o movimento diário é igual à quantidade armazenada. Após a definição das medidas da câmara e de sua espessura de isolamento é possível estimar a carga térmica total considerando-se as parcelas: penetração de calor pelas paredes, piso e teto, infiltração de ar, produto, iluminação, motores e pessoas.

Para calcularmos a penetração de calor pelas superfícies utilizamos a Equação de Fourier com um ΔT de 30°C, área superficial da câmara de 55m², espessura de isolamento de 100mm e K_{EPS}= 0,035 W/m.°C. Fazendo-se os cálculos obtém-se uma parcela de carga térmica decorrente das paredes da ordem de 577W.

$$\dot{Q}_1 = \frac{0{,}035 \,.\, 55 \,.\, 30}{0{,}10} = 577W$$

Para o cálculo da infiltração, considera-se que o calor removido para essa faixa de temperatura e de umidade relativa é da ordem de 71,16kJ/m^3, conforme Tabela 10.4 (T > 0°C). O volume da câmara é de 25 metros cúbicos (2m x 5m x 2,5m). O valor de "N" é obtido na Tabela 10.3 como sendo 0,20 x 10^{-3} renovações por segundo. Logo, o calor devido à infiltração de ar é da ordem de 391W.

$$\dot{Q}_{\text{inf}} = \frac{0{,}20}{1000}(trocas/s).\ 25(m^3)\ .\ 71{,}16(kJ/m^3) = 0{,}39kJ/s \Rightarrow \dot{Q}_{\text{inf}} = 391\,W$$

A carga térmica decorrente do produto é apenas sensível, uma vez que o lixo não é congelado. O calor específico do lixo é encontrado na Tabela 10.1 como 3,35kJ/kg^o.C.

$$Q_{produto} = 1000(kg)\,.\,3{,}35(\text{kJ/kg}^o\text{.C}).\ 30(^oC) = 100.500kJ$$

Se o processo ocorre ao longo das 16h de funcionamento é possível estimar que a carga térmica de resfriamento do produto é de 1.750W. Para isso dividimos 100.500J/(16x3600s).

Para o cálculo da parcela devido à iluminação, considera-se uma potência de 100W. Para se estimar a carga térmica devido ao operador da câmara, utilizamos a Tabela 10.8, onde verificamos que uma pessoa libera aproximadamente 273 W.

A carga térmica devido ao motor do evaporador é obtida, de forma aproximada, a partir da Tabela 10.9 como sendo 121W.

A carga térmica total é a soma de todas essas parcelas é de aproximadamente 3.212W ou 10.953 BTU/h que é equivalente também a 0,9 TR ou ainda 2.769 kcal/h.

Exemplo de Aplicação 3:

Uma empresa deseja resfriar uma quantidade diária de 3330 kg de maçã.

A Temperatura de entrada do produto de + 25ºC. A temperatura interna da câmara deve ser 0ºC. A cidade é São Joaquim. A densidade de iluminação é de 15W/m². O número de pessoas trabalhando na câmara é de 2 pessoas por um período de 6 horas. A temperatura externa do ar é de 30ºC e a UR é de 50% para o verão. Considere o calor específico da maçã como sendo 3,65kJ/kgº.C.

Solução

Considerando-se uma taxa de movimentação diária de 80kg/m² tem-se a área da câmara como sendo de 42m². Definimos que as medidas da câmara são 7m x 6m x 3m de altura. A câmara será construída com parede isolante de poliestireno (EPS) de 100mm de espessura. O esquema da câmara é mostrado na Figura 10.4.

A área de troca das paredes, teto e piso é de 2x(3x6) + 2x(3x7) + 2x (7x 6) = 162m². Logo, a carga térmica por transmissão é da ordem de 1.701W.

$$\dot{Q}_1 = \left(\frac{0{,}035(\mathrm{W/m.^oC}).162(m^2).\ 30(^oC)}{0{,}10(m)} \right) = 1701\ W$$

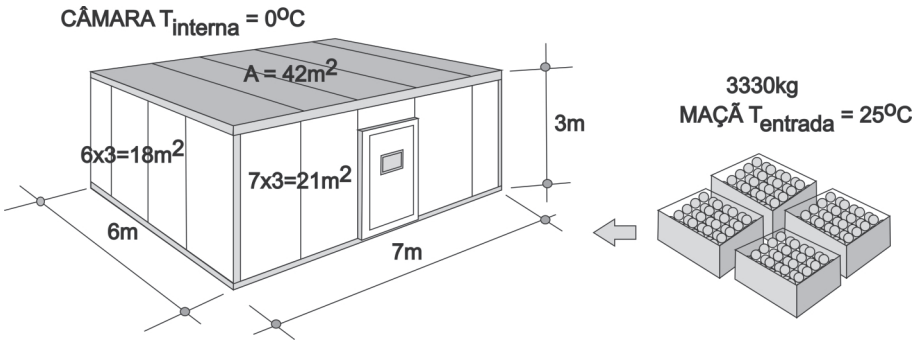

Figura 10.4 – Esquema da câmara fria para conservação de maçã.

Para o cálculo da infiltração, considera-se que o calor removido para essa faixa de temperatura e de umidade relativa é da ordem de 71,16kJ/m³, conforme Tabela 10.4 (T > 0ºC). O volume da câmara é de 126m³ (7m x 6m x 3m). O valor de "N" é obtido na Tabela 10.3 como sendo 0,10 x 10^{-3} renovações por segundo. Logo, o calor devido à infiltração de ar é da ordem de 896W.

$$\dot{Q}_{\inf} = \frac{0{,}10}{1000}(trocas/s).\ 126(m^3)\ .\ 71{,}16(kJ/m^3) = 0{,}896kJ/s \Rightarrow \dot{Q}_{\inf} = 896W$$

A carga térmica decorrente do produto é a soma do calor necessário para resfriar a maçã de 30ºC para 0ºC e da taxa de metabolismo.

$$Q_{produto} = 3330(kg)\ .\ 3{,}65(\text{kJ/kg}^{o}.\text{C}).\ 25(^{\circ}C) = \ 303.862kJ$$

$$\dot{Q}_{metabolismo} = 3330(kg)\ .\ \frac{12}{1000}\left(\frac{W}{kg}\right) = 40W$$

Se o esfriamento acontece ao longo das 16h de funcionamento, temos 5.315W de carga térmica, devido ao resfriamento do produto e devido ao metabolismo (5.275W + 40W). Chegamos nesse valor dividindo 303.862 kJ por 16 x 3.600 segundos, que resulta em 5.275W.

Para o cálculo da parcela devido à iluminação, considera-se uma potência de 630W. Para se estimar a carga térmica, devido ao operador da câmara, utilizamos a Tabela 10.8, onde verificamos que uma pessoa libera aproximadamente 273W. São duas pessoas entrando e saindo da câmara. Por isso, esse valor é de 546W. A carga térmica devido ao motor do evaporador é obtida, de forma aproximada, a partir da Tabela 10.9 como sendo 484W.

Os percentuais de cada parcela de carga térmica podem ser visualizados na Figura 10.5.

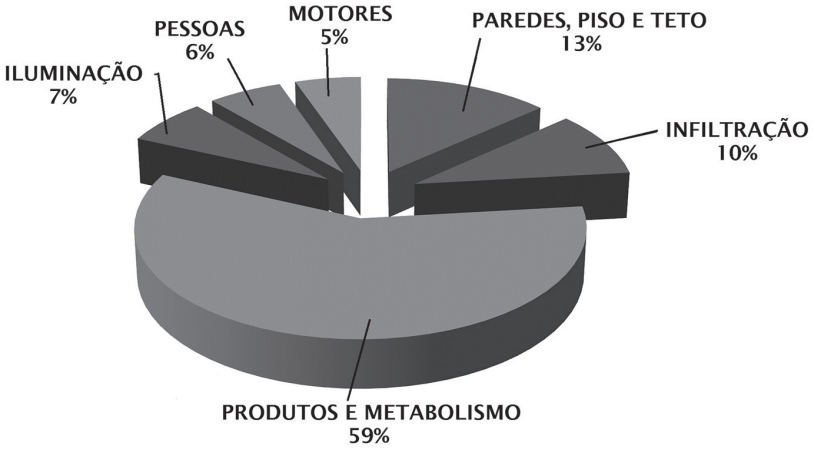

Figura 10.5 – Parcelas de carga térmica de refrigeração.

A carga térmica total é estimada em 9.572W, que é equivalente a 32.640 BTU/h ou 2,7 TR. Considerando-se que 1kcal/h é equivalente a 1,16 W a carga térmica é de 8.251 kcal/h.

Esse mesmo cálculo pode ser realizado por meio de planilhas eletrônicas disponíveis na internet, conforme mostrado na Figura 10.6. As diferenças se devem porque a planilha trabalha com temperatura externa de 32ºC.

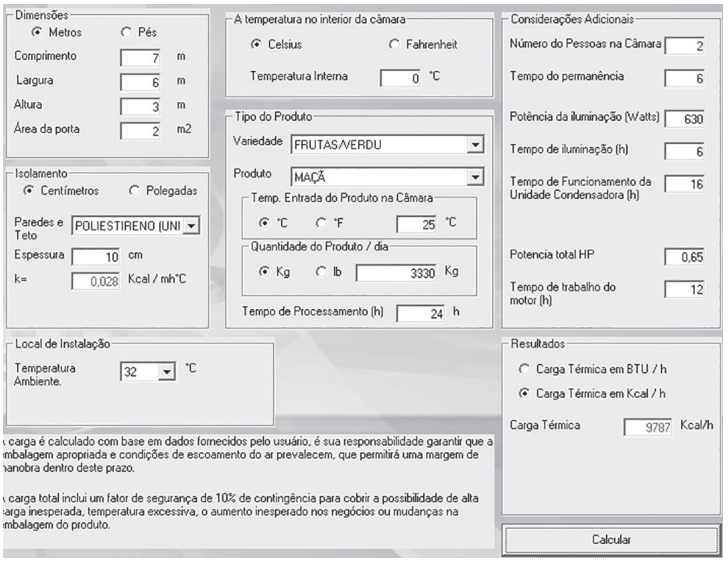

Figura 10.6 – Carga Térmica estimada usando planilha disponível na internet (Heatcraft)