

Coleção UAB–UFSCar

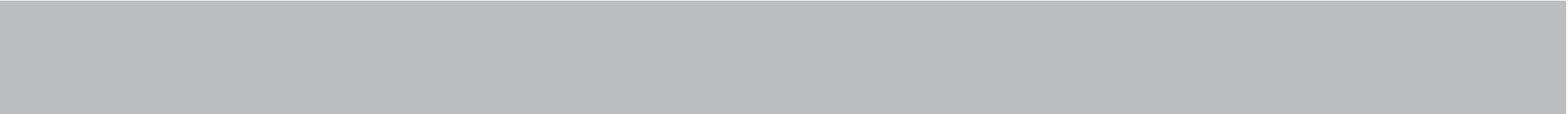
Tecnologia Sucoalcooleira

Operações Unitárias: transmissão de calor

Everaldo Cesar da Costa Araujo

Operações Unitárias envolvendo transmissão de calor





Operações unitárias envolvendo transmissão de calor



**Reitor**

Targino de Araújo Filho

Vice-Reitor

Adilson J. A. de Oliveira

Pró-Reitora de Graduação

Claudia Raimundo Reyes

**Secretária Geral de Educação a Distância - SEaD**

Aline Maria de Medeiros Rodrigues Reali

Coordenação SEaD-UFSCar

Daniel Mill

Glauber Lúcio Alves Santiago

Marcia Rozenfeld G. de Oliveira

Sandra Abib

Coordenação UAB-UFSCar

Daniel Mill

Sandra Abib

**Coordenador do Curso
de Tecnologia Sucroalcooleira**

Gilberto Miller Devós Ganga

UAB-UFSCar

Universidade Federal de São Carlos

Rodovia Washington Luís, km 235

13565-905 - São Carlos, SP, Brasil

Telefax (16) 3351-8420

www.uab.ufscar.br

uab@ufscar.br



EdUFSCar

Conselho Editorial

Ana Claudia Lessinger

José Eduardo dos Santos

Marco Giulietti

Nivaldo Nale

Oswaldo Mário Serra Truzzi (Presidente)

Roseli Rodrigues de Mello

Rubismar Stolf

Sergio Pripas

Vanice Maria Oliveira Sargentini

EdUFSCar

Universidade Federal de São Carlos

Rodovia Washington Luís, km 235

13565-905 - São Carlos, SP, Brasil

Telefax (16) 3351-8137

www.editora.ufscar.br

edufscar@ufscar.br

Everaldo Cesar da Costa Araujo

Operações unitárias envolvendo transmissão de calor

São Carlos



EdUFSCar

2015

© 2013, Everaldo Cesar da Costa Araujo

Concepção Pedagógica

Daniel Mill

Supervisão

Douglas Henrique Perez Pino

Revisão Linguística

Clarissa Galvão Bengtson

Daniel William Ferreira de Camargo

Kamilla Vinha Carlos

Paula Sayuri Yanagiwara

Rebeca Aparecida Mega

Diagramação

Izis Cavalcanti

Juan Toro

Vagner Serikawa

Capa e Projeto Gráfico

Luís Gustavo Sousa Sguissardi

Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da Biblioteca Comunitária da UFSCar

A663o	Araujo, Everaldo Cesar da Costa. Operações unitárias envolvendo transmissão de calor / Everaldo Cesar da Costa Araujo. -- São Carlos : EdUFSCar, 2013. 161 p. -- (Coleção UAB-UFSCar). ISBN – 978-85-7600-333-5 1. Operações unitárias (Engenharia química). 2. Trocadores de calor. 3. Evaporadores. 4. Higrometria. 5. Secagem. I. Título. CDD – 660.284 (20 ^a) CDU – 66.021
-------	--

Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta obra pode ser reproduzida ou transmitida por qualquer forma e/ou quaisquer meios (eletrônicos ou mecânicos, incluindo fotocópia e gravação) ou arquivada em qualquer sistema de banco de dados sem permissão escrita do titular do direito autoral.

SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO	9
---------------------------	---

UNIDADE 1: Trocadores de calor

1.1 Primeiras palavras	13
1.2 Problematizando o tema	13
1.3 Trocadores de calor	13
1.3.1 Trocador de calor duplo tubo	14
1.3.1.1 Balanço de energia	15
1.3.1.2 Diferença de temperatura em um trocador de calor	16
1.3.1.3 Operação em paralelo e contracorrente	19
1.3.2 Trocador de calor casco e tubo	22
1.3.2.1 Partes constituintes do trocador casco e tubo	24
1.3.2.1.1 Tubos do feixe	24
1.3.2.1.2 Casco	28
1.3.2.1.3 Chicanas	28
1.3.2.2 Número de passagens dos fluidos num trocador casco e tubo	29
1.3.2.3 Diferença de temperatura média	33
1.3.3 Trocador de calor de placas	37
1.3.3.1 Placas	39
1.3.3.2 Juntas de vedação (<i>gaskets</i>)	41
1.3.3.3 Bocais	42
1.3.3.4 Placas conectoras	42
1.3.3.5 Vantagens e restrições	42
1.3.4 Cálculo de trocadores de calor	44
1.3.4.1 Trocadores de calor duplo tubo	45
1.3.4.2 Trocadores de calor casco e tubo	47
1.3.4.3 Cálculo da temperatura da parede	48

1.4 Estudos complementares.....	49
1.4.1 Saiba mais	49
1.5 Considerações finais.....	50
1.6 Exercícios.....	50

UNIDADE 2: Evaporadores

2.1 Primeiras palavras.....	57
2.2 Problematizando o tema.....	57
2.3 Evaporadores	57
2.3.1 Tipos de evaporadores	60
2.3.1.1 Evaporadores de circulação natural	60
2.3.1.2 Evaporadores de circulação forçada.....	63
2.3.1.3 Evaporadores de película.....	64
2.3.2 Fundamentos	68
2.3.2.1 Elevação do ponto de ebulição (EPE)	68
2.3.2.2 Diagrama de Dühring.....	70
2.3.2.3 Balanços de massa e energia.....	71
2.3.2.4 Desempenho de evaporadores.....	77
2.3.2.5 Diferença de temperatura no evaporador.....	79
2.3.2.6 Condições de pressão	81
2.3.2.7 Coeficiente global de troca de calor	81
2.3.3 Condensadores acoplados aos evaporadores.....	84
2.3.4 Evaporadores de múltiplos efeitos	87
2.3.4.1 Balanço de massa e energia.....	92
2.3.4.2 Desempenho dos evaporadores de múltiplos efeitos	92
2.3.4.3 Número ótimo de efeitos	94
2.3.4.4 Efeito da elevação do ponto de ebulição na diferença de temperatura	95
2.3.4.5 Retirada de vapor (sangria)	97
2.3.4.6 Métodos de alimentação	98

2.4 Estudos complementares.....	101
2.4.1 Saiba mais	101
2.5 Considerações finais.....	101
2.6 Exercícios.....	102

UNIDADE 3: Psicrometria

3.1 Primeiras palavras.....	109
3.2 Problematizando o tema.....	109
3.3 Psicrometria	109
3.3.1 Definições.....	110
3.3.1.1 Umidade (absoluta) ou conteúdo de umidade ou razão de umidade	110
3.3.1.2 Umidade de saturação – gás saturado.....	112
3.3.1.3 Umidade relativa e umidade porcentual.....	113
3.3.1.4 Calor úmido.....	114
3.3.1.5 Volume úmido.....	115
3.3.1.6 Ponto de orvalho.....	116
3.3.1.7 Entalpia total.....	116
3.3.2 Temperatura de bulbo úmido.....	120
3.3.3 Temperatura de saturação adiabática.....	124
3.3.4 Relação entre temperatura de bulbo úmido e temperatura de saturação adiabática.....	125
3.3.5 A carta psicrométrica.....	126
3.4 Estudos complementares.....	129
3.4.1 Saiba mais	129
3.5 Considerações finais.....	130
3.6 Exercícios.....	130

UNIDADE 4: Secagem

4.1	Primeiras palavras	135
4.2	Problematizando o tema	135
4.3	Secagem	135
4.3.1	Condições externas e condições internas	136
4.3.2	Umidade de um sólido	137
4.3.3	Curvas de equilíbrio – isothermas de umidade	139
4.3.4	O mecanismo da secagem – processo de secagem em condições constantes	141
4.3.4.1	Período de velocidade de secagem constante	145
4.3.4.2	Período de velocidade de secagem decrescente	147
4.3.5	Estimativa do tempo de secagem para condições de secagem constantes	149
4.3.6	Secagem contínua	150
4.4	Estudos complementares	154
4.4.1	Saiba mais	154
4.5	Considerações finais	154
4.6	Exercícios	155
	REFERÊNCIAS	159

APRESENTAÇÃO

Este livro, dividido em quatro unidades, apresenta algumas das operações unitárias e dos equipamentos relacionados à transmissão de calor e à transmissão simultânea de calor e massa.

Na Unidade 1 são apresentados os principais tipos de trocadores de calor e são aplicados os fundamentos de transmissão de calor na análise e cálculo de trocadores de calor. Esses equipamentos são bastante comuns nos processos químicos, pois visam alterar a temperatura ou o estado físico de alguma corrente do processo.

Na segunda unidade são mostrados os evaporadores e aplicados os fundamentos necessários para dimensioná-los e avaliá-los. Os balanços de massa e energia são ferramentas importantes nessa avaliação. Os evaporadores são utilizados para concentrar soluções. O processo de produção de açúcar é um bom exemplo de utilização de evaporadores, já que em uma de suas etapas o caldo de cana deverá ser concentrado. Essa operação requer grande consumo de energia, fazendo com que os evaporadores tenham grande importância no processo.

Na Unidade 3 são apresentados os fundamentos da Psicrometria, que, na realidade, não é uma operação unitária, mas apresenta definições e propriedades de um sistema composto de um gás e um vapor; um exemplo típico é o sistema ar-vapor de água. Essas definições e propriedades são utilizadas em outras operações unitárias, por exemplo, na secagem de sólidos.

Po fim, na Unidade 4, são apresentados os fundamentos e as características da operação de secagem. Essa operação unitária normalmente está localizada no final do processo químico, antes apenas da embalagem do produto, e o seu objetivo é retirar umidade de um sólido ou pasta. Sua importância está relacionada à pureza do produto e garantia de condições de armazenagem adequadas, sem deterioração ou contaminação.

Para os profissionais que atuam no processo químico, é fundamental conhecer os equipamentos que compõem o processo, ter noções de seu dimensionamento e ser capaz de analisar o seu desempenho. Esses são alguns dos nossos objetivos.

UNIDADE 1

Trocadores de calor

1.1 Primeiras palavras

Os objetivos desta unidade são apresentar os principais tipos de trocadores de calor e aplicar os fundamentos de transmissão de calor na análise e cálculo de trocadores de calor.

Ao final desta unidade, espera-se que o leitor conheça os fundamentos para cálculo de trocadores de calor, seja capaz de identificar e analisar as principais variáveis operacionais e de projeto de trocadores de calor.

1.2 Problematizando o tema

Em inúmeros processos químicos, há a necessidade de alterar a temperatura ou o estado físico de alguma corrente do processo. A maneira mais comum de isso ser feito é utilizando um equipamento denominado trocador de calor.

Para os profissionais que atuam no processo químico, é fundamental conhecer os equipamentos que compõem o processo, ter noções de seu dimensionamento e ser capaz de analisar o seu desempenho.

1.3 Trocadores de calor

Trocadores de calor são equipamentos que realizam a operação de troca térmica entre dois fluidos, possibilitando, por exemplo, o resfriamento e aquecimento de fluidos. Na nossa abordagem, os fluidos estão separados por uma parede, na maioria dos casos, metálica. Assim, estão excluídos dessa definição aqueles equipamentos que realizam o aquecimento de fluidos por meio de fogo direto ou ainda uma mudança de temperatura pela mistura de duas correntes.

No trocador de calor, o fluido quente é aquele que fornece calor, e se não houver mudança de fase, se resfriará. O fluido frio é aquele que recebe calor, e se não houver mudança de fase, se aquecerá.

Dentre os principais tipos de trocadores de calor, em termos de sua geometria, destacam-se:

- duplo tubo (*double pipe*);
- casco e tubo (*shell and tube*);
- de placas (*plate*).

1.3.1 Trocador de calor duplo tubo

É composto de dois tubos concêntricos, geralmente com dois trechos retos, com conexões apropriadas nas extremidades de cada tubo para dirigir os fluidos de uma seção reta para outra. Esse conjunto, que tem a forma de U, é chamado de grampo (*hairpin*). Na Figura 1.1, é apresentado um trocador duplo tubo composto de um grampo (*hairpin*). Normalmente, os trocadores duplo tubo são compostos de vários grampos conectados em série, fornecendo, assim, uma área de troca razoável. Nesse tipo de trocador, um fluido escoa pelo tubo interno, e o outro pelo espaço anular. A troca de calor ocorre através da parede do tubo interno.

Pode-se perceber, na Figura 1.1, que, na parte curva do trocador, não há troca de calor entre os fluidos. Para calcular a área de troca, são consideradas apenas as partes retas.

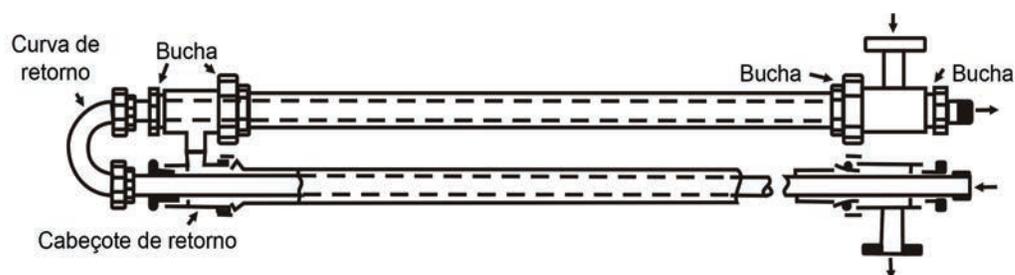


Figura 1.1 Trocador duplo tubo composto de um grampo.

Fonte: adaptada de Kern (1980).

O tubo interno pode ser liso ou aletado. O tubo aletado, com aletas externas longitudinais, é indicado quando o fluido que escoa pelo espaço anular apresenta coeficiente de transferência de calor por convecção muito baixo, cerca de menos da metade do coeficiente do outro fluido. A aleta aumenta a área de troca de calor.

As principais vantagens desse tipo de trocador são: facilidade de construção e montagem; ampliação de área, ou seja, área adicional pode ser instalada em uma unidade já existente; e facilidade de manutenção, já que se pode ter acesso fácil para limpeza em ambos os lados de escoamento, dependendo das conexões das extremidades. São construídos em dimensões-padrão, para nível de pressão-padrão – 30,5 bar ou 500 psi – ou de alta pressão. Em termos de comprimento, cada seção reta pode ter de 1,5 m a aproximadamente 7,5 m. O comprimento total do equipamento pode atingir dezenas de metros.

Os fluidos podem operar em contracorrente ou em paralelo. Em contracorrente, os dois fluidos percorrem o trocador em sentidos contrários; já em paralelo, percorrem no mesmo sentido.

O trocador duplo tubo costuma ser economicamente viável quando são necessárias áreas de troca de até 30 m². As principais desvantagens desse trocador são, no entanto, o grande espaço físico que ocupa para a pouca área de troca que fornece e o alto custo por unidade de área de troca de calor.

1.3.1.1 Balanço de energia

Para um trocador de calor, o balanço de energia para sistemas abertos sem reação química pode ser escrito como:

$$w_f h_{f1} + w_q h_{q1} = w_f h_{f2} + w_q h_{q2} \quad (1.1)$$

em que w é a vazão mássica, h a entalpia específica, e, quanto aos índices, f representa o fluido frio, q o fluido quente, 1 a entrada e 2 a saída.

Não havendo mudança de fase para nenhum dos fluidos, a equação 1.1 pode ser apresentada na seguinte forma:

$$w_q c_{pq} (T_1 - T_2) = w_f c_{pf} (t_2 - t_1) \quad (1.2)$$

sendo c_p o calor específico do fluido, T a temperatura do fluido quente e t a temperatura do fluido frio.

Para se obter a equação 1.2, a entalpia foi representada pela equação 1.3.

$$h = c_p (t - t_{ref}) \quad (1.3)$$

Se representarmos a temperatura do fluido quente por T e a do fluido frio por t , rearranjando a equação 1.1 e introduzindo a 1.2, obteremos a equação 1.3:

A equação 1.2 pode ser lida como: todo calor fornecido pelo fluido quente é recebido pelo fluido frio.

Se o fluido quente for um vapor condensando, água, por exemplo, e não mais um fluido se resfriando, a equação 1.3 passará a ser:

$$w_q \lambda = w_r c_{pr} (t_2 - t_1) \quad (1.4)$$

sendo λ o calor latente de condensação do vapor.

1.3.1.2 Diferença de temperatura em um trocador de calor

A equação de projeto de um trocador de calor, utilizada para a determinação da área de troca de calor (A), é:

$$q = UA\Delta t \quad (1.5)$$

sendo q a quantidade de calor trocada por tempo, U o coeficiente global de troca de calor e Δt a diferença de temperatura entre os fluidos no trocador.

Para o caso de um trocador de calor, o coeficiente global (U) apresenta a seguinte forma:

$$U = \frac{1}{\frac{A_0}{h_i A_i} + \frac{\Delta r A_0}{k A_{ln}} + \frac{1}{h_o}} \quad (1.6)$$

em que A_0 é a área externa de troca de calor, A_i a área interna, A_{ln} é a área média logarítmica, h_i é o coeficiente interno de troca de calor por convecção, h_o é o coeficiente externo de troca de calor por convecção, k é a condutividade térmica do tubo interno e Δr a sua espessura de parede.

O coeficiente global de troca de calor (U), apresentado na equação 1.6, está baseado na área externa do tubo interno, como pode ser verificado analisando o denominador daquela equação. Por convenção, estamos considerando a área de troca de calor dos trocadores (A) como a área externa do tubo interno, conforme equação 1.7:

$$A = \pi d_e L \quad (1.7)$$

sendo d_e o diâmetro externo do tubo interno e L o comprimento das partes retas do trocador de calor.

Na Figura 1.2, é representado esquematicamente um trocador duplo tubo operando em contracorrente – os fluidos percorrem o trocador em sentidos contrários –, com o fluido quente escoando no interior do tubo interno, e o fluido frio

pelo espaço anular. Em condições de estado estacionário, as temperaturas de cada fluido podem ser consideradas constantes em qualquer seção transversal normal ao escoamento – a temperatura varia com a posição, mas não com o tempo. Essas temperaturas serão designadas como t para o fluido frio, e T para o fluido quente.

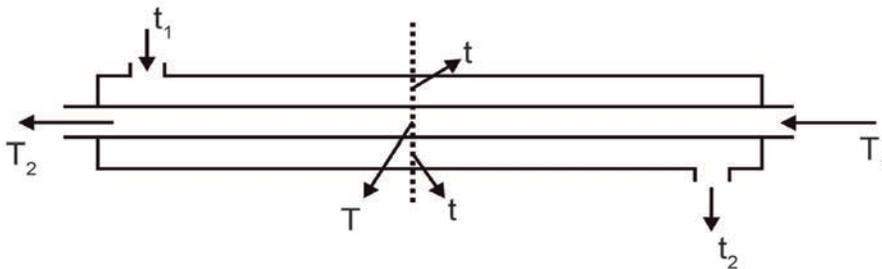


Figura 1.2 Representação de um trocador de calor duplo tubo.

A questão que se coloca é, se as temperaturas dos dois fluidos variam ao longo do trocador e, conseqüentemente, a diferença entre elas, qual diferença de temperaturas (Δt) deverá ser utilizada na equação de projeto, equação 1.5?

A equação de troca de calor, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador é representada pela equação 1.8:

$$dq = U\Delta t dA \quad (1.8)$$

sendo dq a quantidade de calor trocada na área dA , Δt a diferença de temperatura entre os fluidos ($T - t$) e U o coeficiente global de transmissão de calor baseado na área externa do tubo interno (A_o), dado pela equação 1.6.

Lembrando ainda que a quantidade de calor trocada pode também ser representada por:

$$dq = w_f c_{pf} dt = W_q c_{pq} dT = U(T - t)dA \quad (1.9)$$

Se o calor específico de cada fluido for constante, ou puder ser representado por um valor médio no intervalo de variação de temperatura de cada fluido, a relação entre a temperatura de cada fluido e o calor trocado será linear. Dessa forma, o mesmo ocorrerá com o Δt : sua relação com q será também linear. Esse comportamento é apresentado na Figura 1.3, em que as diferenças de temperatura nas extremidades do trocador, denominadas de aproximação (*approach*), são dadas por:

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2 \quad (1.10)$$

$$\Delta t_2 = T_2 - t_1 \quad (1.11)$$

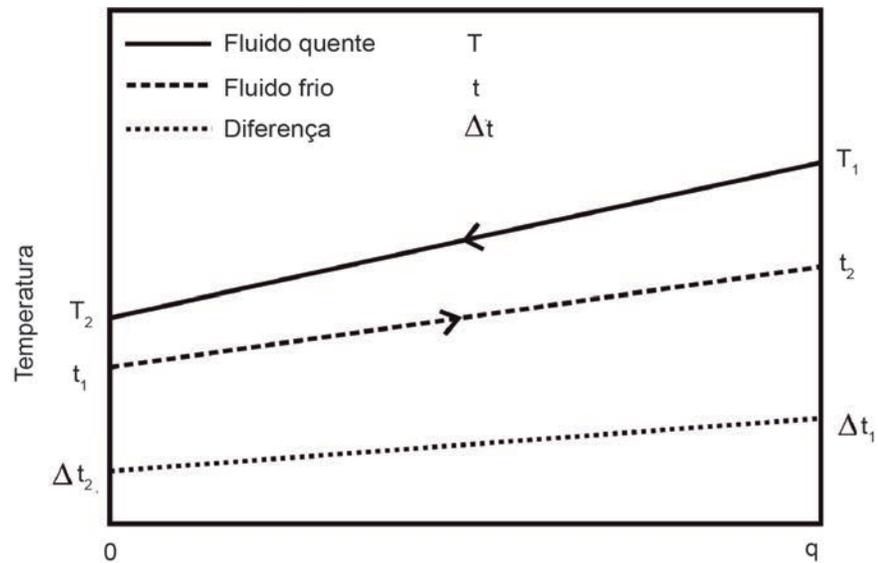


Figura 1.3 Distribuição de temperatura em um trocador de calor duplo tubo.

A derivada de Δt em relação a q pode ser expressa como:

$$\frac{d(\Delta t)}{dq} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \quad (1.12)$$

A equação 1.8 é substituída na 1.12, obtendo-se a equação 1.13:

$$\frac{d(\Delta t)}{U \Delta t dA} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \quad (1.13)$$

Rearranjando para a integração:

$$\int_{\Delta t_2}^{\Delta t_1} \frac{d(\Delta t)}{U \Delta t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \int_0^A dA \quad (1.14)$$

Se considerarmos U constante, obteremos:

$$\frac{1}{U} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} A \quad (1.15)$$

A equação 1.15 pode ser colocada na seguinte forma:

$$q = UA \left(\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \right) = UA(MLDT) \quad (1.16)$$

Ou seja:

$$\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = MLDT \quad (1.17)$$

em que MLDT é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, e Δt_i é a diferença de temperatura entre os fluidos no terminal i do trocador.

Atenção para um caso particular, porém importante. Quando tivermos condições operacionais que forneçam Δt_1 igual a Δt_2 , qual o valor da MLDT? Analise a Figura 1.3 e tente responder. Com essa igualdade, as duas retas que representam as temperaturas dos fluidos quente e frio serão paralelas, e, portanto, a diferença de temperatura entre os fluidos será constante e igual a Δt_1 ou Δt_2 . Pode-se chegar a esse resultado com a regra de L'Hôpital, pois a equação 1.17 cai numa indeterminação (zero dividido por zero).

1.3.1.3 Operação em paralelo e contracorrente

Paralelo

Os dois fluidos entram no trocador de calor na mesma extremidade e o percorrem no mesmo sentido. Na extremidade de entrada, tem-se a maior temperatura do fluido quente e a menor temperatura do fluido frio. Portanto, a maior diferença de temperatura entre os fluidos. Ao longo do equipamento, essa diferença vai diminuindo. A distribuição de temperaturas no trocador é apresentada na Figura 1.4.

Na operação em paralelo, não é possível obter uma temperatura de saída do fluido frio maior do que a de saída do fluido quente.

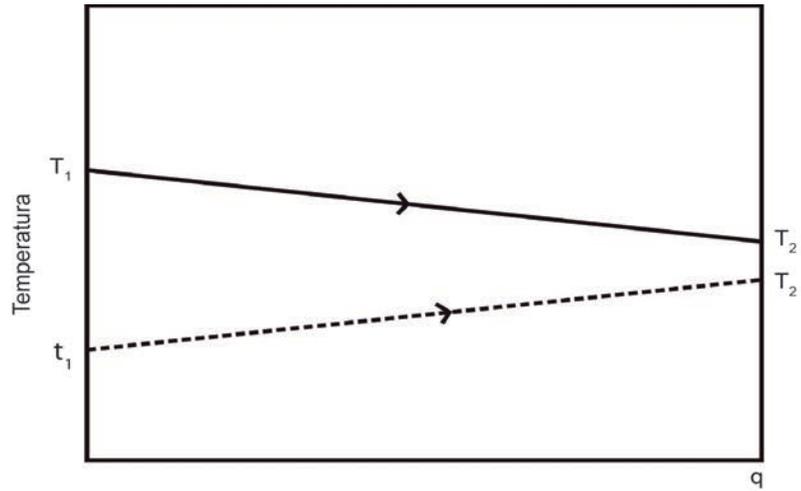


Figura 1.4 Distribuição de temperaturas para operação em paralelo.

Para operação de um trocador de calor duplo tubo em paralelo, a equação para a MLDT, equação 1.17, fica:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \quad (1.18)$$

Tomando como exemplo uma situação na qual o fluido quente entra a 150 °C e sai a 70 °C, e o fluido frio entra a 30 °C e sai a 60 °C, na operação em paralelo, a MLDT será 44,3 °C.

Contracorrente

Nesse tipo de operação, os fluidos entram no equipamento em extremidades opostas, percorrendo-o em sentido contrário. A diferença de temperatura entre os fluidos é mais homogênea ao longo do trocador, se comparada com a diferença da operação em paralelo. A distribuição de temperaturas no trocador é apresentada na Figura 1.5:

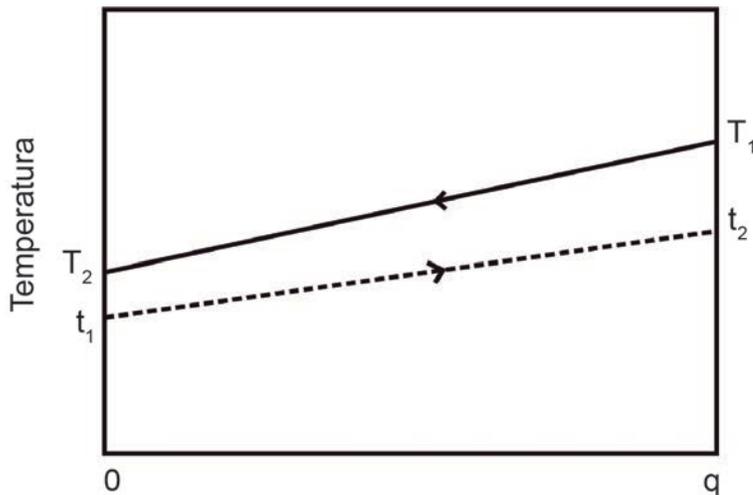


Figura 1.5 Distribuição de temperaturas para operação em contracorrente.

Nesse tipo de operação, a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior do que a do fluido quente ($t_2 > T_2$). Isso torna a operação em contracorrente muito mais vantajosa do que a em paralelo, pois a quantidade de calor que é possível transferir é maior.

Para a operação de um trocador de calor duplo tubo em contracorrente, a equação para a MLDT, equação 1.17, fica:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (1.19)$$

Tomando-se as mesmas temperaturas terminais do exemplo utilizado para a operação em paralelo, a MLDT passa a ser de 61,7 °C. Ou seja, fixadas as quatro temperaturas terminais do trocador de calor, a operação em contracorrente apresentará MLDT maior do que a em paralelo. Em termos da dimensão do trocador de calor, analisando a equação 1.16, verifica-se que para um determinado serviço, temperaturas terminais fixas, o trocador em contracorrente necessitará de menor área de troca se os coeficientes globais de troca de calor forem iguais para as duas situações.

Se tivermos uma situação particular, em que uma das correntes apresenta temperatura constante – por exemplo, vapor saturado condensando –, a MLDT em contracorrente apresentará o mesmo valor que a MLDT em paralelo, pois $T_1 = T_2$; analise, para essa situação, as equações 1.18 e 1.19. Essa situação é apresentada na Figura 1.6. O mesmo poderá ocorrer se tivermos um líquido em ebulição com temperatura constante, $t_1 = t_2$.

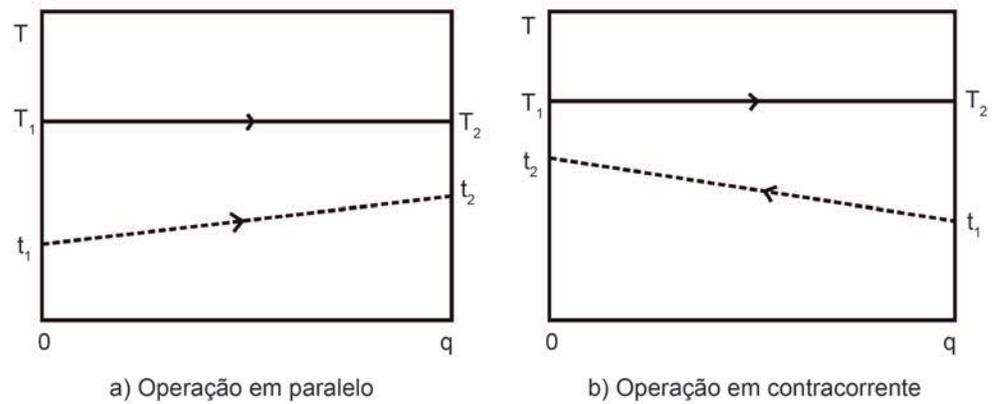


Figura 1.6 Distribuição de temperatura em um trocador duplo tubo com $T_1 = T_2$.

Fixadas as quatro temperaturas terminais, este é o único caso, um fluido isotérmico, no qual a MLDT em paralelo não é inferior à em contracorrente.

1.3.2 Trocador de calor casco e tubo

O trocador de calor casco e tubo (*shell and tube*), apresentado na Figura 1.7, é composto de um casco cilíndrico (1), contendo um conjunto (feixe) de tubos (2), colocado paralelamente ao eixo longitudinal do casco. Esses tubos são presos, em suas extremidades, a placas perfuradas denominadas espelhos (3), e cada furo corresponde a um tubo do feixe. Os espelhos, por sua vez, são presos de alguma forma ao casco. Os tubos que compõem o feixe atravessam várias placas perfuradas, as chicanas (4), que servem para direcionar o fluido que escoar por fora dos tubos e também para suportar os tubos. Na realidade, o que se costuma chamar de feixe de tubos é o conjunto composto de tubos e chicanas. As chicanas são mantidas em posições fixas através dos espaçadores de chicanas (7). Na Figura 1.7, estão representadas algumas das principais partes que compõem o trocador casco e tubo e seus respectivos nomes, em português e em inglês. Detalhes mais completos sobre a nomenclatura das partes que compõem o trocador casco e tubo podem ser encontrados em Perry & Chilton (1980) e TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

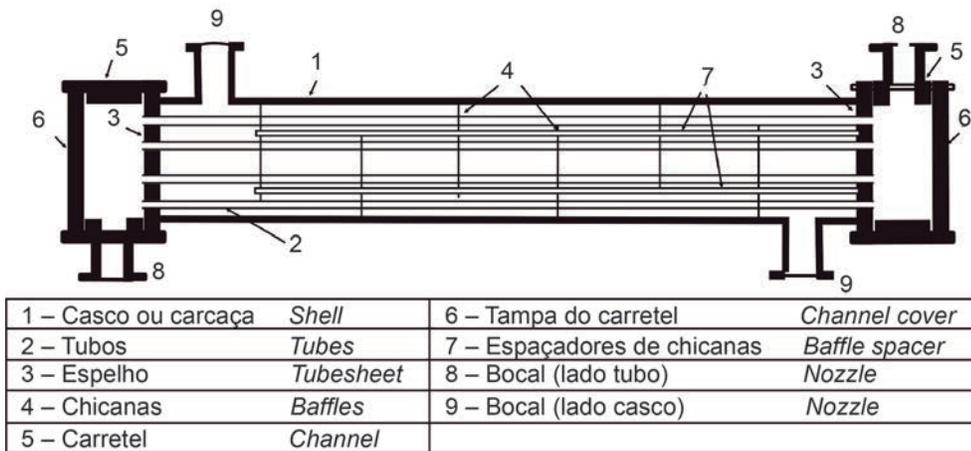


Figura 1.7 Trocador de calor tipo casco e tubo, principais partes constituintes e notação.

No trocador de calor casco e tubo, um dos fluidos escoará no interior dos tubos – fluido do lado tubo –, e o outro escoará por fora dos tubos – fluido do lado casco. O fluido do lado tubo entrará no trocador através de um bocal (8), indo para o carretel (5), onde terá acesso ao interior dos tubos passando pelos orifícios do espelho (3). Esse fluido percorrerá o trocador por dentro dos tubos, saindo pelo bocal (8) do carretel (5) existente na outra extremidade do equipamento.

O fluido do lado casco ingressará no trocador através de um dos bocais (9) localizados no casco e será direcionado pelas chicanas (4) para cruzar o feixe de tubos (2) várias vezes ao longo do seu comprimento. Assim, ele estará dentro do casco, porém por fora dos tubos, saindo pelo outro bocal (9) localizado na outra extremidade. A troca de calor ocorrerá através das paredes dos tubos que compõem o feixe. Dessa forma, a área de troca de calor, baseada no diâmetro externo dos tubos do feixe, é:

$$A = N_T \pi d_e L \quad (1.20)$$

sendo N_T o número de tubos do feixe, d_e o diâmetro externo dos tubos do feixe e L o comprimento dos tubos.

O trocador de calor casco e tubo é o mais utilizado na indústria química devido a sua ampla faixa de utilização. Pode ser projetado praticamente para qualquer aplicação. Pode ser utilizado para amplas faixas de vazão, temperatura e pressão. Normalmente, é o único tipo que pode ser aplicado a processos que necessitam de grandes áreas de troca de calor – acima de 5000 m² –, pressões acima de 30 bar e temperaturas maiores que 260 °C. Pode ser construído com diferentes materiais, possibilitando a operação com fluidos corrosivos. Pode operar ainda com líquidos, gases ou vapores como condensador ou vaporizador,

em posição horizontal ou vertical, dependendo da necessidade da operação. Na literatura, estão disponíveis métodos de projeto.

Cada uma das principais partes que compõem o trocador de calor tipo casco e tubo será apresentada a seguir, bem como outros tipos de configurações desse equipamento.

1.3.2.1 Partes constituintes do trocador casco e tubo

1.3.2.1.1 Tubos do feixe

Os tubos utilizados nos trocadores de calor casco e tubo, ao contrário do duplo tubo, não seguem a mesma norma dos tubos utilizados para transporte. Em aplicações com transporte de fluidos e mecânica dos fluidos, foram utilizadas tabelas com as dimensões dos tubos empregados para transporte de fluidos. Para os tubos do feixe do trocador casco e tubo, a norma válida é a BWG (*Birmingham Wire Gauge*), a dimensão do tubo é indicada pelo diâmetro externo e pela espessura da parede. Esta é dada pelo número BWG, que pode variar de 7 a 24. BWG 7 corresponde a uma espessura de parede grossa, 0,180 polegada (4,57 mm). BWG 24 é uma espessura fina de parede, 0,022 polegada (0,56 mm). Ao contrário da norma IPS (*Iron Pipe Size*) ou NPS (*Nominal Pipe Size*) utilizada para tubos de transporte, um determinado valor do BWG representa sempre a mesma espessura de parede, qualquer que seja o diâmetro externo do tubo. Tabelas referentes a essa norma podem ser encontradas em livros sobre fenômenos de transporte e operações unitárias, como Perry & Chilton (1980) e outros.

A escolha da espessura de parede dependerá das condições operacionais e das características dos fluidos, como pressão, e corrosão dos fluidos. A espessura mais utilizada para condições normais é referente ao BWG 16, 0,065 polegada (1,65 mm).

Na maioria das aplicações, os tubos são lisos, mas, dependendo das características do fluido que escoar do lado casco, podem ser aletados. Podem ser de inúmeros materiais. Na maioria das aplicações, são metais, como aço carbono, cobre, latão, aço inox e ligas nobres. Há trocadores com tubos de grafite e teflon com especificações próprias.

Dimensões dos tubos

A princípio, a área de troca de um trocador de calor pode ser disposta de várias maneiras. Por exemplo: pode-se ter um equipamento com tubos longos e

um determinado diâmetro de casco ou, com a mesma área, construir um outro trocador com tubos curtos, porém com maior número de tubos e, portanto, um maior diâmetro de casco. Relações de custo de trocadores de calor mostram que é mais conveniente e econômico construir trocadores longos com diâmetros de casco e de tubo menores. Gráficos de custo da área de troca que mostram isso podem ser encontrados em Kern (1980, figuras 11.4 e 11.5).

Comprimento

Baseado no que foi apresentado, ou seja, que é mais barato construir um trocador com tubos longos e pequeno diâmetro de casco, deve-se procurar sempre utilizar o maior comprimento de tubo possível, compatível com o espaço disponível para instalar o trocador de calor e com o comprimento disponível pelos fornecedores de tubos.

Em muitas situações, o espaço disponível para a instalação do equipamento é o fator determinante do comprimento do tubo. Existem trocadores casco e tubo cujo feixe pode ser removido de dentro do casco para manutenção e limpeza, e, portanto, um espaço com, pelo menos, o mesmo comprimento do tubo deve estar disponível ao lado do trocador no sentido da retirada do feixe. Se tivermos um equipamento com tubos com 6 m de comprimento e com feixe removível, dever-se-á dispor de pelo menos 12 m de comprimento para instalar o trocador de calor.

De acordo com Saunders (1988), trocadores casco e tubo com feixe removível podem ter até 9 m, com o feixe pesando até 20 toneladas; para trocadores com espelho fixo, o comprimento pode atingir até 15 m, embora existam trocadores com até 22 m de comprimento. De acordo com o TEMA, são considerados comprimentos-padrão 8, 10, 12 16 e 20 ft. Normalmente, a relação entre comprimento e diâmetro do casco está entre 5 e 10.

Outro critério que às vezes define o comprimento dos tubos refere-se à padronização dos trocadores de calor que fazem parte de um processo: todos devem ter tubos com a mesma especificação. O objetivo disso é facilitar a manutenção quanto à substituição de tubos, materiais e equipamentos necessários à limpeza do trocador.

Diâmetro

A seleção do diâmetro do tubo é um compromisso entre a natureza da incrustação do fluido, o espaço disponível e o custo. Utilizando-se de tubos com diâmetro reduzido e pequeno espaçamento entre eles, consegue-se trocadores

mais compactos; entretanto, pode-se ter dificuldade na limpeza, principalmente na parte externa dos tubos, por onde escoo o fluido do lado casco. A incrustação que se forma pela utilização do equipamento é um fator importante na escolha do diâmetro e espaçamento dos tubos. A prática de limpeza do lado tubo exige que, muitas vezes, não se utilize diâmetro do tubo menor que cerca de 20 mm, embora possam existir trocadores, de pequeno porte e que operam com fluido limpos, que utilizam tubos com diâmetros da ordem de $\frac{1}{4}$ de polegada (6,35 mm).

Os diâmetros de tubo mais utilizados são de $\frac{3}{4}$ (19,05 mm) e 1 polegada (25,4 mm) para situações nas quais o fluido do lado tubo não é muito viscoso e nem incrusta muito. Fluidos com alta viscosidade, como óleos pesados, podem exigir tubos de 2 polegadas (50,8 mm). A perda de carga de cada fluido é um fator importante no projeto de um trocador de calor e é afetada diretamente pelo diâmetro do tubo.

Como indicação, recomenda-se que, se o fator de incrustação (R_d), que veremos posteriormente, do fluido do lado tubo for menor que 0,003 ($\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}/\text{Btu}$), dever-se-á utilizar tubos com diâmetro externo de $\frac{3}{4}$ de polegada.

Sobre a espessura da parede dos tubos, Saunders (1988) apresenta as seguintes considerações:

- a espessura da parede deve ser capaz de resistir à pressão interna e externa separadamente ou à máxima pressão diferencial através da parede;
- em alguns casos, a pressão não é o fator determinante, considerar então:
 - uma adequada margem para a corrosão;
 - resistência à vibração ocasionada pelo escoamento no casco;
 - tensão axial, particularmente em trocadores de espelho fixo;
 - padronização quanto à estocagem de partes sobressalentes, no caso tubos para vários trocadores;
 - custo.

Disposição dos tubos (*tube pitch*)

Existem normas e práticas que governam a disposição dos tubos para formar o feixe tubular. O TEMA normaliza quatro configurações, apresentadas na Figura 1.8: os arranjos triangular 30°, triangular 60°, quadrado 90° e quadrado rodado 45°.

A distância de centro a centro entre tubos adjacentes é chamada de arranjo ou passo, p (*pitch*). A diferença entre o passo e o diâmetro externo do tubo é a abertura, C' (*clearance*).

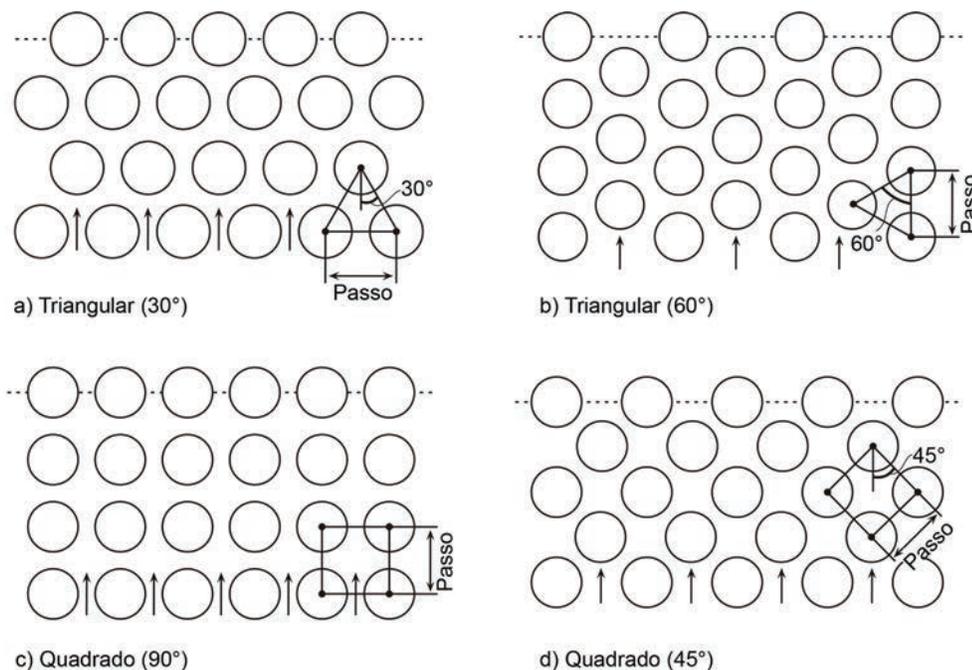


Figura 1.8 Arranjo dos tubos.

Os arranjos triangulares fornecem trocadores mais compactos. Para um mesmo diâmetro de tubo, passo e diâmetro de casco, o número de tubos e conseqüentemente a área de troca é maior para um trocador com arranjo triangular do que com arranjo quadrado.

O arranjo triangular, por ser mais compacto, pode inviabilizar a limpeza mecânica da superfície externa dos tubos, portanto, não é recomendado para situações nas quais o fluido do lado casco seja incrustante e exija limpeza mecânica da superfície de troca. A limpeza mecânica é mais fácil na parte interna do que na parte externa do tubo. Por essa razão, os fluidos com altos fatores de incrustação são colocados, preferencialmente, escoando do lado tubo.

Deve-se, sempre que possível, utilizar arranjo triangular por fornecer trocadores mais compactos. Arranjo quadrado será utilizado apenas se houver problema de incrustação no lado casco. Em condições de incrustação, além de utilizar arranjo quadrado, o passo deve ser tal que possibilite acesso para limpeza mecânica, ou seja, a abertura entre tubos deve ser de no mínimo $\frac{1}{4}$ de polegada (6,35 mm).

Normalmente, o passo (*pitch*) não é inferior a 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo, exceto quando se tem fluidos limpos, que praticamente não incrustam, e diâmetros de tubo pequenos – inferiores a $\frac{3}{4}$ de polegada. Nesse caso, a relação passo/diâmetro externo pode ser reduzida a 1,2, mas geralmente essa relação está entre 1,25 e 1,5.

Em termos mecânicos, os tubos não podem ficar muito próximos para não enfraquecer os espelhos. A distribuição dos tubos é padronizada, e o número de tubos que é possível alocar em determinado diâmetro de casco depende do diâmetro externo do tubo, do tipo e valor do passo e do número de passagens no lado tubo, que veremos posteriormente. Na literatura, são apresentadas diferentes tabelas que fornecem o número máximo de tubos que podem ser colocados em dado casco. Nessas tabelas, há também valores do diâmetro do feixe, denominado, na literatura, diâmetro da envoltória do feixe (D_{oi}).

1.3.2.1.2 Casco

Os cascos são padronizados: para diâmetros de até 24 polegadas, utilizam-se tubos comerciais (norma IPS). Acima disso, são construídos a partir de chapas soldadas. Costumam ter espessura de parede de no mínimo $\frac{3}{8}$ de polegada (9,5 mm).

Tamanhos típicos, para o diâmetro interno, estão no intervalo de 8 a 60 polegadas, mas existem cascos com diâmetros maiores que 120 polegadas. Diâmetros internos de 12 a 24 polegadas com espessura de $\frac{3}{8}$ de polegada suportam pressões de 300 psi (20 atm). Detalhes mecânicos sobre o casco podem ser encontrados em Yokell (1990).

1.3.2.1.3 Chicanas

As chicanas têm por função suportar os tubos – para evitar curvaturas e possível vibração – e direcionar o escoamento do lado casco, melhorando a transferência de calor e evitando regiões mortas.

O espaçamento entre as chicanas é padronizado pelas normas de trocadores de calor, que definem valores máximos e mínimos. Em razão das posições dos bocais do lado casco, é muito comum que os espaçamentos da primeira e última chicanas sejam diferentes, normalmente maiores, do que aquele referente às chicanas intermediárias. Os espaçamentos das chicanas da entrada e saída referem-se à distância da chicana ao espelho mais próximo.

Há diferentes tipos de chicanas, as quais fazem com que o escoamento seja aproximadamente perpendicular aos tubos ou paralelo a eles. Na maioria das aplicações, a chicana é utilizada para direcionar o escoamento, cruzando o feixe perpendicularmente várias vezes, seja de baixo para cima ou de lado a lado.

A chicana mais conhecida e utilizada é a segmentar, apresentada na Figura 1.9. A parte hachurada representa a chicana, que consiste em um disco cortado. O setor cortado é a janela (J) da chicana, por onde poderá escoar o

fluido do lado casco. A altura da janela da chicana é representada por l_c , e a razão entre l_c e o diâmetro interno do casco (D_s), expresso em porcentagem, é o corte da chicana. Embora o diâmetro da chicana seja um pouco menor do que o diâmetro do casco, por motivo de construção e montagem do feixe, o corte da chicana é expresso em função do diâmetro interno do casco. Dizer que o corte da chicana é 25% significa que l_c/D_s é igual a 0,25. Os cortes de duas chicanas consecutivas estão em posições inversas para causar escoamento cruzado no feixe de tubos, o que pode ser visto na Figura 1.9 (chicanas 1 e 2), bem como a distribuição das chicanas ao longo do casco. Para facilitar a visualização, os tubos, na Figura 1.9, foram omitidos:

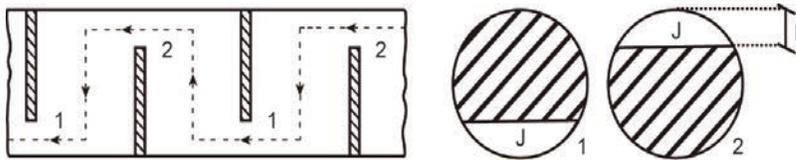


Figura 1.9 Chicana segmentar, janela, altura do corte e disposição no trocador.

O corte das chicanas segmentares pode variar de 15% a 40%, sendo o intervalo de 20% a 30% o mais comum, e 25% o valor típico. Quando o objetivo da chicana for somente suportar os tubos, o corte poderá atingir valores de até 48%.

Há outros tipos de chicanas, como a circular ou ainda a tipo disco e anel e a RodBaffle, que não trataremos aqui.

1.3.2.2 Número de passagens dos fluidos num trocador casco e tubo

Passe ou passagem está relacionado ao percurso de um fluido de uma extremidade a outra do trocador. Se o fluido que escoar pelo lado tubo entrar através de um bocal, percorrer o trocador de ponta a ponta uma única vez e sair pelo outro bocal, esse trocador terá uma passagem ou um passe no lado tubo. O mesmo raciocínio vale para o lado casco, mesmo que esse percurso seja cruzando o feixe várias vezes. Por convenção, um trocador casco e tubo n-m implica n passagens no casco e m passagens no tubo.

Na Figura 1.10, é apresentado um trocador casco e tubo 1-1, ou seja, com uma passagem no lado casco e uma passagem no lado tubo. Para a configuração apresentada na Figura 1.10, o fluido do lado casco entra no trocador pelo bocal 1, atravessa o trocador cruzando o feixe de tubos várias vezes e sai pelo bocal 2. O fluido do lado casco percorreu o equipamento de ponta a ponta uma única vez, portanto, ele tem uma passagem no lado casco. O fluido do lado tubo entra no trocador pelo bocal 3, tendo acesso ao carretel frontal e a todos os tubos, percorre

o trocador pelo interior dos tubos e sai pelo bocal 4, localizado no carretel posterior. Esse fluido percorreu o trocador de um extremo ao outro uma vez, tendo, portanto, uma passagem no lado tubo.

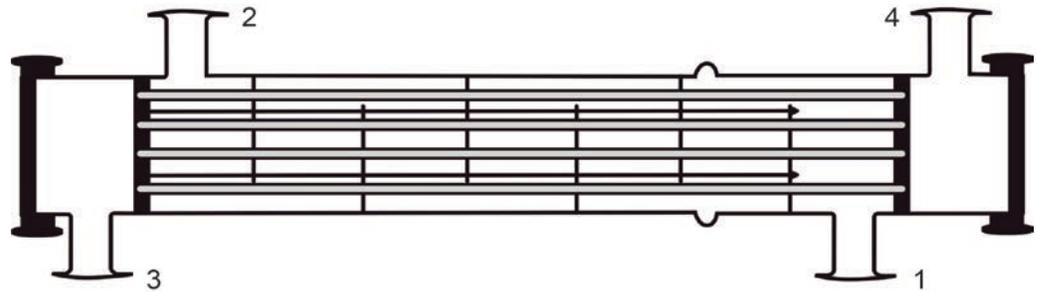


Figura 1.10 Trocador casco e tubo 1-1.

Com o trocador casco e tubo 1-1, é possível realizar operação em contracorrente ou em paralelo, dependendo de como é feita a alimentação, sendo válidas as deduções feitas para o trocador duplo tubo.

Na Figura 1.11, é apresentado um trocador casco e tubo 1-2, ou seja, com uma passagem no lado casco e duas passagens no lado tubo:

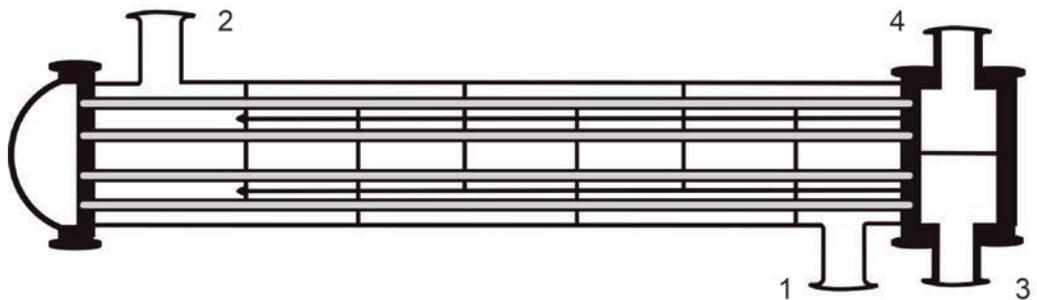


Figura 1.11 Trocador casco e tubo 1-2.

O lado casco é idêntico ao caso anterior; entretanto, no lado tubo, notam-se claras diferenças. Os dois bocais do fluido do lado tubo estão na mesma extremidade do trocador, e o carretel frontal possui uma divisória no centro a qual impede que o fluido que entra pelo bocal 3 tenha acesso a todos os tubos, como acontecia no caso com uma passagem. Esse fluido só terá acesso à metade dos tubos. Vejamos: o fluido entra pelo bocal 3, penetra pelos tubos localizados abaixo da divisória do carretel, percorre o trocador até o cabeçote posterior, onde tem acesso aos tubos localizados acima da divisória do carretel frontal, e retorna, por esses tubos, ao carretel frontal, saindo pelo bocal 4. Portanto, o fluido percorreu o trocador duas vezes, ou seja, o trocador possui duas passagens no lado tubo.

Ressalta-se que, se houver duas passagens no lado tubo, uma delas estará em paralelo com o fluido do casco, e a outra estará em contracorrente. Ao contrário do que ocorre com o duplo tubo e casco e tubo 1-1, não há operação em contracorrente ou em paralelo, e sim uma combinação delas. Em termos de Δt , para aplicação da equação de projeto, fixadas as quatro temperaturas terminais, o trocador 1-2 apresentará valor inferior ao obtido em contracorrente pura, pois uma das passagens está em paralelo com o casco. Essa conclusão se tornará evidente se lembrarmos que o Δt para operação em paralelo é menor do que o em contracorrente, para as mesmas temperaturas terminais. O Δt a ser utilizado em trocadores casco e tubo com diferentes passagens no casco e tubo será tratado posteriormente.

A pergunta a ser feita agora é: se o Δt do trocador 1-2 for inferior ao Δt de um duplo tubo ou um casco e tubo 1-1 operando em contracorrente e com as mesmas temperaturas terminais, por que utilizá-lo? A aplicação da equação 1.5 – equação de projeto –, para a determinação da área de troca, não implicará um trocador maior?

O uso de passagens múltiplas no lado tubo implica aumento de velocidade do fluido. Comparando-se dois trocadores, 1-1 e 1-2, com mesmos diâmetros e número de tubos, temos que, para o 1-1, toda a vazão se distribuirá por todos os tubos, e a área de escoamento será a área de um tubo multiplicada pelo número total de tubos. Para o trocador 1-2, a vazão do lado tubo deverá passar por metade dos tubos, e a área de escoamento será a área de um tubo multiplicada pela metade do número de tubos. Portanto, para o trocador 1-2, a velocidade de escoamento do fluido será o dobro da obtida no trocador 1-1. O aumento da velocidade acarretará aumento de h (coeficiente de transmissão de calor por convecção) e U e redução de incrustação, porém, a perda de carga também será maior.

Se o fluido controlador estiver do lado tubo, o aumento da velocidade acarretará aumento de h e U . O aumento de U implicará menor área de troca, podendo compensar a redução no Δt . Se o fluido do lado tubo não for o controlador, mas o incrustante, o aumento da velocidade reduzirá a incrustação. Apenas uma passagem no tubo não seria suficiente para atingir uma velocidade mínima que atenuaria a incrustação.

É comum trocadores com até oito passagens no tubo, podendo chegar até 16. Quando se tem mais do que duas passagens, deve haver novas divisórias nos dois carretéis, procurando manter, em cada passagem, o mesmo número de tubos, o que nem sempre é mecanicamente viável. Na literatura, especificamente em Saunders (1988) e Yokell (1990), há indicações de como devem ser as divisórias dos carretéis para possibilitar múltiplas passagens. Embora possam existir trocadores com número de passagens ímpares no tubo – diferente de 1

–, isso não é comum, pois há dificuldades mecânicas para trocadores com feixe removível.

Há trocadores casco e tubo com mais de uma passagem no lado casco. Uma das configurações é o casco e tubo 2-4, com feixe removível, o qual é apresentado na Figura 1.12:

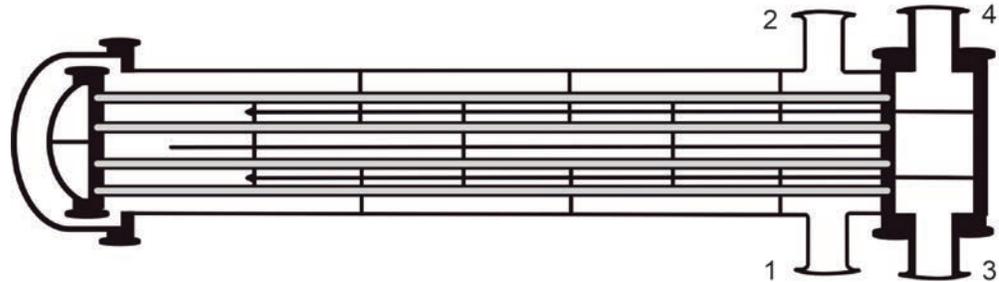


Figura 1.12 Trocador casco e tubo 2-4.

Quanto ao lado casco, nota-se a existência de uma chicana longitudinal, localizada no centro do feixe, a qual possui um comprimento menor do que os tubos. O fluido que entra pelo bocal 1 só terá acesso à parte do feixe que estiver abaixo da chicana longitudinal. As chicanas transversais farão com que o fluido cruze várias vezes a metade do feixe, percorrendo o trocador uma vez. Ao chegar na outra extremidade, onde termina a chicana longitudinal, o fluido terá acesso à metade superior do feixe, por onde fará o caminho de volta, saindo pelo bocal 2. O fluido do lado casco percorreu o trocador duas vezes. No lado tubo, tem-se quatro passagens. O carretel frontal (anterior) possui duas divisórias, e o carretel posterior possui uma.

Como não é possível soldar a chicana longitudinal ao casco, para trocadores com feixe removível, devem ser utilizados acessórios que impedem ou ao menos reduzem o vazamento entre as passagens ao longo da chicana. Às vezes, os problemas de vazamento entre as passagens são tão graves que é preferível não utilizar casco com duas passagens. Em razão das dificuldades de construção, não há cascos com mais de duas passagens. Quando são citados trocadores casco e tubo 3-6, 4-8, 5-10 e mesmo 2-4, estes se referem a trocadores 1-2 conectados em série, tanto o lado casco como o lado tubo. Por exemplo: um trocador 4-8 pode ser composto de quatro trocadores 1-2 em série ou de dois trocadores 2-4 também em série.

As vantagens térmicas desse trocador e quando deve ser utilizado serão discutidos quando for tratado o Δt desses trocadores de múltiplas passagens.

1.3.2.3 Diferença de temperatura média

Quando se apresentou o trocador duplo tubo, foi deduzida a diferença de temperatura média a ser utilizada para todo o trocador. Essa dedução é válida também para trocadores casco e tubo com igual número de passagens no casco e no tubo, como 1-1 ou 2-2, em que é possível realizar operação em contracorrente ou em paralelo. Acabamos de ver que, em trocadores com diferentes números de passagens no casco e no tubo, isso não ocorre, pois uma das passagens do tubo estará em contracorrente, enquanto a outra estará em paralelo com o casco. Portanto, o Δt médio para esse trocador será menor do que a diferença de temperatura em contracorrente.

A dedução para a verdadeira diferença de temperatura, por meio da integração da equação 1.8, não é simples e pode ser encontrada nos trabalhos originais ou em livros específicos, como Kern (1980). As soluções obtidas são apresentadas na literatura na forma de gráficos, os quais relacionam um fator de correção F com adimensionais de temperatura que dependem apenas das temperaturas terminais e da configuração de escoamento e tipo de trocador. A mesma abordagem é dada para trocadores com escoamento cruzado, em que não se tem uma configuração em contracorrente ou em paralelo.

O fator de correção F (ou F_T) é definido como a relação entre a diferença de temperatura média real no trocador e a média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) em contracorrente, ou seja:

$$F = \frac{\Delta t}{MLDT_{\text{contr}}} \quad (1.21)$$

F é uma indicação da penalidade que incorre devido ao fato de o escoamento não ser totalmente em contracorrente. De acordo com a equação 1.21, o valor de F estará entre 0 e 1.

Os adimensionais de temperatura estão representados na equação 1.22 utilizando-se da mesma notação para as temperaturas terminais, definidas para o trocador duplo tubo:

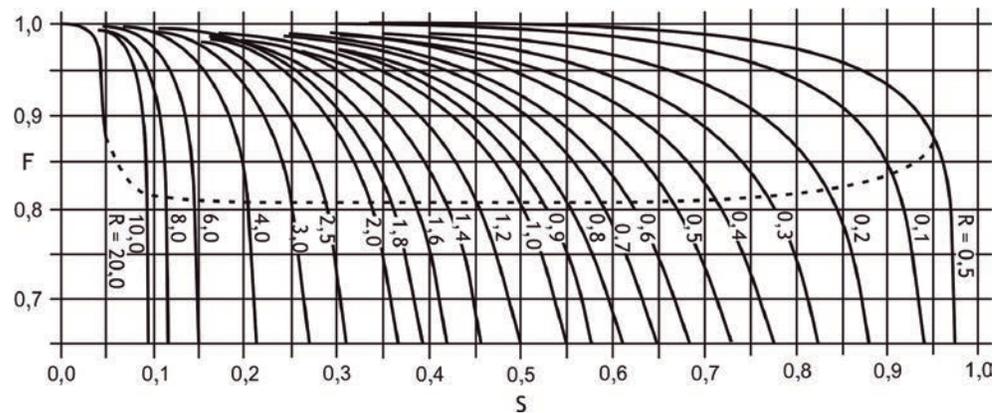
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}; \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (1.22)$$

em que R é a razão entre a queda de temperatura do fluido quente e o aumento de temperatura do fluido frio, ou seja, é a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos frio e quente; S é a razão entre o aumento de temperatura do fluido

frio e o máximo aumento que esse fluido poderia ter em contracorrente – isso implicaria uma aproximação (*approach*) no terminal quente igual a zero ($T_1 = t_1$). O adimensional S é chamado de efetividade térmica.

Os adimensionais podem ser definidos de outra forma, referindo-se ao fluido quente, embora a forma apresentada seja a mais comum na literatura. Essa outra forma considera o primeiro adimensional como o inverso de R, e o segundo (S) no lugar de $(t_2 - t_1)$ emprega $(T_1 - T_2)$.

Na Figura 1.13, encontra-se um gráfico típico para a obtenção de F:



A linha pontilhada representa a situação de encontro de temperatura, $T_2 = t_2$.

Figura 1.13 Fator de correção da MLDT, para trocadores 1-2,4,6,8...

Fonte: Saunders (1988).

A utilização desses gráficos é direta. Tendo-se as temperaturas terminais, calculam-se os adimensionais R e S e obtém-se F. O Δt real é obtido da equação 1.21, já que a MLDT em contracorrente é calculada a partir das temperaturas terminais. O fator F é normalmente menor que 1 pela própria definição e assumirá o valor 1 quando um dos fluidos for isotérmico, pois esta é a única situação na qual a MLDT em paralelo é igual à em contracorrente. Para o trocador com diferentes passagens no casco e tubo, a equação de projeto passa a ser:

$$q = UA\Delta t = UAF \text{MLDT}_{\text{contr}} \quad (1.23)$$

Na realidade, o fator F depende do tipo de trocador, do número de passagens no casco e no tubo, além das temperaturas. Kern (1980) e Saunders (1988) apresentam trabalhos que mostram que o efeito do número de passagens do lado tubo no fator F é praticamente desprezível. A diferença no valor de F de um trocador 1-2 e de um 1-8 é inferior a 1%. Por isso, o gráfico apresentado na Figura 1.13 é válido para trocadores 1-2, 1-4, 1-6, 1-8,... Talvez por esse motivo,

alguns autores usam a notação 1-2⁺ ou ainda 2-4⁺, implicando que o número de passagens é um múltiplo de 2 ou de 4.

Há gráficos semelhantes para trocadores casco e tubo com dois, três, quatro, cinco e mais passes no casco. Esses gráficos podem ser encontrados na literatura – TEMA, Kern (1980), entre outros. O gráfico apresentado na Figura 1.13 vale somente para trocadores casco e tubo com um passe no casco e qualquer número par de passes no tubo. Na literatura – Kern (1980), Saunders (1988) –, são apresentadas as equações para geração desses gráficos.

O fator de correção F definirá, no projeto, o número de passagens no casco. Costuma-se utilizar um valor mínimo para F de 0,8, mas, caso o trocador em estudo apresente valor de F inferior, sua utilização será inviabilizada e se buscará melhor configuração. Na situação mais comum, na qual as quatro temperaturas estão fixas, a maneira de aumentar F é aumentar o número de passagens no casco.

O valor mínimo para F pode ter uma explicação. Para valores de F abaixo de 0,75, as curvas são muito inclinadas, tendendo à posição vertical, principalmente para valores de R elevados. Utilizar trocadores nessa região pode implicar problemas operacionais no caso de pequenas variações de temperatura. Uma pequena oscilação de uma temperatura de entrada, por exemplo, pode causar grande variação no valor de F. Na dedução do fator F, foi imposta uma série de hipóteses, e a violação de alguma delas pode ter efeitos importantes nessa região de F.

Saunders (1988) apresenta uma análise interessante. No gráfico referente ao fator F para trocadores com uma passagem no casco, foi traçada uma curva que representa todos os pontos nos quais $T_2 = t_2$ – é o chamado encontro de temperaturas (*temperature meet*), representado pela linha pontilhada na Figura 1.13. A região acima dessa curva corresponde à situação na qual $T_2 > t_2$ – é quando ocorre a chamada aproximação de temperaturas (*temperature approach*). A região abaixo corresponde aos pontos em que $t_2 > T_2$ – é quando ocorre a chamada interseção de temperaturas (*temperature cross*). O encontro de temperaturas corresponde à região na qual F assume valores de aproximadamente 0,8, exceto nas extremidades do gráfico. O trocador com uma passagem no casco e um número par de passagens no tubo que estiver operando com aproximação de temperaturas apresentará valores de F superiores a 0,8. Se estiver operando com interseção de temperaturas, poderá apresentar valores abaixo de 0,8, pois, quanto maior a interseção, menor o valor de F, como mostra o exemplo 1.

Exemplo 1 (adaptado de Kern, 1980)

Cálculo de F para fluidos com mesmas variações de temperatura, para trocadores 1-2⁺:

- aproximação de 50 °C ($T_2 > t_2$; $T_2 - t_2 = 50$ °C)
 $T_1 = 350$ °C; $T_2 = 250$ °C; $t_1 = 100$ °C e $t_2 = 200$ °C
 $R = 1,0$ e $S = 0,40$; por meio da Figura 1.13, obtém-se $F = 0,925$
- aproximação de 0 °C ($T_2 = t_2$; $T_2 - t_2 = 0$ °C)
 $T_1 = 300$ °C; $T_2 = 200$ °C; $t_1 = 100$ °C e $t_2 = 200$ °C
 $R = 1,0$ e $S = 0,50$: por meio da Figura 1.13, obtém-se $F = 0,805$
- cruzamento de 20 °C ($T_2 < t_2$; $t_2 - T_2 = 20$ °C)
 $T_1 = 280$ °C; $T_2 = 180$ °C; $t_1 = 100$ °C e $t_2 = 200$ °C
 $R = 1,0$ e $S = 0,556$; por meio de gráfico semelhante ao da Figura 1.13, obtém-se $F = 0,64$

Com esse exemplo, vemos que o trocador 1-2⁺ é capaz de atingir um limitado valor para interseção de temperaturas, mas, aumentando o número de passagens no casco, a capacidade aumenta. Se fixarmos os valores de R e S e aumentarmos o número de passagens no casco, verificaremos que F aumentará. Isso será verificado no exemplo 2.

Exemplo 2

Tomemos o caso do cruzamento de 20 °C, do exemplo 1. O que ocorrerá com F se aumentarmos o número de passagens no casco?

- $R = 1,0$ e $S = 0,556$
- Trocador 1-2 $\Rightarrow F = 0,64$ (Figura 1.13)
- Trocador 2-4 $\Rightarrow F = 0,93$ (Figura correspondente ao trocador 2-4, ver Kern (1980))
- Trocador 3-6 $\Rightarrow F = 0,97$ (Figura correspondente ao trocador 3-6, ver Kern (1980))

Pelo apresentado e pelos exemplos 1 e 2, conclui-se que, sendo necessária a utilização de trocadores com diferentes números de passagens no casco e tubo e havendo apenas aproximação de temperaturas ($T_2 \geq t_2$), um trocador com

uma passagem no casco será possível. Havendo interseção de temperaturas ($t_2 > T_2$) será necessário o uso de mais de uma passagem no casco. Quanto maior a interseção, maior o número de passagens no casco.

Não se deve esquecer também que a configuração que melhor acomodaria uma grande interseção de temperaturas é a de contracorrente pura (1-1, 2-2), mas que, muitas vezes, é inviável devido a problemas mecânicos ou por não ser capaz de fornecer altas velocidades no lado tubo. Mas, quando se tem interseção de temperaturas muito grande, a única solução que pode ser viável é a operação em contracorrente.

No projeto de trocadores casco e tubo com múltiplas passagens, como dissemos anteriormente, o fator de correção F definirá o número de passagens no casco. Sempre se procurará projetar o trocador mecanicamente mais simples e, portanto, mais barato, com uma passagem no casco. Se o valor do fator F , para esse trocador, for maior que 0,8, ele será o escolhido. Caso contrário, aumentar-se-á o número de passagens no casco até que se obtenha uma configuração cujo valor de F seja igual ou superior a 0,8.

É recomendável que se analisem os comentários e discussões apresentados por Kern (1980) referentes à diferença de temperatura real para trocadores casco e tubo 1-2 e suas limitações quanto à recuperação de calor, apresentadas nos capítulos 7 e 8 de seu livro.

Embora não seja comum, pode haver trocadores com número ímpar de passagens no tubo. Quando se utiliza um trocador 1-3, por exemplo, a conexão dos bocais deve ser tal que se tenham duas das passagens no lado tubo em contracorrente com o casco e apenas uma em paralelo, de modo a obter um valor do fator de correção F superior. Nessa situação, o valor de F para um trocador 1-3 será superior ao de um trocador 1-2.

Os trocadores casco e tubo podem ser classificados também quanto à configuração mecânica. Podem ser de espelho fixo ou de espelho flutuante – cabeçote flutuante –, e o feixe pode ser composto de tubos em U. Detalhes desses tipos de trocadores de calor podem ser encontrados em Kern (1980), Perry & Chilton (1980), Saunders (1988), entre outros.

1.3.3 Trocador de calor de placas

Trocador de calor de placas consiste em um suporte em que placas independentes de metal, sustentadas por barras, são presas por compressão entre uma extremidade móvel e outra fixa. Entre placas adjacentes, formam-se canais por onde os fluidos escoam. A troca de calor se dá através de cada placa. De um

lado, tem-se o fluido frio, e, do outro, o quente. Na Figura 1.14, são mostradas montagens típicas, com a estrutura do trocador.

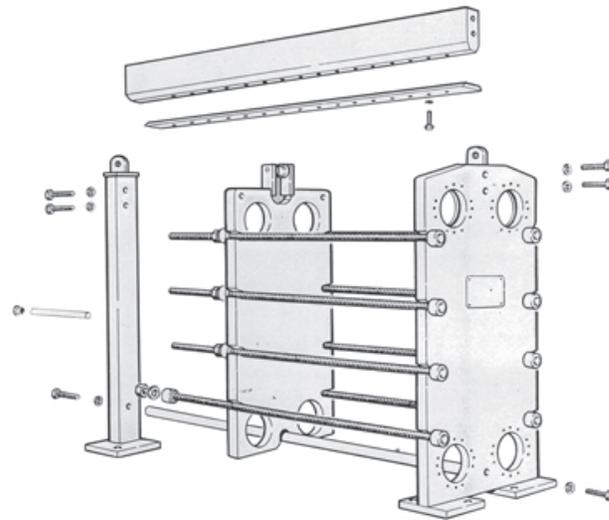
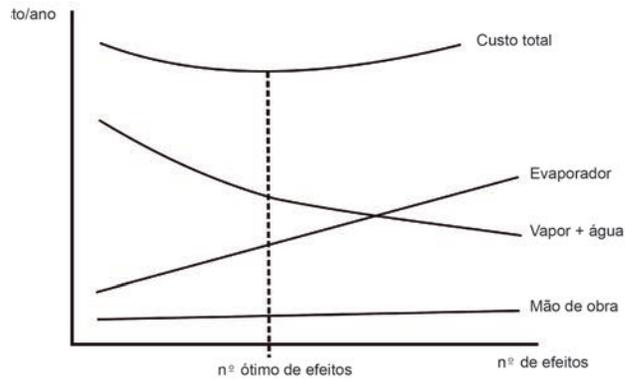


Figura 1.14 Vista explodida de um trocador de placas.

Na Figura 1.15, é apresentado um conjunto de placas exemplificando uma das formas de escoamento no trocador. A estrutura do trocador que consta da Figura 1.14 foi omitida, e as placas espaçadas para permitir a visualização do escoamento.

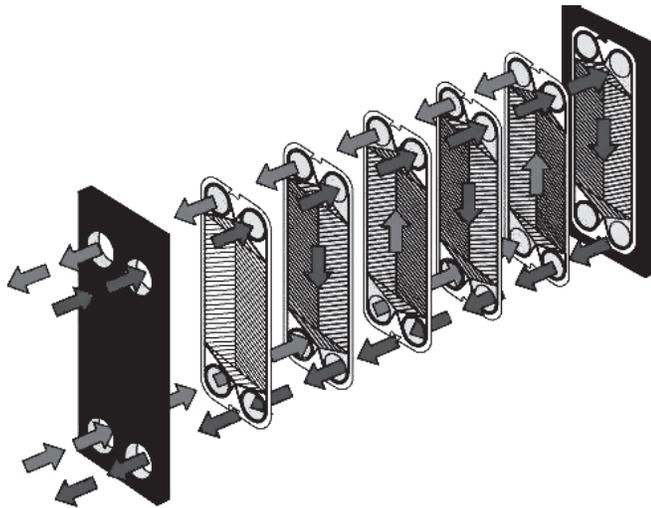


Figura 1.15 Escoamento em um trocador de placas.

Os trocadores de placa foram introduzidos em 1930, na indústria de alimentos, devido à facilidade de limpeza. Projetos preliminares já haviam surgido muitos anos antes. A partir da década de 1960, houve um grande impulso e desenvolvimento, ampliando a sua faixa operacional. Atualmente ele compete em setores que historicamente utilizam outros tipos de trocadores.

A seguir, serão apresentados alguns comentários sobre as principais partes que compõem o trocador de placas.

1.3.3.1 Placas

As placas são feitas por prensagem e apresentam superfície com corrugações, as quais fornecem maior resistência à placa e causam maior turbulência aos fluidos em escoamento. Podem ser feitas de qualquer material que possa ser prensado. Normalmente, são utilizados materiais nobres como aço inox, titânio, ligas titânio-paládio, Incoloy 825, Hastelloy, Inconel 625, Diabon F, entre outros. O mais utilizado é o aço inoxidável 316.

Na Figura 1.16, é apresentada uma placa típica, com as corrugações (1), os bocais para os fluidos (2, 3, 4 e 5) e as juntas de vedação (6). Em duas placas consecutivas, as juntas de vedação se invertem nos bocais. No tipo de placa apresentado na Figura 1.16, o fluido A entra no canal entre as placas, por exemplo, pelo bocal 3 e sai pelo 5; entretanto, pode-se ter o fluido entrando pelo bocal 3 e saindo pelo 4, desde que se altere a posição das juntas de vedação nos bocais.

Mesmo que uma vedação se rompa, a mistura entre os fluidos é improvável, pois há sempre duas vedações que os separam. As bolsas em volta dos bocais

possuem respiros para a atmosfera – locais sem vedação ou rebaixos na vedação. Caso haja vazamento no bocal, por exemplo, o líquido sairá do trocador, e uma segunda vedação impedirá a mistura com o outro fluido, conforme pode ser visto na Figura 1.16:

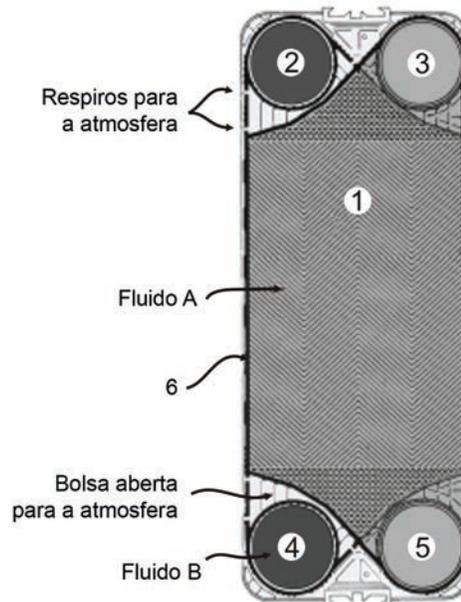


Figura 1.16 Placa de troca.

Os fabricantes têm desenvolvido placas com diferentes tipos de corrugações, embora as mais conhecidas sejam as chamadas “espinha de peixe” (*herringbone*) e “tábua de lavar roupa” (*washboard*). Essas placas podem ser visualizadas na Figura 1.17 ou nos catálogos dos fabricantes. Algumas corrugações permitem que haja pontos de contato entre placas. A placa com corrugação “espinha de peixe” possui mais pontos de contato, permitindo que sua espessura seja menor. Quando se utiliza a corrugação “espinha de peixe”, as direções das corrugações são invertidas para duas placas consecutivas. A consulta aos catálogos dos fabricantes é recomendável, pois estes apresentam diferentes tipos de placas e suas características, além de figuras ilustrativas.

Para efeito de ilustração, apresentaremos algumas características dessas placas. Quanto à espessura, pode variar de 0,5 a 3 mm. Os canais que se formam entre as placas para escoamento dos fluidos podem ter de 2 a 5 mm de espessura. A dimensão da maior placa de que se tem notícia é de 4,3 m x 1,1 m, e a área de troca de cada placa pode estar entre 0,01 m² e 3,6 m². Para evitar má distribuição do fluido pela placa, utiliza-se uma relação comprimento/largura de no mínimo 1,8.

Na Figura 1.17, pode ser visualizada também a diversidade de tamanho dessas placas.



Figura 1.17 Diferentes tipos e tamanhos de placas.

Fonte: APV.

1.3.3.2 Juntas de vedação (*gaskets*)

As juntas de vedação são as responsáveis pelo direcionamento dos fluidos dentro do trocador, impedem a mistura entre eles e evitam o vazamento para o exterior. As juntas distribuem os fluidos pelos dois lados da placa, fazendo com que, em cada lado, se tenham fluidos diferentes. Elas ocupam toda a periferia da placa, dois bocais integralmente e a parte externa dos outros dois bocais de cada placa – isso pode ser observado na Figura 1.16. A junta deve ser de um material flexível, de modo que, com a compressão das placas, ocorra a vedação.

Os principais materiais utilizados para juntas em trocadores de placa, normalmente elastômeros, são apresentados na Tabela 1.1, indicando a temperatura máxima de operação.

Tabela 1.1 Principais materiais utilizados para as juntas de vedação.

Material	T _{máx} (°C)	Aplicação
Acrilonitrila-butadieno	135	Gorduras
Isobutileno-isopreno	150	Aldeídos, cetonas, alguns ésteres
Borracha de etileno-propileno (EPDM)	150	Grande variedade
Viton (fluorcarbono)	175	Combustíveis, óleos minerais, vegetais e animais
Fibra de amianto comprimido*	260	Solventes orgânicos

* Pouco usada devido à baixa elasticidade.

Fonte: Saunders (1988).

1.3.3.3 Bocais

Os bocais do trocador são utilizados para entrada e saída dos fluidos e podem estar localizados em um ou em ambos os extremos do trocador, na estrutura de fixação das placas, como pode ser visto na Figura 1.14. Quando estão na mesma extremidade, parte fixa, o trocador pode ser aberto sem ser desconectado das tubulações.

O escoamento na placa pode ser diagonal ou vertical em função da posição dos bocais e juntas de vedação nas placas. A configuração vertical, mostrada na Figura 1.16, parece ser mais comum.

1.3.3.4 Placas conectoras

O emprego de placas especiais, chamadas conectoras, permite a operação com três fluidos no trocador, como no caso da pasteurização. O trocador é dividido pela placa conectora em duas partes: em uma delas, o fluido de processo é aquecido por um fluido quente; na outra parte, o fluido de processo é resfriado por um fluido frio. A substituição do fluido quente pelo frio ocorre na placa conectora.

1.3.3.5 Vantagens e restrições

Sempre surgem comparações com os trocadores casco e tubo. O trocador de placas será viável somente se:

- a) a pressão de operação for menor do que 30 bar;
- b) as temperaturas forem inferiores a 180 °C ou 260 °C e se fibra de amianto puder ser utilizada, mas com menores pressões;
- c) o vácuo não for muito elevado;
- d) houver volumes moderados de gases e vapores, com ou sem mudança de fase.

Vantagens:

- Facilidade de acesso à superfície de troca, substituição de placas, facilidade de limpeza – daí o seu uso consagrado em indústrias de alimento. Veja novamente a Figura 1.14;
- Flexibilidade: é possível a alteração da área de troca, basta adicionar ou remover placas;
- Fornece grandes áreas de troca, ocupando pouco espaço – são trocadores compactos se comparados com o casco e tubo. Em alguns catálogos de fabricantes, há comparações entre o espaço ocupado por esses trocadores que realizam o mesmo serviço;
- Pode operar com mais de dois fluidos, como no caso da pasteurização;
- Elevados coeficientes de transferência de calor para ambos os fluidos podem ser obtidos em razão das corrugações das placas. Para número de Reynolds de 10-400, já se tem regime turbulento;
- Incrustação reduzida em razão da alta turbulência, ocasionando menos paradas para limpeza;
- Baixo custo inicial;
- Não é necessário isolamento, apenas as bordas das placas são expostas à atmosfera;
- Não ocorre mistura das correntes, mesmo que a vedação falhe;
- Pequeno volume de fluido retido no trocador: permite respostas rápidas no controle de variáveis.

Restrições:

De acordo com Bell (1981), em *Plate heat exchanger*, em termos de pressão temos:

- Qualquer trocador de placas resiste a pressões de 7 atm, muitos podem ser projetados para 10 atm, alguns para 15 atm, poucos para 20 atm, e um ou dois para 25 atm;
- Outra restrição grave para os trocadores de placa refere-se às temperaturas de operação, em razão das juntas de vedação – temperatura máxima de 260 °C, com amianto, nem sempre utilizável devido à baixa flexibilidade, ou cerca de 180 °C para outras juntas;
- Vazão máxima de operação de 2500 m³/h com bocais de até 400 mm.

Esses valores tendem a se modificar com o desenvolvimento dos equipamentos e dos novos materiais.

1.3.4 Cálculo de trocadores de calor

Várias equações apresentadas anteriormente serão agora utilizadas para o cálculo de trocadores de calor. Entendem-se esses cálculos como a obtenção da área de troca de calor. O projeto do trocador de calor é, na realidade, um projeto termo-hidráulico, pois considera o serviço térmico a ser realizado pelo equipamento, respeitando, porém, um limite de perda de carga.

A maneira de obter a área de troca de calor consiste simplesmente em obter os coeficientes convectivos individuais – h_i e h_o – para calcular o coeficiente global U . Em situações reais de operação, a maioria dos fluidos forma depósitos sólidos sobre as superfícies de escoamento e de troca de calor. Esses depósitos são resistências adicionais à transferência de calor e deverão ser consideradas no cálculo do coeficiente global U .

Sendo assim e considerando ainda que, numa situação bastante comum, na qual os tubos do equipamento são metálicos, com alta condutividade térmica, implicando resistência térmica desprezível, a equação 1.6 passa a ser:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{di} + R_{do} \quad (1.24)$$

sendo R_{di} e R_{do} os fatores de incrustação dos fluidos que escoam pelo trocador de calor. Lembrando ainda que o termo h_{io} , que aparece de outra forma na equação 1.6, é dado por:

$$h_{i_o} = h_i \frac{d_i}{d_e} \quad (1.25)$$

1.3.4.1 Trocadores de calor duplo tubo

Serão apresentadas equações para o cálculo de coeficientes de transmissão de calor por convecção para fluidos escoando no interior de tubos. Para o fluido que escoar pelo espaço anular do trocador, as mesmas equações podem ser utilizadas, substituindo apenas o diâmetro interno do tubo por outra dimensão característica, o diâmetro equivalente (d_{eq}), conforme equação 1.26;

$$d_{eq} = 4 \frac{\text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} \quad (1.26)$$

Dependendo do que se está analisando, se transmissão de calor ou perda de carga, o perímetro molhado apresenta valores diferentes, produzindo diâmetros equivalentes diferentes. Dessa forma, os diâmetros equivalentes para o espaço anular de um trocador duplo tubo são:

Para transmissão de calor:

$$d_{eq} = 4 \frac{\text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} = 4 \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4 \pi d_e} = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e} \quad (1.27)$$

sendo D_i o diâmetro interno do tubo externo, e d_e o diâmetro externo do tubo interno.

Para perda de carga:

$$d_{eq} = 4 \frac{\text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} = 4 \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4 \pi(D_i + d_e)} = D_i - d_e \quad (1.28)$$

Correlações para h para fluidos escoando no interior de tubos

As propriedades físicas devem ser avaliadas na temperatura média da corrente de fluido. Para qualquer fluido com $Re > 10000$, as equações 1.29 e 1.30 podem ser utilizadas.

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,027 \left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (1.29)$$

Cabe lembrar que o termo $(d_i G_t / \mu)$ é o número de Reynolds, e $(c_p \mu / k)$ o número de Prandtl. O termo G_t é a vazão mássica do fluido dividida pela área de escoamento e μ_w é a viscosidade do fluido avaliada na temperatura da parede do tubo. O cálculo da temperatura da parede será apresentado no item 1.3.4.3.

Saunders (1988) apresenta a equação ($Re > 10000$):

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,0204 \left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{0,805} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,415} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \quad (1.30)$$

com $a = 0,18$ no aquecimento e $a = 0,3$ no resfriamento.

No regime laminar, $Re < 2100$, utilizar a equação 1.31:

$$\frac{h_i d_i}{k} = 3,66 \quad (1.31)$$

Se o fluido escoando no interior do tubo for água, a equação 1.32 poderá ser utilizada, fornecendo h_i em $W/(m^2 K)$ – atenção às demais unidades:

$$h_i = 1055 (1,352 + 0,0198t) v^{0,8} / d_i^{0,2} \quad (1.32)$$

em que t é a temperatura média da água em $^{\circ}C$, v a velocidade de escoamento em m/s , e d_i o diâmetro interno do tubo em m .

As áreas de escoamento para o interior do tubo (a_i) e espaço anular (a_a) são apresentadas nas equações 1.33 e 1.34, respectivamente.

$$a_i = \pi \frac{d_i^2}{4} \quad (1.33)$$

$$a_a = \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4} \quad (1.34)$$

1.3.4.2 Trocadores de calor casco e tubo

Para o cálculo do coeficiente convectivo do interior do tubo, podem ser utilizadas as mesmas equações apresentadas para o trocador de calor duplo tubo. Porém, a área de escoamento para o interior dos tubos (a_t) é dada pela equação 1.35.

$$a_t = \frac{N_t \pi d_i^2}{n \cdot 4} \quad (1.35)$$

sendo n o número de passagens no lado tubo.

Já para o lado casco, a situação é mais complexa, havendo, na literatura, várias abordagens, como as propostas por Donohue (1949), Kern (1980) e Bell (1981). A proposta por Bell (1981) é mais precisa e complexa e pode ser encontrada em Araujo (2002). Apresentaremos aqui a proposta por Kern (1980):

Correlação para h para fluidos escoando no lado casco

$$\frac{h_s D_{eq}}{k} = 0,36 \left(\frac{D_{eq} G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (1.36)$$

D_{eq} é o diâmetro equivalente para o lado casco definido pela equação 1.26. Para o caso de uma distribuição dos tubos segundo arranjo quadrado com passo (*pitch*) p , o diâmetro equivalente é dado por:

$$D_{eq} = \frac{4(p^2 - \pi d_e/4)}{\pi d_e} \quad (1.37)$$

Na Figura 1.18a, é apresentada a célula unitária para o arranjo quadrado, que compõe o feixe.

Para o caso do arranjo triangular, o diâmetro equivalente é dado por:

$$D_{eq} = \frac{4\left(\frac{1}{2} p - 0,86p - \frac{1}{2} \pi d_e^2/4\right)}{(1/2)\pi d_e} \quad (1.38)$$

G_s é igual à vazão mássica do fluido do lado casco, w_s , dividida pela área de escoamento (a_s):

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} \quad (1.39)$$

a_s é a área de escoamento na linha central do feixe, dada por:

$$a_s = \frac{D_s C' l_s}{p} \quad (1.40)$$

l_s é o espaçamento entre as chicanas, C' é a abertura entre os tubos, e D_s o diâmetro interno do casco – ver Figura 1.18a.

Na Figura 1.18b, é mostrada a área de escoamento representada pela equação 1.37:

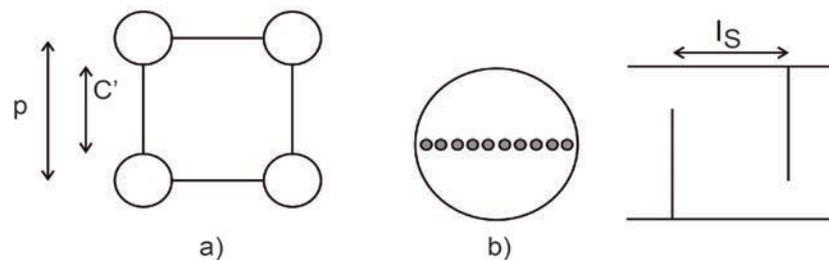


Figura 1.18 a) Célula unitária para o cálculo do diâmetro equivalente; b) Identificação da área de escoamento no centro do feixe.

1.3.4.3 Cálculo da temperatura da parede

Algumas correlações apresentadas nos itens anteriores possuem o termo (μ/μ_w) . Como vimos, μ é a viscosidade do fluido avaliada na temperatura média, isto é, média aritmética entre a temperatura de entrada e de saída do fluido, e μ_w é a viscosidade do fluido avaliada na temperatura da parede do tubo.

A temperatura da parede (t_w) pode ser avaliada pelas equações 1.41 ou 1.42, dependendo da situação:

Se o fluido frio está no interior do tubo:

$$t_w = t_m + \frac{h_s}{h_{io} + h_s} (T_m - t_m) \quad (1.41)$$

sendo t_m e T_m as temperaturas médias dos fluidos frio e quente, respectivamente, e h_s o coeficiente convectivo do fluido que escoar no lado casco ou espaço anular.

Se o fluido quente está no interior do tubo:

$$t_w = t_m + \frac{h_{i_o}}{h_{i_o} + h_s} (T_m - t_m) \quad (1.42)$$

Percebamos que, para o cálculo de h_{i_o} e h_s , necessita-se da temperatura da parede (t_w), e, para o cálculo de t_w , necessitam-se dos dois coeficientes. Portanto, caímos em um processo iterativo, em que normalmente apenas uma iteração é suficiente. O processo de cálculo é:

1. calcula-se h considerando inicialmente (μ/μ_w) igual a 1;
2. calcula-se t_w ;
3. avalia-se a viscosidade na temperatura t_w (μ_w);
4. multiplica-se h pelo termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ ou outro similar, dependendo da equação.

1.4 Estudos complementares

A avaliação e o projeto de trocadores de calor englobam também cálculos de perda de carga para os dois fluidos. Costuma-se utilizar o termo projeto termo-hidráulico. Para o caso de fluidos escoando no interior de tubo(s) ou no espaço anular de um trocador de calor duplo tubo, o cálculo é relativamente simples – aplica-se direto a equação de Fanning. Já para o lado casco de um trocador de calor casco e tubo, há mais do que uma abordagem. Uma abordagem mais simples é apresentada por Kern (1980); outra mais complexa e precisa é o método Bell-Delaware, apresentado em Perry & Chilton (1980) e Araujo (2002).

1.4.1 Saiba mais

Havendo interesse no projeto de trocadores de calor, podem ser consultadas algumas referências. O capítulo 11 da obra *Processos de transmissão de calor*, de D. Q. Kern (1980), apresenta a metodologia proposta pelo autor. Embora hoje em dia se considere que a abordagem do lado casco, proposta por Kern (1980), esteja superada, essa obra continua sendo importante pela visão geral do projeto de trocadores de calor. Atualmente, o método manual mais indicado é o Bell-Delaware,

desenvolvido originalmente para o lado casco de trocadores de calor casco e tubo, com uma passagem no casco e com fluidos sem mudança de fase. Ele considera algumas complexidades do escoamento do lado casco, como características do corte das chicanas, vazamentos casco-chicana e chicana-tubo, *bypass* (contorno) do feixe. O método avalia o coeficiente de troca de calor por convecção e a perda de carga no lado casco.

1.5 Considerações finais

Vimos que trocadores de calor são equipamentos destinados a realizar a mudança de temperatura ou de fase de correntes do processo. Foram apresentados os principais tipos de trocadores de calor, duplo tubo, casco e tubo e de placas. Relembramos o que é coeficiente global de troca de calor e deduzimos a equação para a diferença de temperatura em um trocador de calor e qual a equação de projeto de um trocador de calor. Foram apresentadas as diferentes configurações operacionais e as equações para a estimativa dos coeficientes de troca de calor por convecção.

1.6 Exercícios

Exercício 1

Dispomos de um trocador de calor duplo tubo com as seguintes dimensões:

- Tubo externo:
 - diâmetro externo (D_e) = 0,0605 m;
 - diâmetro interno (D_i) = 0,0525 m.
- Tubo interno:
 - diâmetro externo (d_e) = 0,0422 m;
 - diâmetro interno (d_i) = 0,0351 m.
- Comprimento total = 36 m

Determinar:

- a) a área de troca de calor;
- b) a área de escoamento para o espaço anular;
- c) a área de escoamento para o interior do tubo.

Exercício 2

Um trocador de calor duplo tubo opera com benzeno e tolueno. A vazão do tolueno é 2800 kg/h e sua temperatura de entrada é 70 °C. O benzeno entra no equipamento em 28 °C e sai em 44 °C com vazão de 4400 kg/h. Determinar:

- a) a quantidade de calor trocada no equipamento;
- b) a MLDT para operação em paralelo;
- c) a MLDT para operação em contracorrente.

Dados: calor específico do benzeno = 0,42 kcal kg⁻¹ °C⁻¹; calor específico do tolueno = 0,44 kcal kg⁻¹ °C⁻¹.

Exercício 3

Considere os fluidos e condições operacionais do exercício 2, em contracorrente, e o trocador duplo tubo do exercício 1, só que com comprimento L desconhecido. Qual deve ser a área de troca de calor? Qual o comprimento do trocador de calor?

Exercício 4

Um trocador de calor casco e tubo deverá ser utilizado para aquecer 45 kg/s de caldo de cana com Brix de 15% (teor de sólidos em massa) desde 30 °C até 67 °C. O fluido quente a ser utilizado é vapor de água proveniente de um evaporador. Esse vapor chegará ao trocador de calor saturado a 92 °C e sairá como líquido saturado. Tem-se disponível um trocador de calor casco e tubo 1-8 com as seguintes características:

- 240 tubos com 6 m de comprimento, diâmetro interno de 35,6 mm e diâmetro externo de 38,1 mm; os tubos estão dispostos em arranjo triangular com passo de 57,2 mm; as chicanas têm corte de 45% e seu espaçamento é de 1 m; o diâmetro interno do casco é 1050 mm.

Considerando que:

- o caldo, por ser mais incrustante, seja colocado no interior dos tubos
- o valor do coeficiente convectivo de troca de calor para o vapor condensando seja 8500 W/(m²K).

Deseja-se saber qual a vazão de vapor de água necessária e se esse equipamento será adequado para a realização do serviço (considerando apenas a parte térmica).

Dados:

- propriedades do caldo a 48,5 °C;
- $c_p = 3800 \text{ J/(kg K)}$;
- $\mu = 1,05 \times 10^{-3} \text{ kg/(m s)}$;
- $k = 0,58 \text{ W/(m K)}$ e $\rho = 1045 \text{ kg/m}^3$;
- fator de incrustação do caldo = $5,8 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ K)/W}$;
- fator de incrustação do vapor – desprezível.

Tabela E4.1 Viscosidade do caldo em função da temperatura.

	60 °C	70 °C	80 °C
$\mu \text{ (kg/(m s))}$	$0,82 \times 10^{-3}$	$0,66 \times 10^{-3}$	$0,55 \times 10^{-3}$

Resolução:

Calor trocado (equação 1.4 para cada fluido) e cálculo da vazão de vapor:

$$q = 45 \times 3800 \times (67 - 30) = 6327000 \text{ W}$$

calor latente de vaporização da água = 544 kcal/kg (tabela de propriedades termodinâmicas do vapor de água saturado)

$$w_v = 6327000 / (544 \times 4180) = 2,78 \text{ kg/s}$$

Precisamos determinar a área de troca de calor necessária e comparar com a disponível. A área de troca de calor necessária deve ser de 10% a 20% maior que a disponível.

1. Para o cálculo da área de troca, equação 1.5: $q = UA\Delta t$.
2. Para o cálculo do U, precisamos do h_{i0} , o h_s foi dado.
3. Para o cálculo do Δt , temos as quatro temperaturas terminais. Como um fluido é isotérmico, $F = 1$.

- $MLDT_{\text{contr}} = MLDT_{\text{paral}} = 40,74 \text{ }^\circ\text{C}$ (equação 1.17).

$$\Delta t_1 = 92 - 67$$

$$\Delta t_2 = 92 - 30$$

- Cálculo do U (equação 1.6 ou 1.24).

$$1/U = 1/h_{i0} + 1/h_s + R_d$$

$$h_s = 8500 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) - \text{ dado}$$

Para o cálculo de h_i , podem ser utilizadas as equações 1.29 e 1.30 se $Re > 10000$.

As propriedades físicas devem ser avaliadas na temperatura média do caldo, $48,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Cálculo do Re lado tubo (caldo).

$$Re = G_i d_i / \mu; \text{ sendo } G_i = w/a_i; w = 45 \text{ kg/s}$$

Área de escoamento (equação 1.35)

$$a_i = (N_i/n)\pi d_i^2/4 = (240/8)\pi \times 0,0356^2/4 = 2,986 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$G_i = 45/2,986 \times 10^{-2} = 1507 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$$

$$Re = 1507 \times 0,0356/1,05 \times 10^{-3} = 51095 > 10000$$

Utilizaremos a equação 1.29 para calcular h_i (poderia ser a 1.30)

$$Pr = c_p \mu / k = 3800 \times 1,05 \times 10^{-3} / 0,58 = 6,88$$

$$h_i = (k/d_i) \times 0,027 \times Re^{0,8} Pr^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}$$

$$h_i = (0,58/0,0356) \times 0,027 \times 51095^{0,8} \times 6,88^{0,33} \times 1 = 4858 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$h_{i0} = h_i \times d_i/d_e = 4858 \times 0,0356/0,0381 = 4539 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}) [\text{com } (\mu/\mu_w)^{0,14} = 1]$$

- Cálculo da temperatura da parede (equação 1.41)

$$t_w = 48,5 + 8500/(8500 + 4539)(92 - 48,5) = 76,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_w = 0,59 \times 10^{-3} \text{ kg}/(\text{m s}) \text{ (da Tabela E4.1, apresentada no enunciado)}$$

$$(\mu/\mu_w)^{0,14} = (1,05/0,60)^{0,14} = 1,081$$

$$h_{i0} = 4539 \times 1,081 = 4907 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\text{como } R_d = 5,8 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \text{ }^\circ\text{C})/\text{W}$$

$$1/U = 1/8500 + 1/4920 + 5,8 \times 10^{-4}$$

$$U = 1109 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$A = q/(U\Delta t) = 6327000/(1110 \times 40,74) = 140 \text{ m}^2$$

$$\text{A área real do trocador é: } N_i \pi d_e L = 240 \times \pi \times 0,0381 \times 6 = 172,4 \text{ m}^2$$

A área disponível é maior do que a área necessária, com um excesso de:

$$(172,4 - 140)/140 = 0,23 \text{ ou } 23\%.$$

O equipamento é adequado com excesso de área de 23% em relação à área necessária (mesmo estando um pouco além dos 20% de excesso, consideramos o equipamento adequado).

O uso da equação 1.30 no lugar da 1.29 acarretará valores de h_i e U um pouco diferentes.

UNIDADE 2

Evaporadores

2.1 Primeiras palavras

O objetivo desta unidade é apresentar os principais tipos de evaporadores e os fundamentos necessários para dimensionar e avaliar evaporadores.

Ao final desta unidade, espera-se que o leitor conheça os fundamentos para o dimensionamento de evaporadores e seja capaz de identificar e analisar as principais variáveis operacionais e de projeto.

2.2 Problematizando o tema

Em inúmeros processos químicos, há a necessidade de concentrar soluções, e isso pode ser realizado em um equipamento denominado evaporador. No evaporador, uma solução diluída recebe energia, se aquece e entra em ebulição, gerando vapor, que é retirado do sistema, e produzindo uma solução mais concentrada.

O processo de produção de açúcar é um bom exemplo de utilização de evaporadores. O caldo de cana com teor de açúcar de aproximadamente 15% – em massa – deverá ser concentrado até o teor de aproximadamente 65%. A evaporação pode, em princípio, requerer muita energia, pois envolve mudança de fase do solvente. Isso pode exemplificar a importância que os evaporadores têm dentro dos processos e a necessidade do conhecimento dos fundamentos para o seu dimensionamento e análise.

2.3 Evaporadores

Evaporação é a remoção do solvente, na forma de vapor, de uma solução. Essa operação ocorre em um equipamento adequado, denominado evaporador, e é utilizada para concentrar uma solução composta de um soluto não volátil e um solvente volátil. A concentração ocorre por meio da ebulição da solução com a retirada do vapor gerado. Na maioria das aplicações, o solvente é a água, o soluto é um sólido com pressão de vapor muito baixa e o produto que se pretende obter é a solução concentrada. Porém, em algumas situações, como a produção de água potável a partir de água do mar, o produto principal é o vapor gerado, e não a solução concentrada. Há situações em que as soluções podem ser compostas de dois líquidos, um deles apresentando pressão de vapor muito baixa.

Para que a evaporação ocorra, deverá ser fornecido o calor latente para a vaporização do solvente. No evaporador, há um fluido frio que recebe calor, entra em ebulição, gera vapor e se concentra, e um outro fluido quente que fornece calor. Se esse fluido quente for vapor de água saturado – e, na maioria das

aplicações industriais, é isso o que ocorre –, ele se condensará, saindo, então, líquido. O fornecimento de calor é indireto, isto é, a troca ocorre através de uma parede quase sempre metálica. O evaporador é, então, um tipo particular de trocador de calor, em que de um lado tem-se uma solução em ebulição e, de outro, vapor de aquecimento condensando. Todo evaporador é composto de uma região de troca de calor – área de troca de calor – e um espaço ou um acessório para que ocorra a separação entre o líquido em ebulição e o vapor gerado. Como em todo trocador, aplica-se a equação:

$$q = UA\Delta t \quad (2.1)$$

em que q é a quantidade de calor trocada por tempo, U é o coeficiente global de troca de calor, A é a área de troca de calor, e Δt a diferença de temperatura no evaporador.

A operação unitária de evaporação é utilizada para a concentração de soluções em inúmeros processos, como:

- na indústria de alimentos: concentração de sucos, de caldo de cana para a produção de açúcar, de leite para a produção de leite condensado e em pó etc.;
- na indústria de papel e celulose: concentração de resíduos;
- na indústria de processos inorgânicos: produção de hidróxido de sódio, nitrato de amônio, cloreto de cálcio etc.

As soluções ou suspensões concentradas apresentam diferentes características. Estas, por sua vez, afetam a operação dos evaporadores. As principais propriedades ou características dessas soluções são (MINTON, 1986):

Concentração

À medida que a solução se concentra no evaporador, suas propriedades podem se alterar drasticamente, pois a densidade, a viscosidade e o ponto de ebulição aumentam. Os aumentos da concentração e da viscosidade tendem a reduzir o coeficiente global, havendo também maior tendência para a formação de incrustação. Com o aumento da concentração, a solução pode se tornar saturada; continuando a ebulição, ocorre a formação de cristais, que devem ser retirados do equipamento – incrustação e entupimento.

Sensibilidade à temperatura

Muitos produtos são sensíveis ao calor ou à temperatura, e, para concentrá-los, é necessário utilizar baixas temperaturas e/ou reduzir o tempo de exposição ao calor. Para que isso ocorra, pode ser necessária a utilização de equipamentos que reduzem o volume de produto no evaporador e o tempo de residência e que operam sob vácuo para diminuir o ponto de ebulição.

Formação de espuma

É relativamente comum a formação de espuma durante a ebulição; entretanto, isso pode causar o arraste de líquido. Dependendo da substância, a espuma pode ser desde um tipo instável que se dissolve facilmente até um tipo muito estável e de difícil quebra. Há situações em que a espuma passa a ocupar todo o espaço do evaporador, sendo arrastada pelo vapor. A espuma pode ser causada por gases dissolvidos no licor, por vazamento de ar abaixo do nível do líquido e pela presença de agentes tenso-ativos ou por partículas finamente divididas existentes no licor. O problema pode ser resolvido com projetos especiais, por exemplo, acessórios ou espaços destinados à separação, ou pela redução da intensidade da ebulição entre o líquido e vapor e pela redução do nível de líquido. Quando necessário e possível, pode-se utilizar antiespumantes.

Incrustações

Há vários tipos de incrustações:

- material que se desenvolve na superfície do evaporador e cuja solubilidade aumenta com o aumento da temperatura;
- material insolúvel ou material cuja solubilidade diminui com o aumento da temperatura;
- material depositado devido à corrosão, matéria sólida da alimentação ou depósito formado do lado do fluido de aquecimento.

Incrustação resulta em diminuição contínua das taxas de transferência de calor até a parada para limpeza. Alguns depósitos podem ser difíceis e caros para remover.

Qualidade do produto

Dependendo das características do produto, pode ser necessário utilizar equipamentos com baixo *holdup* e baixa temperatura. Baixo tempo de retenção pode eliminar o uso de alguns evaporadores. A qualidade do produto pode definir o tipo de material de construção.

Os evaporadores industriais operam continuamente na maioria das aplicações; as áreas de troca de calor costumam ser grandes; a ebulição, violenta, e a saída de vapor, rápida. Na operação destes, pode-se ter formação de espuma, incrustação, necessidade de temperaturas e tempo de permanência baixos, corrosão, limitação de espaço físico etc. Para resolver ou para evitar esses problemas, foram desenvolvidos diferentes tipos de evaporadores.

2.3.1 Tipos de evaporadores

Todos os evaporadores possuem uma superfície de aquecimento para a troca de calor e um espaço e/ou acessório para que o vapor gerado seja separado da solução em ebulição, evitando que o vapor arraste a solução. A maneira como essa troca e separação são realizadas permite a classificação dos evaporadores. Como o movimento do líquido sobre a superfície aquecedora tem grande influência sobre a velocidade de transferência de calor, costuma-se classificar os evaporadores em três categorias:

- evaporadores de circulação natural;
- evaporadores de circulação forçada;
- evaporadores de película.

2.3.1.1 Evaporadores de circulação natural

Evaporadores de circulação natural são aqueles em que a movimentação da solução é realizada por variação da densidade, ocasionada pelo aquecimento e ebulição. Nessa categoria, destaca-se o tipo Roberts, denominado também Calandra, Padrão ou de tubos curtos.

É um dos tipos mais antigos ainda em operação, sendo principalmente utilizado na produção de açúcar. Sua superfície de aquecimento é chamada de calandra. O vapor de aquecimento escoar por fora dos tubos e a solução a ser concentrada, geralmente mais incrustante, escoar por dentro dos tubos. Na Figura 2.1, são apresentadas duas configurações desse tipo de evaporador (figuras 2.1a e 2.1b):

A movimentação da solução é feita por circulação natural, que é eficiente com líquidos pouco viscosos. Dessa forma, a solução é aquecida, sobe pelo interior dos tubos e desce pelo duto central. Nos casos de suspensões muito viscosas, pode haver um impelidor ou rotor para que ocorra circulação forçada. A área do duto central varia de 40% a mais de 100% da área da seção transversal dos tubos. As posições da alimentação e da retirada de produto podem variar. A transferência de calor e a circulação são bastante afetadas pelo nível da solução dentro do evaporador.

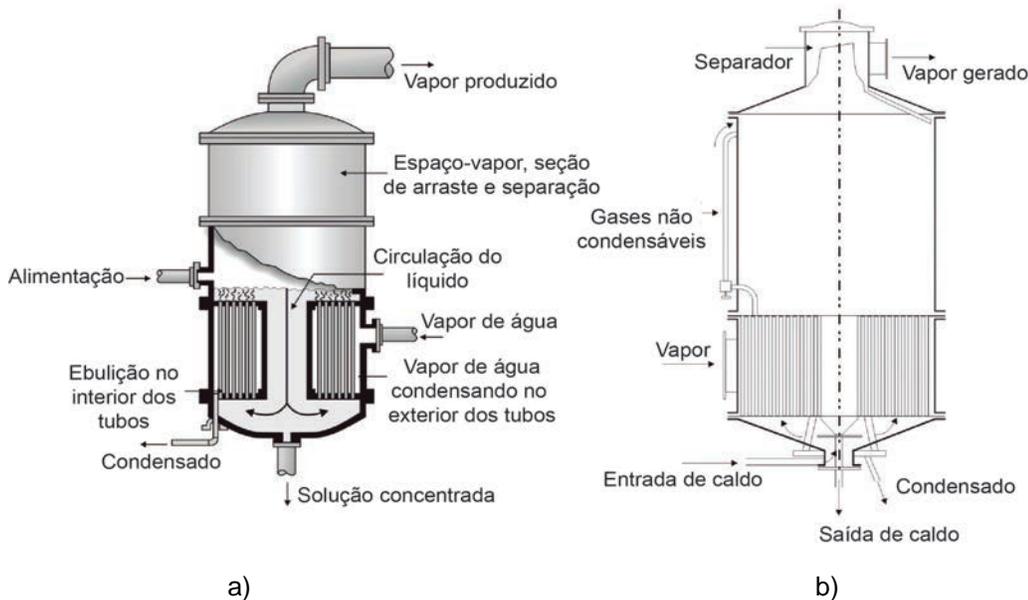


Figura 2.1 Evaporador tipo calandra: a) Configuração tradicional; b) Configuração utilizada na produção de açúcar de cana.

Fonte: adaptada de Hugot (1986).

A circulação é causada pela diferença de densidade, resultante do aquecimento e do vapor gerado no interior dos tubos. Quando o nível de solução fica abaixo do espelho superior, atingem-se os maiores coeficientes de troca de calor. Entretanto, quando o nível fica muito abaixo, o resultado é um tubo não totalmente molhado, o que acarreta a formação de incrustação. O nível ótimo corresponde à, aproximadamente, metade da altura dos tubos. O coeficiente global (U) pode variar de 1100 a 2800 $W/(m^2 K)$, dependendo da viscosidade da solução, e a separação da espuma formada pode não ser eficiente. Por causa do tempo de residência elevado, não é adequado para operar com substâncias termossensíveis. Suas dimensões são: tubo de 37 a 75 mm de diâmetro, podendo chegar a 100 mm e L/d de 20 a 40.

No Brasil, esse tipo de evaporador ainda é o mais utilizado para concentrar caldo de cana na produção de açúcar. Hugot (1986) apresenta inúmeras

características construtivas desse evaporador para aplicações na indústria açucareira, como:

Calandra

Composta de tubos de aço ou de latão cujos diâmetros externos mais comuns são 32, 35, 45 e 50 mm e espessura de parede de 1,5 a 2,5 mm. Atualmente, os comprimentos mais usados desses tubos são de 2,25 m a 4 m, havendo uma relação entre o diâmetro e o comprimento dos tubos, de acordo com a Tabela 2.1. Conforme os tubos se tornam mais finos, permitem uma melhor película ascendente de caldo, e o efeito dessa película depende da relação entre superfície de aquecimento do tubo e sua seção transversal interior:

Tabela 2.1 Máximo comprimento dos tubos do evaporador calandra.

Diâmetro (mm)	Máximo comprimento (m)
50	2,5
38	3,5
35	4,0
30	4,5

Fonte: Hugot (1986).

Antigamente, havia indicações operacionais para que o nível da solução ficasse no espelho superior da calandra; hoje, há referências indicando que esse nível pode chegar a apenas 1/3 da altura dos tubos. Entretanto, muitas usinas utilizam níveis maiores por causa dos problemas de incrustação.

Os tubos são dispostos de acordo com um arranjo triangular, e a relação entre o *pitch* e o diâmetro externo do tubo é de cerca de 1,35.

Espaço-vapor

É o cilindro acima da calandra, com o mesmo diâmetro desta, que não é ocupado pela solução e corresponde à maior parte do evaporador. Sua função é evitar que gotas de caldo sejam arrastadas pelo vapor gerado pela ebulição. A altura do espaço-vapor deve ser de aproximadamente 2,5 vezes a altura da calandra. O diâmetro do espaço-vapor tem um grande efeito sobre o arraste de líquido. Em função de dados experimentais, a área da seção transversal do espaço-vapor deve fornecer 1 m²/400 m³/h de vapor produzido. A velocidade do vapor que deixa a superfície da solução deve, então, ser de aproximadamente

10 m/s, indicando que é necessário fornecer um maior espaço-vapor nos casos em que o volume específico do vapor produzido for maior, ou seja, quando a pressão é menor. O duto central da calandra, por onde retorna o concentrado, possui diâmetro que varia de 1/4 a 1/8 do diâmetro interno da calandra.

Na Figura 2.1b, é apresentado um esquema típico desse evaporador, utilizado na indústria açucareira. De acordo com a figura, na parte superior do corpo, após o espaço-vapor, há um separador para impedir que o caldo seja arrastado com o vapor gerado.

2.3.1.2 Evaporadores de circulação forçada

O aumento da velocidade de escoamento da solução no interior dos tubos aumenta seu coeficiente de transmissão de calor por convecção; por isso, quando as soluções são muito viscosas ou quando apresentam tendência à incrustação, instala-se uma bomba no conduto de descida da solução. A circulação forçada faz com que essas unidades sejam insensíveis às vazões ou às variações nas propriedades físicas, tornando-as adequadas às operações de cristalização ou com lamas viscosas. A velocidade pode ser de 2 m/s a 6 m/s e, além de aumentar o coeficiente de troca de calor h , reduz a incrustação. Na maioria das unidades, a solução não entra em ebulição dentro dos tubos por causa da carga estática, ocorrendo somente na câmara de separação. Às vezes, é permitido que o fluido bombeado entre em ebulição no interior dos tubos, o que aumenta as taxas de troca de calor; porém, a possibilidade de incrustação também aumenta. Isso só será viável quando houver limitação de altura no local de instalação ou quando o líquido não for incrustante.

A superfície de troca de calor pode ser interna ou externa, vertical ou horizontal. Na Figura 2.2, são apresentadas duas configurações:

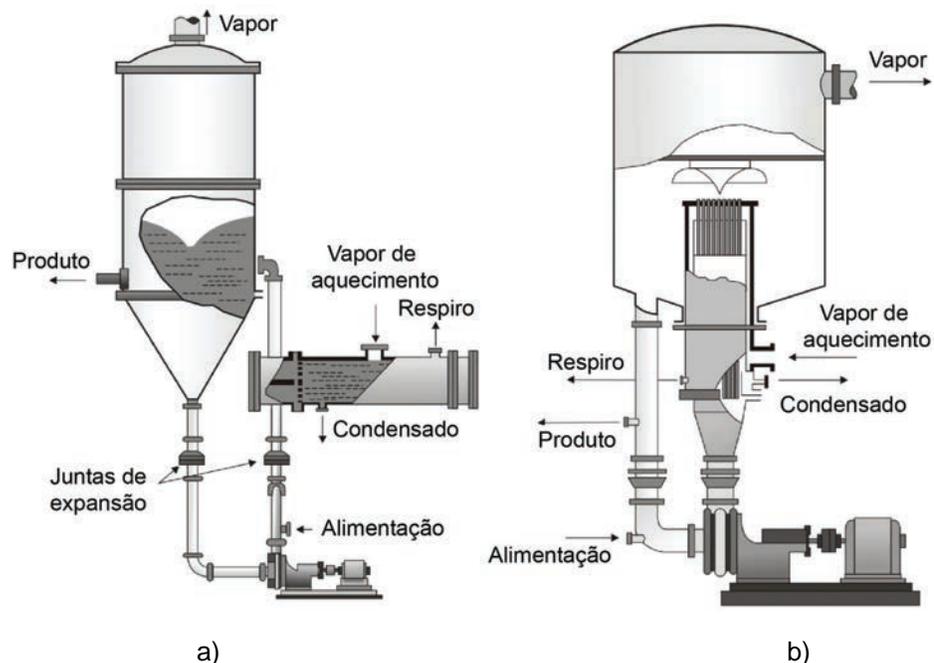


Figura 2.2 Evaporadores de circulação forçada. a) Evaporador de circulação forçada horizontal; b) Evaporador de circulação forçada vertical com superfície interna.

Sendo a superfície de troca de calor horizontal externa, o evaporador é mais compacto. Com a superfície externa, a manutenção e a limpeza são mais fáceis. Esse tipo de evaporador também é chamado de tubos submersos, pois o elemento de aquecimento é colocado abaixo do nível do líquido e utiliza a altura hidrostática para evitar a ebulição. Se o elemento de aquecimento for vertical, normalmente será utilizada uma passagem no lado tubo; se for horizontal, utilizar-se-ão duas passagens.

Os coeficientes globais (U) podem variar de 1100 a 6800 $W/(m^2 K)$, mesmo com soluções viscosas. Por isso, é o tipo de evaporador mais versátil.

Na escolha da circulação forçada, deve-se avaliar os custos de bombeamento, que são altos, e o aumento da velocidade de transferência de calor.

2.3.1.3 Evaporadores de película

Evaporador de tubos verticais longos ou de película ascendente

Atualmente, esse é um dos evaporadores mais comuns. Alguns autores o classificam como de circulação natural, chamando-o de evaporador de tubos verticais longos.

Na maioria dos evaporadores citados, a solução permanece um tempo considerável dentro do evaporador, o que pode causar, mesmo com operações

a vácuo, a decomposição ou a modificação térmica de algumas substâncias, como é o caso do suco de laranja. Uma maneira de evitar que isso ocorra é utilizar evaporadores com tempo de residência de somente alguns segundos. Essa foi a ideia básica do evaporador com tubos verticais longos, de película ascendente ou Kestner, apresentado na Figura 2.3:

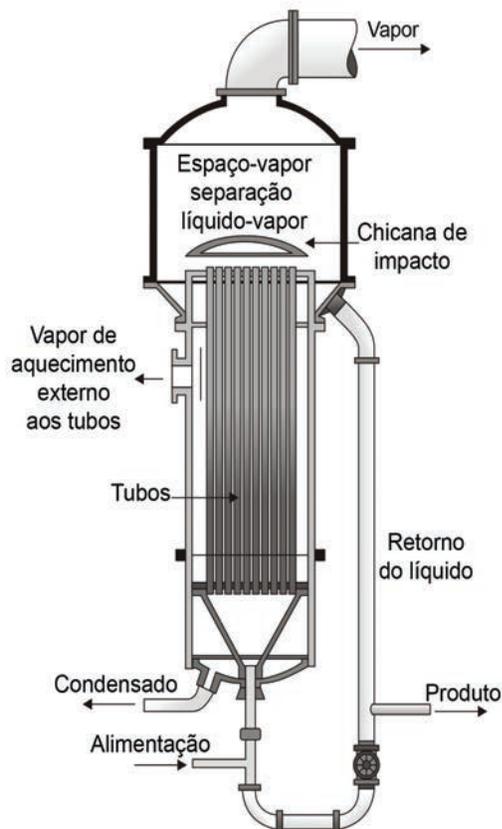


Figura 2.3 Evaporador de película ascendente.

São tubos de 19 mm a 50 mm de diâmetro e comprimento de 3,5 m a 11 m montados em uma caixa de vapor. A solução entra pelo fundo, saindo por cima uma mistura de vapor e líquido que penetra em uma câmara de separação de vapor. Antes desse separador, pode-se ter uma chicana ou uma placa de impacto que, com o choque, realiza a separação entre o líquido e o vapor. Esse tipo de evaporador pode ser utilizado com soluções que tendem a formar espuma, pois a placa de impacto e o separador impedem que a espuma seja arrastada. A altura do espaço-vapor é relativamente pequena.

Nos primeiros modelos, o líquido concentrado era recirculado, mas atualmente também se utilizam modelos com passagem única. Esse tipo de evaporador é chamado de película ascendente, pois, ao longo do tubo, formam-se um espaço anular com vapor e uma película de líquido junto à parede. Essa película é altamente turbulenta, apresentando elevados valores de h , e é mantida graças

ao atrito induzido pelo núcleo de vapor que se desloca em alta velocidade em relação ao líquido. Esse evaporador não é adequado para operar com líquidos viscosos, e a superfície de aquecimento pode ser externa.

Evaporador de película descendente

Outro tipo de evaporador é o de película descendente, empregado para materiais mais viscosos, que não podem ser concentrados com êxito na unidade de película ascendente. Na Figura 2.4, é apresentado esse tipo de evaporador com um condensador de contato acoplado:

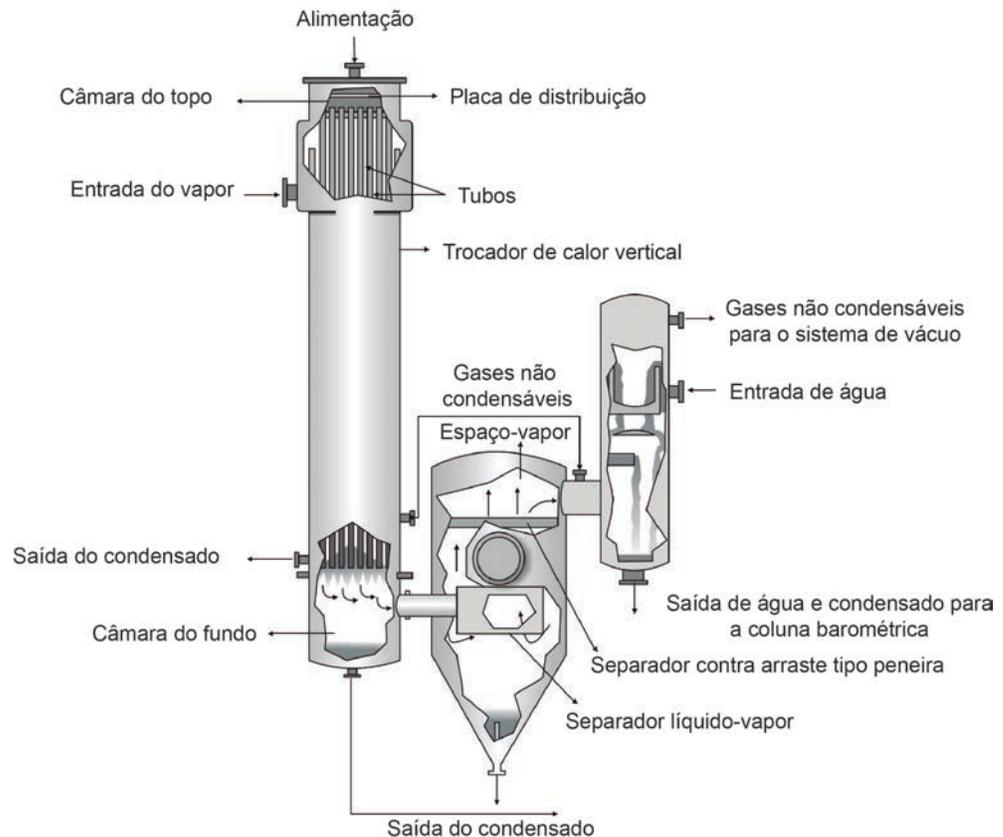


Figura 2.4 Evaporador de película descendente.

Fonte: adaptada de Catálogo Swenson.¹

A solução é alimentada no topo, em um distribuidor adequadamente projetado para que escorra pela parede interna dos tubos, como um filme ou película. Do lado casco, está o vapor de aquecimento, que fornece calor para a película. A evaporação ocorre na superfície da película altamente turbulenta, e não na superfície do tubo. O vapor gerado esco para baixo paralelamente à película. Vapor e

¹ Para ler o catálogo, acesse <<http://www.swensonstechnology.com/ltv-ff-evap.html>>.

líquido são separados na saída dos tubos, e o separador pode ser externo ao corpo do evaporador. O tempo de residência do evaporador é baixo, cerca de 30 segundos, permitindo sua utilização com substâncias termicamente sensíveis. Esse tipo de evaporador pode ser usado com fluidos incrustantes, pois a ebulição ocorre na superfície do filme e não sobre a parede do tubo, dificultando a formação de incrustação. O distribuidor deve ser cuidadosamente projetado para que os tubos não fiquem secos, pois, se o produto secar sobre a parede do tubo, poderão ocorrer sérios problemas de incrustação.

A distribuição da alimentação pelos tubos e a garantia que a película formada permanecerá estável ao longo do comprimento do tubo são os principais problemas desse evaporador. Muitas vezes, para que a superfície de troca – do lado da solução – fique sempre molhada, é necessário utilizar a recirculação do produto, somente possível por meio de bombeamento, exceto se a razão alimentação/evaporação for elevada. A distribuição da alimentação pode ser feita por meio de distribuidores individuais para os tubos, com placas de orifício acima dos tubos e espelho ou por *spray*.

Como os tubos não operam cheios, não há aumento do ponto de ebulição em decorrência da carga hidrostática. Esse equipamento é particularmente útil em aplicações em que a diferença de temperatura entre fluido quente e frio é pequena ($< 10\text{ }^{\circ}\text{C}$). Operar com pequena diferença de temperatura, ter um volume pequeno de produto retido e apresentar tempo de residência baixo faz desse equipamento uma boa opção para fluidos termossensíveis. Graças a seus tubos longos, pode proporcionar áreas de troca de calor de cerca de 8000 m^2 com diâmetro de casco de 4 m a 4,5 m, ocupando uma pequena área física. O diâmetro dos tubos utilizados costuma ser de 2 a 4 polegadas (50 mm a 100 mm), e os coeficientes globais (U) podem ser de 4500 a $8500\text{ W}/(\text{m}^2\text{ K})$.

Evaporadores de placas

Os evaporadores de placa são semelhantes aos trocadores de calor de placas, mas com grandes passagens para o escoamento do vapor gerado. Da mesma forma que no trocador de placas, nos evaporadores de placas têm-se os canais alternados com escoamento do produto e do vapor de aquecimento. São equipamentos compactos, com o separador conectado ao conjunto de placas, ocupam pequeno espaço e a altura é inferior a 4 m. São também equipamentos versáteis, uma vez que a superfície de troca pode ser facilmente inspecionada e alterada. Podem operar como evaporadores de película ascendente, descendente ou ainda ascendente-descendente.

Com os evaporadores de placas, podem ser obtidas altas velocidades de escoamento, as quais reduzem a incrustação. O volume retido dentro desse evaporador é muito pequeno se comparado a outros tipos de evaporadores. Outros detalhes podem ser obtidos em:

- <http://www.niroinc.com/evaporators_crystallizers/plate_evaporators.asp>;
- <http://www.bufllovak.com/DHT/pdf_downloads.html>. – acessar *Evaporator plate processing*; há outras opções quanto ao tipo de evaporador.

Há outro tipo de evaporador, denominado híbrido de placas de fluxo descendente. O nome tem origem na mistura entre evaporador de placas e evaporador de feixe tubular de fluxo descendente. A calandra é composta de um conjunto de placas soldadas. Uma característica interessante que o fabricante apresenta é que é possível transformar um evaporador Roberts já existente em um híbrido. Nesse caso, a calandra original é substituída pelo conjunto de placas e distribuidor da alimentação. Para outros detalhes, visite as páginas:

- <<http://www.geadobrasil.com.br/792.0.html?L>>;
- <http://www.senior.com.au/thermal_film.htm>.

Há outros tipos de evaporador, como o evaporador de película agitada, que não abordaremos aqui.

2.3.2 Fundamentos

2.3.2.1 Elevação do ponto de ebulição (EPE)

Considere um solvente puro, por exemplo, água, em um recipiente à pressão p , com temperatura de ebulição t_{solv} . Considere agora uma solução com esse solvente e um soluto não volátil, como água e sal, na mesma pressão p anterior e com temperatura de ebulição t_e .

Define-se elevação do ponto de ebulição da solução como a diferença entre o ponto de ebulição da solução (t_e) e o ponto de ebulição do solvente puro (t_{solv}) na mesma pressão:

$$\text{EPE} = t_e - t_{\text{solv}} \quad (2.2)$$

Essa definição é bastante simples e será utilizada em muitas aplicações que envolvem concentração de soluções. Outros conceitos serão lembrados com o objetivo de facilitar o entendimento para as futuras aplicações. Algumas questões são apresentadas a seguir: quando um líquido entra em ebulição? Quando a pressão de vapor do líquido se igualar com a pressão ambiente – é a resposta. Se a um líquido puro, com temperatura de ebulição t , acrescentar-se um soluto, o que ocorrerá com a temperatura de ebulição da solução formada?

A temperatura de ebulição da solução será maior que a temperatura de ebulição do solvente puro. A pressão de vapor do solvente na solução é menor do que a pressão de vapor do solvente puro. Por exemplo: a pressão de vapor de água pura a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ é $55,324\text{ mm Hg}$ – ver tabela de pressão de vapor da água líquida ou de propriedades do vapor de água saturado. A pressão de vapor da água a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ em uma solução de NaOH com concentração de $30\text{ (g NaOH/100g H}_2\text{O)}$ é de $36,6\text{ mm Hg}$ – ver tabela de pressão de vapor de água em soluções de NaOH.

Considere agora a seguinte situação: submetida à pressão ambiente de 100 mm Hg , a água pura entra em ebulição a $51,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. A essa mesma pressão, uma solução de NaOH com 50% – em massa de soluto – entra em ebulição a $98\text{ }^{\circ}\text{C}$. Qual a elevação do ponto de ebulição da solução?

$$\text{EPE} = 98 - 51,3 = 46,7\text{ }^{\circ}\text{C}$$

O vapor gerado pela ebulição da solução de NaOH 50% está saturado ou superaquecido? E qual a temperatura de condensação desse vapor?

A solução está em ebulição a $98\text{ }^{\circ}\text{C}$, e o vapor está sendo gerado em $98\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dessa forma, esse vapor está a $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ e à pressão de 100 mm Hg . A temperatura de saturação do vapor de água a 100 mm Hg é $51,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, estando, portanto, superaquecido. O superaquecimento é de $98 - 51,3 = 46,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou seja, é a própria EPE.

Para que ocorra a condensação desse vapor, o calor sensível deverá ser retirado, reduzindo sua temperatura de $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $51,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nesse ponto, o vapor está saturado, e, em seguida, retira-se o calor latente. Dessa forma, o vapor condensará em $51,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Por meio das tabelas de pressão de vapor do solvente puro – normalmente água em operações com evaporadores – e do solvente na solução considerada, é possível calcular a EPE, conforme feito na aplicação anterior com NaOH.

Para o caso específico de soluções de açúcar, há, na literatura, tabelas, gráficos ou equações que fornecem diretamente a EPE em função do Brix, pureza e pressão – ou vácuo (HUGOT, 1986). Hugot (ibid.) apresenta também a seguinte relação para a EPE de uma solução pura de açúcar:

$$EPE = 0,025B \frac{30 + B}{103,6 - B} \left(1 - \frac{0,54h}{229 - h} \right) \quad (2.3)$$

sendo B o Brix da solução, h o vácuo, expresso em cm de mercúrio, e a EPE, expressa em °C.

Para algumas soluções aquosas com solutos inorgânicos, por exemplo, NaOH e NaCl, encontramos, na literatura, o chamado Diagrama de Dühring, que veremos a seguir.

2.3.2.2 Diagrama de Dühring

Normalmente, a EPE é pequena tanto para soluções diluídas como para soluções de coloides orgânicos, mas pode ser grande para soluções concentradas de sais inorgânicos. As EPE são encontradas a partir de uma lei empírica, conhecida como regra de Dühring: o ponto de ebulição de determinada solução é uma função linear do ponto de ebulição do solvente puro. Isso quer dizer que, se for construído um gráfico do ponto de ebulição de uma solução, com determinada concentração, em função do ponto de ebulição do solvente puro, será obtida uma reta.

De acordo com Hougen, Watson & Ragatz (1973), embora diversos sistemas mostrem esse comportamento, não é possível considerar isso como geral, e o fato de as linhas de Dühring para o NaOH serem praticamente paralelas – variando a concentração –, é simplesmente uma característica desse sistema, já que normalmente a EPE aumenta de acordo com o aumento da temperatura.

Encontra-se facilmente, na literatura, o diagrama de Dühring para soluções de NaOH, o qual é apresentado na Figura 2.5, e para algumas soluções aquosas de sais inorgânicos.

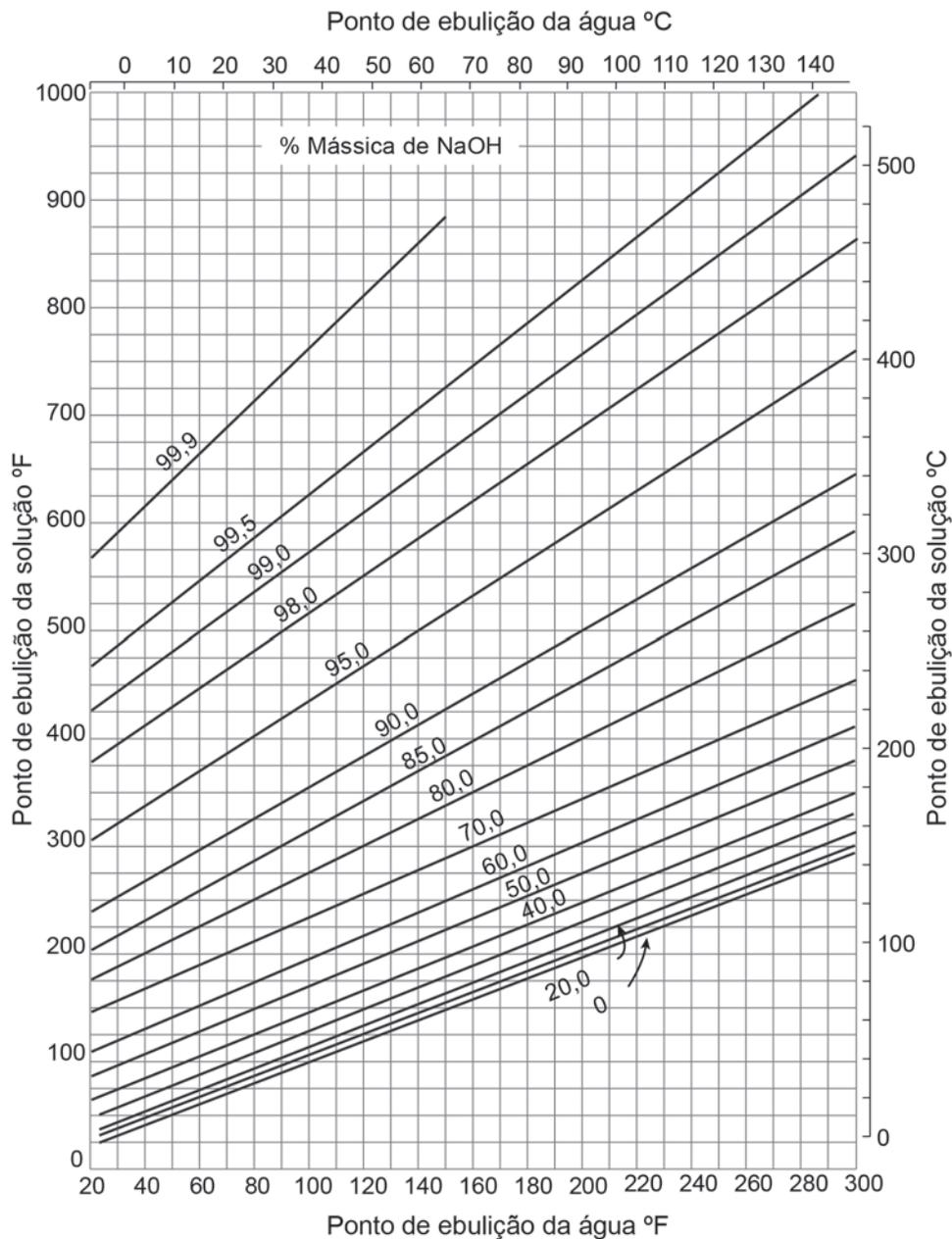


Figura 2.5 Diagrama de Dühring para soluções de NaOH.

Fonte: adaptada de Brown (1955).

2.3.2.3 Balanços de massa e energia

Na maioria dos evaporadores, o fluido de aquecimento que fornece a energia para a evaporação é o vapor de água submetido a pressões relativamente baixas, cerca de 3 atm. Para que seja determinado o consumo de energia no evaporador, é preciso realizar balanços de massa e energia.

Na Figura 2.6, é apresentado um evaporador simplificado:

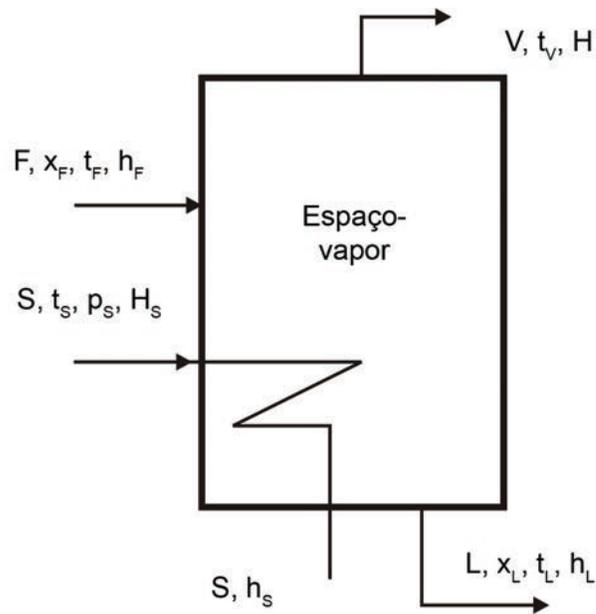


Figura 2.6 Representação de um evaporador.

Tem-se:

Vazões mássicas (por exemplo, kg/h):

- F : vazão mássica de alimentação da solução diluída;
- L : vazão mássica de solução concentrada produzida no evaporador;
- S : vazão mássica de vapor de aquecimento – observação: *steam* produzido em uma caldeira, considerado normalmente saturado;
- V : vazão mássica de vapor produzido no evaporador pela ebulição da solução.

Concentrações na forma de frações mássicas de sólidos:

- x_F : fração mássica de sólidos na alimentação;
- x_L : fração mássica de sólidos na solução concentrada;
- y : fração mássica de sólidos no vapor produzido – como não deve haver arraste de sólido ou solução com o vapor, é desejável que seja sempre 0 (zero).

Temperaturas (°C):

- t_F : temperatura da solução diluída (alimentação);
- t_L : temperatura da solução concentrada produzida no evaporador – temperatura de ebulição da solução concentrada, na pressão do evaporador;
- t_S : temperatura de saturação do vapor de aquecimento;
- t_V : temperatura do vapor produzido no evaporador.

Observação: se a EPE da solução a ser concentrada for 0 (zero), o vapor gerado no evaporador será vapor saturado; mas, se a EPE for diferente de 0 (zero), o vapor será superaquecido.

Entalpias específicas (energia/massa):

- h_F : entalpia da solução diluída alimentada no evaporador;
- h_L : entalpia da solução concentrada produzida no evaporador;
- H_S : entalpia do vapor saturado alimentado no evaporador;
- h_S : entalpia do condensado – água líquida – que sai da câmara de vapor de aquecimento;
- H_V : entalpia do vapor produzido no evaporador – podendo ser saturado ou superaquecido.

Se o vapor de aquecimento (S) fornecer energia suficiente para que ocorra a concentração da solução diluída (F) e a produção da solução concentrada (L), dever-se-á ter:

$$t_S > t_L \quad (2.4)$$

E lembrando que se t for a temperatura de saturação do vapor produzido:

$$t_L = t + \text{EPE} \quad (2.5)$$

Para um evaporador contínuo, operando no estado estacionário, o balanço de massa para o soluto é:

$$F x_F = L x_L \quad (2.6)$$

E o balanço de massa global:

$$F = L + V \quad (2.7)$$

Dessa forma, a quantidade de vapor (V) produzida no evaporador, normalmente desconhecida, poderia ser obtida por meio das equações (2.7) e (2.6):

$$V = F - L = F - F x_F/x_L = F (1 - x_F/x_L) \quad (2.8)$$

O balanço de energia do mesmo evaporador operando no estado estacionário seria:

$$Fh_F + SH_S = Sh_S + VH_V + Lh_L + Q_p \quad (2.9)$$

em que Q_p se refere às perdas de energia para o ambiente através do evaporador.

No caso de o vapor de aquecimento (S) estar saturado, a diferença entre as entalpias do vapor e seu condensado, também saturado, é o calor latente de vaporização da água na temperatura de saturação (λ_s). Com isso, a equação 2.9 passa a ser:

$$Fh_F + SH_S - Sh_S = VH_V + Lh_L + Q_p$$

e

$$Fh_F + S\lambda_s = VH_V + Lh_L + Q_p \quad (2.10)$$

O calor fornecido pelo vapor de aquecimento (q_s) é:

$$q_s = S (H_s - h_s) \quad (2.11)$$

Substituindo a equação 2.11 na equação 2.10 e rearranjando-a, obtém-se:

$$q_s = S (H_s - h_s) = VH_V + Lh_L - Fh_F + Q_p \quad (2.12)$$

Introduzindo L da equação 2.7 na equação 2.12, temos:

$$\begin{aligned} q_s &= S (H_s - h_s) = VH_V + (F - V) h_L - Fh_F + Q_p = \\ &= V (H_V - h_L) + F (h_L - h_F) + Q_p \end{aligned} \quad (2.13)$$

Normalmente, em problemas com evaporadores, são conhecidas as condições de alimentação (t_F , x_F e F), a concentração do que se quer produzir (x_L), a condição do vapor de aquecimento e a pressão do espaço-vapor do evaporador, ficando como incógnita a vazão do vapor de aquecimento (S), que pode ser obtida por meio da expressão do balanço de energia, equação 2.9, ou por uma modificação.

Para utilizar o balanço de energia, é necessário conhecer ou calcular as entalpias de todas as correntes do evaporador, como:

Vapor de aquecimento

O vapor de aquecimento utilizado nos evaporadores normalmente é vapor de água saturado. As entalpias podem ser obtidas por meio de tabelas de vapor de água saturado, encontradas facilmente na literatura e em livros-textos. Nas mesmas tabelas, obtêm-se valores para o líquido saturado e calor latente de condensação, em que, normalmente, o estado de referência, cuja entalpia é 0 (zero), é água líquida a 0 °C.

Se o condensado do vapor de aquecimento sair do evaporador como líquido saturado, será preciso lembrar que:

$$H_S - h_S = \lambda_S \quad (2.14)$$

Se o condensado sair resfriado, isto é, com temperatura t_C abaixo da temperatura de saturação, sua entalpia poderá ser obtida por meio de:

$$h_S = c_p (t_C - 0) \quad (2.15)$$

em que c_p é o calor específico da água líquida $\approx 1,0$ kcal/(kg °C).

Alimentação e produto

O calor de solução será igual a 0 (zero) se as soluções se comportarem como ideais, e as entalpias poderão ser obtidas por:

$$h_F = c_{pF} (t_F - t_{ref}) = c_{pF} (t_F - 0) \quad (2.16)$$

$$h_L = c_{pL} (t_L - t_{ref}) = c_{pL} (t_L - 0) \quad (2.17)$$

em que t_{ref} é a temperatura do estado de referência, e c_{pF} e c_{pL} são o calor específico das soluções de alimentação e de produto. No caso de soluções aquosas, deve-se usar, para a água, o mesmo estado de referência que as tabelas de vapor de água saturado, normalmente água líquida a 0 °C.

Não se comportando como soluções ideais, as entalpias devem ser calculadas considerando o calor de solução ou utilizando diagramas de entalpia – concentração disponíveis na literatura. A Figura 2.7 apresenta esse diagrama para soluções de NaOH:

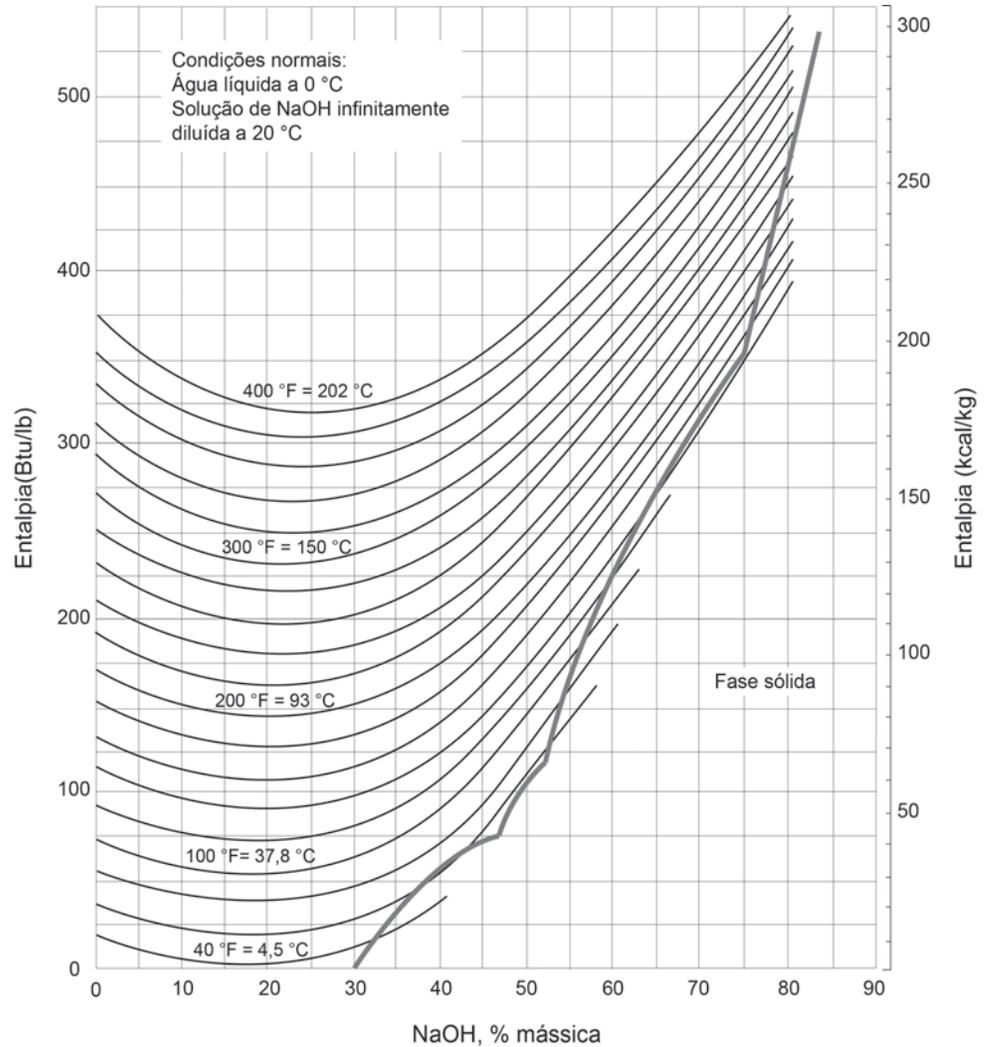


Figura 2.7 Diagrama de entalpia concentração para soluções de NaOH.

Fonte: adaptada de Brown (1955).

Vapor produzido

Se a elevação do ponto de ebulição da solução for igual a 0 (zero), o vapor produzido no evaporador estará saturado. No caso de soluções aquosas, tendo

a pressão ou a temperatura do espaço-vapor, é possível obter as entalpias por meio das tabelas de vapor de água saturado.

Se a EPE for diferente de 0 (zero), o vapor produzido no evaporador estará superaquecido. Conhecendo a temperatura e pressão, é possível obter a entalpia por meio das tabelas de vapor superaquecido, entretanto, como os intervalos de pressão e temperatura apresentados nelas são grandes, torna-se difícil obter os valores necessários com precisão. Pode-se, alternativamente, calcular a entalpia do vapor superaquecido por meio da expressão:

$$H_V = H_{V \text{ sat}} + c_{pv} (t_L - t_{\text{sat}}) = H_{V \text{ sat}} + c_{pv} \text{ EPE} \quad (2.18)$$

em que c_{pv} é o calor específico do vapor de água e pode ser considerado em aplicações de evaporadores como 0,46 kcal/(kg °C).

Cabe lembrar que o vapor é gerado pela ebulição da solução. Se a solução está à temperatura t_L , o vapor também estará na mesma temperatura, portanto t_V será sempre igual à t_L .

Uma forma aproximada para obter H_V é entrar nas tabelas de vapor saturado diretamente com a temperatura de superaquecimento t_L . Será evitado aqui o uso dessa aproximação.

2.3.2.4 Desempenho de evaporadores

As principais maneiras de avaliar o desempenho de um evaporador que utiliza vapor como fonte de energia são: capacidade e economia.

Capacidade

É definida como a quantidade de vapor produzida por hora no evaporador, expressa normalmente em kg/h. Refere-se ao termo V do balanço de massa no evaporador.

Como já dito, o evaporador é um tipo particular de trocador de calor, em que é possível, também, aplicar a seguinte equação:

$$q = S (H_s - h_s) = UA\Delta t \quad (2.19)$$

em que U é o coeficiente global de troca de calor, A é a área de troca de calor e Δt a diferença de temperatura no evaporador.

Se a alimentação do evaporador estiver na temperatura correspondente ao ponto de ebulição da solução concentrada na pressão absoluta do espaço-vapor, todo calor q trocado no evaporador será utilizado para a evaporação, e a capacidade do evaporador será proporcional a q . Se a alimentação estiver fria, o calor necessário para aquecê-la até o ponto de ebulição poderá ser considerável, e a capacidade para determinado valor de q será reduzida – para um mesmo calor trocado, menos água será evaporada. No entanto, se a alimentação estiver em uma temperatura acima do ponto de ebulição do produto, correspondente à pressão do espaço-vapor, uma parte da alimentação vaporizará espontaneamente pelo equilíbrio adiabático com a pressão do espaço-vapor, e a capacidade será maior que aquela correspondente a q . Esse processo é chamado de evaporação *flash*.

Economia

É definida pela relação entre a quantidade de vapor produzida no evaporador e a quantidade de vapor de aquecimento alimentada ao evaporador – kg de água evaporada por kg de vapor alimentado –, ou seja:

$$E = V/S \quad (2.20)$$

A economia é bastante influenciada pelo número de efeitos do evaporador – o significado será apresentado posteriormente. Outro fator que influencia a economia é a temperatura da alimentação (t_F).

Considerando o seguinte exemplo simplificado: um evaporador opera com vapor de aquecimento saturado a $2,5 \text{ kgf/cm}^2$, um vácuo de 650 mm Hg no espaço-vapor, e supõe-se que a solução que está sendo concentrada se comportará como água pura. Qual o valor esperado para a economia do evaporador?

O vapor de aquecimento saturado a $2,5 \text{ kgf/cm}^2$ está a $126,8 \text{ }^\circ\text{C}$ e possui calor latente de condensação $\lambda_s = 521,0 \text{ kcal/kg}$ – tabela de vapor de água saturado.

A solução que se comporta como água está sob pressão absoluta de:

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{atm}} - \text{vácuo} \quad (2.21)$$

sendo p_{atm} a pressão atmosférica.

Vácuo de 650 mm Hg significa que a pressão absoluta está 650 mm Hg abaixo da pressão atmosférica. Portanto, a pressão no espaço-vapor do eva-

porador é $760 - 650 = 110 \text{ mm Hg} = 0,15 \text{ kgf/cm}^2$. A água líquida, nessa pressão, entra em ebulição a $53,6 \text{ }^\circ\text{C}$ e possui um calor latente de vaporização de $566,9 \text{ kcal/kg}$.

Pergunta: se a alimentação do evaporador estiver a $53,6 \text{ }^\circ\text{C}$, 1 kg de vapor de aquecimento será capaz de evaporar quantos kg de água no evaporador?

Na condensação, 1 kg de vapor de aquecimento libera $521,0 \text{ kcal/kg}$.

Para ser evaporada, 1 kg de água pura saturada a $53,6 \text{ }^\circ\text{C}$ necessita de $566,9 \text{ kcal/kg}$.

O vapor de aquecimento será capaz de vaporizar $521,0/566,9 \text{ kg}$ de água, que é igual a $0,919 \text{ kg}$ de água.

Se a temperatura da alimentação for menor, parte do vapor de aquecimento será utilizada apenas para aquecer a solução até o ponto de ebulição, não gerando vapor. Isso significa que, se a temperatura da alimentação for reduzida, a economia do evaporador também o será.

Dessa forma, a economia de um evaporador de efeito simples é menor do que 1, mas, dependendo da temperatura da alimentação, o valor 1 pode ser uma boa estimativa preliminar. Esses valores e os comentários apresentados só se aplicarão se o fluido de aquecimento for vapor de água e se a solução for aquosa.

2.3.2.5 Diferença de temperatura no evaporador

Consideremos um evaporador do tipo calandra. O diagrama da Figura 2.8 representa a diferença de temperatura (Δt) nesse evaporador:

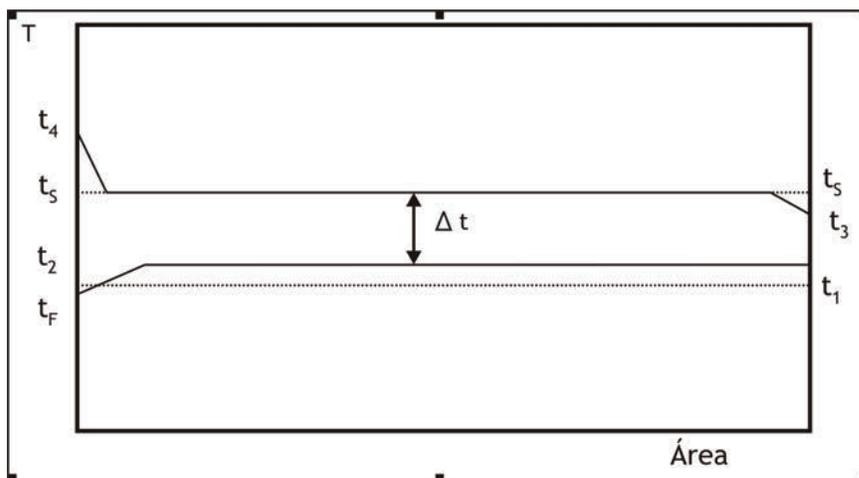


Figura 2.8 Representação da diferença de temperatura (Δt) em um evaporador.

A alimentação à temperatura t_f é rapidamente misturada à solução em ebulição dentro do evaporador, e apenas uma pequena parte da superfície de aquecimento entra em contato com o líquido frio.

Para uma solução que apresenta considerável EPE, t_2 é sua temperatura de ebulição, e t_1 a temperatura de saturação desse vapor produzido. Supõe-se que o vapor de aquecimento esteja superaquecido à temperatura t_4 e sua temperatura de saturação seja t_s . Considera-se, ainda, que o condensado sai do evaporador resfriado, abaixo de sua temperatura de saturação, com temperatura t_3 . Mesmo com todas essas considerações juntas, o Δt no evaporador será:

$$\Delta t = t_s - t_2 = t_s - t_L \quad (2.22)$$

Os pequenos triângulos no diagrama da Figura 2.8 correspondem a quantidades de calor e à área de troca de calor desprezíveis. O que se destaca é um trocador de calor particular, em que as temperaturas dos dois fluidos são constantes: de um lado, tem-se vapor condensando e, do outro, um líquido ou uma solução em ebulição.

Na realidade, dependendo do tipo de evaporador, a temperatura da solução em ebulição pode variar, por exemplo, por causa da carga hidrostática da solução. Mesmo assim, costuma-se utilizar a diferença de temperatura apresentada na equação 2.22. Dessa forma, o valor do coeficiente global experimental estará acoplado a essa forma de representar a diferença de temperatura.

Às vezes, encontra-se, na literatura, o termo Δt aparente, que é:

$$\Delta t = t_s - t_1 \quad (2.23)$$

Ou seja, despreza-se a EPE. Para muitas soluções diluídas, esse erro pode ser pequeno; entretanto, para soluções concentradas, por exemplo NaOH, o erro pode ser maior que 40 °C. O termo aparente indica que está sendo considerada a temperatura de ebulição do solvente puro, e não a da solução. Com relação a projeto de equipamentos, deve-se evitar a utilização do Δt aparente.

Se, no lugar de vapor de água, for utilizado outro fluido sem mudança de fase e com variação de temperatura, por exemplo um óleo térmico, a diferença de temperatura no evaporador passará a ser a média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT).

2.3.2.6 Condições de pressão

A pressão do vapor de aquecimento

A princípio, pode parecer vantajoso utilizar altas pressões para o vapor de aquecimento, pois, com isso, a temperatura do vapor e o Δt no evaporador aumentam, e a área de troca de calor necessária diminui. A seguir, compara-se a situação de vapor de água saturado em duas pressões diferentes:

$$P_s = 30 \text{ kgf/cm}^2 \Rightarrow t_s = 232,8 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \lambda_s = 430,6 \text{ kcal/kg}$$

$$P_s = 2 \text{ kgf/cm}^2 \Rightarrow t_s = 119,6 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \lambda_s = 525,9 \text{ kcal/kg}$$

A baixa pressão, 1 kg de vapor, quando condensa, libera mais energia que vapor a alta pressão. Além disso, vapor a pressão muito alta exigiria paredes mais grossas para a troca de calor. Tendo disponível vapor à alta pressão, é mais conveniente gerar energia expandindo-o em uma turbina e utilizar o vapor de exaustão dessa turbina como fornecedor do calor latente na condensação. A grande maioria dos evaporadores opera com vapor de aquecimento a baixas pressões, cerca de 3 a 4 kgf/cm² (absoluta).

Pressão no espaço-vapor do evaporador

Em qualquer equipamento de troca de calor, quanto maior o Δt , menor a área de troca que será necessária. Isso vale também para os evaporadores, e assim é possível reduzir o custo do equipamento.

A utilização de vácuo no espaço-vapor dos evaporadores é uma prática comum, mesmo quando as soluções não são sensíveis a altas temperaturas. Isso porque, operando o espaço-vapor sob vácuo, o ponto de ebulição da solução é reduzido, e conseqüentemente a diferença de temperatura (Δt) no evaporador aumenta, reduzindo, assim, a área de troca necessária. É por essa razão que, na grande maioria dos casos, os evaporadores operam sob vácuo.

2.3.2.7 Coeficiente global de troca de calor

No caso de evaporadores que utilizam vapor como fonte de energia, tem-se, de um lado, o vapor condensando, e, do outro, um líquido em ebulição. Nesse processo, analogamente ao que ocorre nos trocadores de calor, estão envolvidas as seguintes resistências à transmissão de calor: a do vapor condensando, a da

incrustação do lado do vapor, a da incrustação do lado da ebulição, a da parede do tubo e a do líquido em ebulição. Normalmente, a resistência devido à incrustação do vapor condensando e da parede do tubo são muito pequenas e podem ser desprezadas.

Os coeficientes referentes à condensação em película assumem valores elevados, cerca de $8500 \text{ W/m}^2\text{°C}$. A presença de gases não condensáveis junto com o vapor tende a reduzir bastante esse valor; por isso, acessórios para sua retirada são importantes – veja a Figura 2.1b – e cuidado deve ser tomado para a não entrada de ar em sistema a baixa pressão.

O coeficiente do lado do líquido – em ebulição – normalmente controla o processo. Para evaporadores de circulação natural operando com soluções aquosas diluídas, o valor do coeficiente h está entre 1500 e $3000 \text{ W/(m}^2\text{°C)}$ – compare com a condensação.

Evaporadores com circulação forçada tendem a apresentar valores de h maiores, mesmo na situação na qual a ebulição é evitada pela altura estática. Nessa situação, o coeficiente de transferência de calor pode ser calculado pelas equações empíricas para escoamento no interior de tubos e apresentadas na Unidade 1. Uma das indicadas é:

$$\text{Nu} = 0,027 (\text{Re})^{0,8} (\text{Pr})^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad (2.24)$$

Na prática, o coeficiente global para evaporadores não é obtido a partir dos coeficientes individuais, pois as correlações disponíveis não são válidas para as condições operacionais, principalmente para o fluido em ebulição. Assim, é mais adequada a determinação experimental do coeficiente global (U), considerando a diferença de temperatura que leva em conta a EPE (equação 2.22) e a pressão do espaço-vapor. Aplica-se diretamente a equação 2.1 para a determinação do coeficiente global (U) experimental.

O coeficiente global é influenciado pelos mesmos fatores que afetam os coeficientes individuais (h), mas, se uma resistência for a controladora, grandes mudanças nas outras resistências praticamente não afetarão o coeficiente global, conforme já visto nos trocadores de calor.

Billet (1989) apresenta algumas correlações para a estimativa do coeficiente de troca de calor (h) para fluidos em ebulição para diferentes tipos de evaporadores.

Valores típicos de coeficientes globais, para vários tipos de evaporadores, são apresentados na Tabela 2.2. Esses coeficientes aplicam-se às condições sob as quais esses evaporadores operam.

Tabela 2.2 Valores de coeficientes globais (U) para evaporadores.

Tipo de evaporador	U (W/m ² °C)
De película ascendente	1000-2500
Circulação forçada	2000-5000
Película agitada, com viscosidade de:	
1 cP	2000
1 P	1500
100 P	600

Fonte: adaptada de McCabe, Smith & Harriott (1993).

No caso da indústria açucareira, são encontradas, na literatura, algumas correlações empíricas para a estimativa do coeficiente global de troca de calor para evaporadores. Não há uma equação geral que possa ser utilizada para qualquer situação. Tentou-se, com base em valores experimentais, expressar o coeficiente global em função da concentração ou da temperatura da solução ou ainda de ambos, utilizando-se de equações empíricas. As equações 2.25 a 2.27 são válidas para o evaporador tipo calandra ou Robert:

$$U = \frac{5,23 \cdot 10^6}{x_L^2(\%) + x_F^2(\%) + 800} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (2.25)$$

x_F e x_L são as frações mássicas de soluto, em porcentagem, na alimentação e no produto, respectivamente.

Outra equação empírica é:

$$U = \frac{502t_L}{x_L(\%)} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (2.26)$$

em que t_L é a temperatura da solução no efeito do evaporador, em °C. Uma modificação dessa equação utiliza o valor de 465 no lugar da constante 502.

A equação proposta por Dessin (apud BALOH & WITWER, 1995), equação 2.27, é bastante utilizada:

$$U = 0,613[100 - x_L(\%)](t_s - 54) \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (2.27)$$

em que t_s é a temperatura, em °C, na câmara de vapor de aquecimento do efeito.

Para evaporadores de tubos verticais longos – ou película ascendente –, a companhia fabricante de evaporadores GEA Wiegand propõe uma expressão, equação 2.28, que é função da viscosidade da solução de açúcar, e foi determinada a partir de medidas em equipamentos industriais, fornecendo, assim, valores confiáveis:

$$U = \frac{230}{\mu^{0,305}} \quad (\text{W/m}^2 \text{ K}) \quad (2.28)$$

Com μ em Pa.s.

2.3.3 Condensadores acoplados aos evaporadores

O vapor gerado no evaporador deve ser condensado e retirado do sistema. Como já discutido, os evaporadores costumam operar sob vácuo. Assim, esse vapor gerado fica, na maioria dos casos, sob pressão abaixo da atmosfera, e o condensado deve ser descarregado como líquido na pressão atmosférica. O fluido frequentemente utilizado como refrigerante é a água.

Os condensadores costumam ser classificados em duas categorias: condensador de superfície e condensador de contato.

O condensador de superfície pode ser um trocador de calor, como um casco e tubo, com o vapor escoando de um lado e a água do outro. Como já foi visto na parte referente aos trocadores de calor, os fluidos não se misturam, e a troca de calor ocorre através de uma parede, geralmente metálica. Se for um casco e tubo, poderá operar na horizontal ou na vertical, com o vapor no casco ou no tubo.

Quando o vapor está à pressão abaixo da atmosférica, o condensado deve ser retirado com uma bomba, e os gases incondensáveis, como ar, CO_2 , N_2 , normalmente presentes com o vapor, são retirados pelo sistema de vácuo.

Os condensadores de superfície são mais caros e utilizam mais água do que os de contato. Devem ser empregados quando a mistura entre condensado e fluido refrigerante não for desejada. No entanto, apresentam algumas vantagens como: não contaminar a água de resfriamento, o vapor condensado pode retornar para a caldeira e necessitam de menor altura para instalação.

O condensador de contato, como sugere o nome, coloca o vapor e o fluido refrigerante em contato direto, não havendo uma parede separando os dois meios. Não há, assim, uma superfície de troca de calor, o que pode admitir maiores temperaturas de saída da água. Além disso, a perda de carga para o vapor é menor quando comparada ao condensador de superfície. Há algumas formas de tornar esse contato eficiente, como a utilização de enchimento, *sprays* ou escoamento em cascata.

É muito comum ter acoplado à parte inferior do condensador de contato uma coluna barométrica, daí o nome condensador barométrico, em que o condensado e a água de resfriamento são descarregados na atmosfera por gravidade. A coluna barométrica é um tubo vertical com cerca de 10 m de comprimento, selado na sua extremidade inferior pelo nível de água de um reservatório. Esse reservatório recebe o condensado da coluna e é aberto para a atmosfera. Durante a operação, o nível de água na coluna ajusta-se automaticamente, de modo que a pressão no condensador mais a pressão exercida pela altura de líquido na coluna seja igual à pressão atmosférica. Como a coluna deve ter cerca de 10 m de comprimento, o condensador deverá estar sempre em local elevado, e cabe lembrar que 10 m de coluna-d'água correspondem aproximadamente à pressão atmosférica. Minton (1986) apresenta detalhes sobre o reservatório e a selagem da coluna. Na Figura 2.9, é apresentado um esquema de um condensador barométrico:

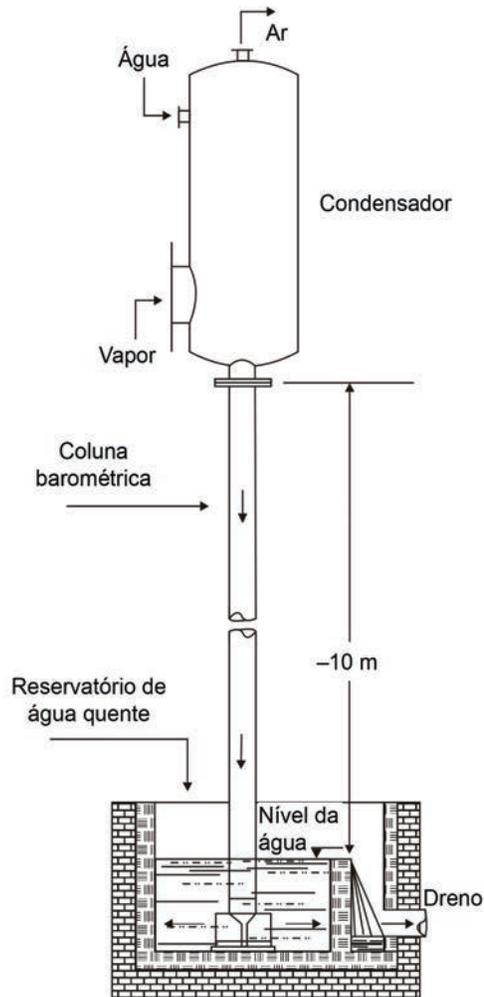


Figura 2.9 Condensador barométrico.

O condensador de contato geralmente é mais barato e necessita de menos água. No entanto, a sua escolha passa por critérios ambientais e de custo. No caso de a água utilizada necessitar de tratamento, por causa do contato direto com o vapor e possíveis contaminantes, o custo desse tratamento poderá inviabilizar seu uso, tornando o condensador de superfície mais vantajoso. Mais detalhes e tipos de condensadores de contato podem ser encontrados em Hugot (1986).

Aqui o nosso interesse principal está voltado para a estimativa da vazão de água necessária para condensar o vapor gerado no evaporador. Para isso, é preciso realizar um balanço de energia no condensador. Na Figura 2.10, estão representados esquematicamente os dois tipos de condensadores com as correntes de entrada e saída.

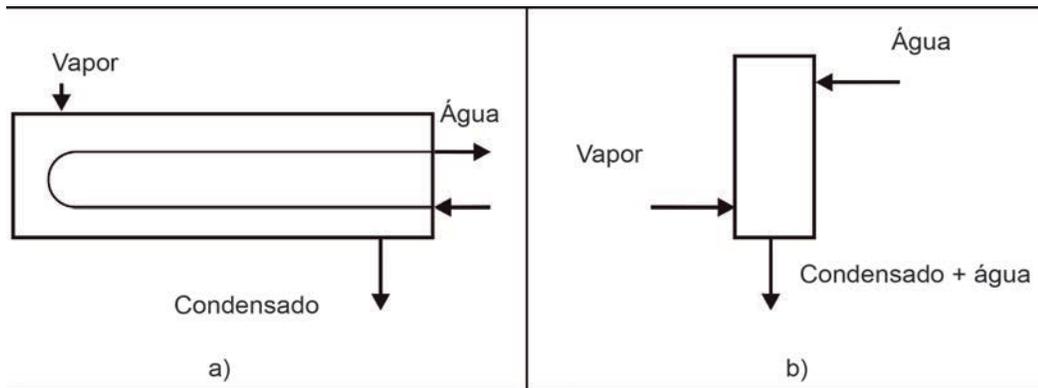


Figura 2.10 Esquema dos condensadores.

Vamos considerar, em todos os casos, que o condensado saia como líquido saturado, seja V a vazão mássica do vapor gerado no evaporador cuja entalpia específica é H_v , a entalpia do condensado é h_v , M é a vazão da água de resfriamento que entra a temperatura t_1 com entalpia h_1 e, para o caso do condensador de superfície, sai a temperatura t_2 com entalpia h_2 . O balanço de energia para o condensador de superfície fica:

$$VH_v + Mh_1 = Vh_v + Mh_2 \quad (2.29)$$

Para o condensador de contato, as duas correntes são misturadas, gerando uma única saída cuja vazão mássica é a soma das duas correntes de entrada. O balanço de energia fica:

$$VH_v + Mh_1 = (V + M)h_v \quad (2.30)$$

2.3.4 Evaporadores de múltiplos efeitos

A evaporação em múltiplos efeitos é utilizada em inúmeros processos, como na produção de açúcar, leite condensado, sais etc. A sua invenção, cuja patente é de 1846, é atribuída a Norbert Rillieux, que a implantou na indústria açucareira da Louisiana, nos Estados Unidos.

Vamos considerar um evaporador que opere com as seguintes condições:

- Vapor de aquecimento a $t_s = 126 \text{ °C}$ e $H_s = 648 \text{ kcal/kg}$;
- Vapor produzido, superaquecido a 97 °C – saturação a 51 °C – e $H_v = 640,3 \text{ kcal/kg}$.

Esse vapor produzido possui uma entalpia elevada que pode ser utilizada, e enviá-lo simplesmente para o condensador é um desperdício de energia. Entretanto, para utilizar esse vapor, cuja maior quantidade de energia disponível é na forma de calor latente, é preciso que a troca de calor ocorra com algo que esteja a uma temperatura abaixo de 51 °C – temperatura de saturação do vapor.

Para evitar parte dessa perda e, portanto, para economizar energia, foram desenvolvidos os evaporadores de múltiplos efeitos. Cada efeito ou corpo de um evaporador de múltiplos efeitos é análogo a um evaporador de efeito simples, que vimos até agora. Um evaporador de múltiplos efeitos consiste em vários evaporadores conectados em série, em que o vapor produzido no primeiro efeito é utilizado como vapor de aquecimento no efeito seguinte. O vapor gerado no último efeito vai para um condensador. A solução produzida no primeiro efeito também pode ser alimentada no seguinte. Ocorrendo isso, nota-se que a solução produzida no segundo efeito estará mais concentrada que a do primeiro e, portanto, se ambas estivessem sob a mesma pressão, a do segundo efeito teria um ponto de ebulição maior. Assim, seria impossível concentrar essa solução, maior temperatura de ebulição, utilizando o vapor do efeito anterior, menor temperatura. O uso desse vapor só será possível se o segundo efeito estiver a uma pressão inferior à pressão do primeiro efeito, de modo que a temperatura de ebulição da solução mais concentrada seja inferior à temperatura de ebulição da menos concentrada. Essa condição se estabelece automaticamente a partir das temperaturas do último efeito, do vapor de aquecimento do primeiro efeito e das trocas de calor em cada efeito.

A numeração dos efeitos, por convenção, é feita a partir do efeito em que entra o vapor de aquecimento (S) e no sentido do caminho do vapor. Nas unidades de evaporação, normalmente o maior custo é referente ao vapor de aquecimento, por isso a necessidade de um melhor aproveitamento do vapor. Na indústria que emprega evaporadores, o método mais comum para economizar energia é utilizar os evaporadores de múltiplos efeitos. É muito comum encontrar evaporadores de dois, três, quatro e cinco efeitos.

Uma maneira bastante didática para entender o funcionamento dos evaporadores de múltiplos efeitos é apresentada por Badger & Banchero (1954), em *Introduction to chemical engineering*. Os autores explicam o início da operação de um evaporador de três efeitos. Esse evaporador é apresentado na Figura 2.11, em que são colocados três evaporadores do tipo calandra, conectados em série, formando um evaporador de três efeitos. As correntes do processo também estão indicadas:

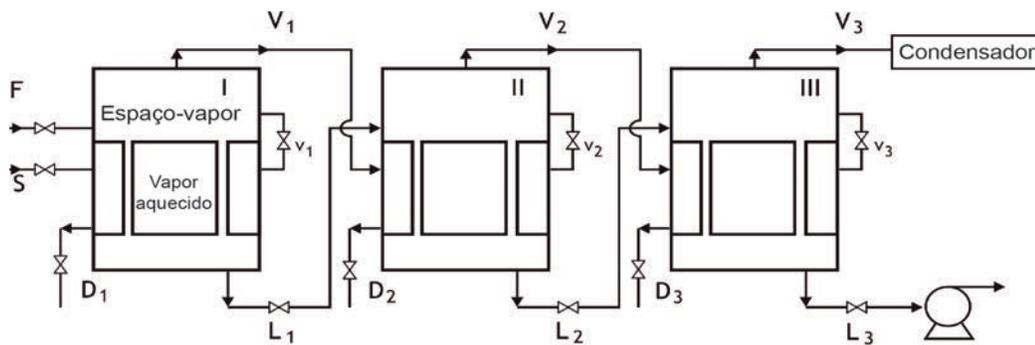


Figura 2.11 Evaporador de múltiplos efeitos.

Começo da operação

No início, todo sistema está frio e submetido a pressão atmosférica, e cada corpo é enchido com a solução a ser concentrada até um nível predeterminado. O sistema de vácuo, acoplado ao condensador, começa a funcionar, e as válvulas v_1 , v_2 e v_3 – nas linhas de incondensáveis – são abertas. Essas válvulas permitem a ligação do espaço-vapor com a região do vapor de aquecimento, possibilitando a retirada de incondensáveis de todo o sistema com apenas um sistema de vácuo. Todas as outras válvulas estão fechadas. Como exemplo, vamos considerar que o vácuo a ser operado no último efeito seja de 66 cm de Hg – temperatura de saturação de 52 °C.

Com o sistema de vácuo operando por algum tempo, todas as diferentes regiões dos três evaporadores estarão, aproximadamente, sob esse mesmo vácuo. Considerando que as válvulas v_i estão abertas e que nas tubulações de vapor gerado não há válvulas, todos os espaços-vapor e regiões de aquecimento estão ligados e, portanto, aproximadamente na mesma pressão, pelo menos nesse início.

Começa-se a injetar vapor vivo abrindo-se a válvula para a entrada de S e, em seguida, a válvula do condensado para a saída de D_1 . Ajusta-se a vazão de modo que se estabeleça uma pressão p_0 na região de aquecimento do primeiro efeito; nessa pressão, a temperatura de saturação do vapor é t_0 . O vapor de aquecimento (S) tenderá a deslocar o ar e qualquer gás não condensável presente no cesto de vapor, saindo pela válvula v_1 . Quando praticamente todo o ar for deslocado, essa válvula será fechada quase que totalmente.

A solução diluída no primeiro efeito recebe o calor por causa da condensação do vapor (S), e o condensado D_1 sai do sistema pela tubulação e válvula correspondentes. Não é necessário que se tenha exatamente uma válvula, mas um acessório, como um purgador, que impeça que o vapor sem condensar saia do equipamento. A solução diluída começa a se aquecer e atinge a temperatura

de ebulição correspondente ao vácuo de 66 cm de Hg, que ainda é o vácuo do espaço-vapor do primeiro efeito. Para simplificar, considera-se que essa solução tenha EPE igual a 0 (zero), e, portanto, entrará em ebulição em 52 °C. O vapor gerado no primeiro efeito vai, através da tubulação, para o evaporador II – cesto de aquecimento. Esse vapor tende a expulsar o ar ali contido, e, quando isso ocorrer, a válvula v_2 será quase totalmente fechada.

O vapor que está saindo do evaporador I transmite seu calor latente para a solução no evaporador II, e esta se aquece. Conforme a solução é aquecida, o Δt no evaporador II vai diminuindo – diferença entre a temperatura do vapor condensando e a temperatura da solução. Se esse Δt começar a diminuir, a quantidade de vapor condensando no cesto de aquecimento do evaporador II também diminuirá e conseqüentemente a pressão aumenta. O espaço-vapor do primeiro efeito está ligado ao cesto de aquecimento do segundo, sem válvula entre eles. Aumentada a pressão nesse cesto de aquecimento, aumenta também no espaço-vapor do efeito I. Se a pressão aumentar, o ponto de ebulição da solução no efeito I também aumentará e, portanto, o Δt no primeiro efeito diminuirá. Isso vai ocorrendo gradativamente até que o ponto de ebulição no segundo efeito é atingido, isto é, 52 °C para esse exemplo – vácuo de 66 cm Hg.

O mesmo processo se repete no evaporador III. A solução vai sendo aquecida, e o Δt vai diminuindo. Até começar a ferver, menos vapor é condensado, a pressão sobe no espaço-vapor do evaporador II, a temperatura de ebulição da solução nesse evaporador aumenta, e conseqüentemente o Δt desse corpo diminui. Isso faz com que a taxa de condensação no cesto do evaporador II diminua e que a pressão também suba no espaço-vapor do evaporador I até que o evaporador atinja o estado estacionário. Dessa forma, a pressão no espaço-vapor do primeiro efeito fica maior do que a do segundo efeito; a do segundo, maior que a do terceiro, e assim sucessivamente.

Como resultado da ebulição, o nível começa a baixar no evaporador I, e a válvula de alimentação deve ser aberta, permitindo a entrada de F para manter o nível constante. O mesmo deve ser feito com L_1 e L_2 para manter esse nível constante nos três evaporadores. Qualquer mudança em uma das válvulas implica nova regulagem nas outras.

A solução no evaporador III torna-se mais concentrada e, quando atingida a concentração desejada, a válvula de retirada de produto é aberta, e a bomba para retirar o produto L_3 é acionada – a pressão está abaixo da atmosférica. O evaporador está operando de forma contínua: a alimentação entrando, e o produto sendo retirado.

Da maneira como se inicia a operação do evaporador de múltiplos efeitos, pode-se notar que as temperaturas t_1 e t_2 foram atingidas como resultado do

alcançe automático do equilíbrio do evaporador. Desde que t_s e t_3 são fixos, Δt_1 , Δt_2 e Δt_3 são obtidos automaticamente. Em outras palavras, o equilíbrio descrito é automática e continuamente mantido, e não pode ser regulado ou controlado, exceto pela alteração dos coeficientes globais dos efeitos.

A troca de calor no primeiro efeito é:

$$q_1 = U_1 A_1 \Delta t_1 \quad (2.31)$$

Parte desse calor é utilizada, na realidade, para aquecer a solução até seu ponto de ebulição. Se essa quantidade for desprezada ou se for considerada que a alimentação entra na temperatura de ebulição da solução concentrada referente à pressão do espaço-vapor, segue que todo calor q_1 deverá se transformar em calor latente que sai com o vapor produzido. Assim, todo calor q_1 que foi gasto para produzir o vapor V_1 deverá ser fornecido quando esse vapor se condensar no segundo efeito.

O calor trocado no segundo efeito corresponde a:

$$q_2 = U_2 A_2 \Delta t_2 \quad (2.32)$$

Considerando as hipóteses acima, tem-se que:

$$q_1 \approx q_2 \quad (2.33)$$

e, estendendo para q_3 , tem-se:

$$q_1 \approx q_2 \approx q_3 \quad (2.34)$$

ou seja:

$$U_1 A_1 \Delta t_1 = U_2 A_2 \Delta t_2 = U_3 A_3 \Delta t_3 \quad (2.35)$$

Deve ficar bem claro que essas equações são apenas aproximadas, úteis quando é necessária uma estimativa preliminar ou para iniciar um processo iterativo.

Em muitos processos químicos que utilizam múltiplos efeitos, costuma-se utilizar todos os efeitos com a mesma área de troca por economia de construção. Nessa situação, a equação 2.35 passa a ser:

$$U_1 \Delta t_1 = U_2 \Delta t_2 = U_3 \Delta t_3 \quad (2.36)$$

Assim, os Δt são aproximadamente proporcionais ao inverso de U .

2.3.4.1 Balanço de massa e energia

As equações dos balanços de massa e energia desenvolvidas para um evaporador podem ser aplicadas para cada efeito do evaporador de múltiplos efeitos. Portanto, as equações 2.6, 2.7 e 2.9 aplicam-se para cada efeito, considerando-se naturalmente as vazões e concentrações correspondentes. Além dessas, pode-se escrever uma equação para o balanço global de massa e de soluto para o evaporador como um todo. Considerando como exemplo ainda um evaporador de três efeitos, operando em regime permanente, para o soluto temos:

$$F x_F = L_3 x_3 \quad (2.37)$$

sendo x_3 a fração mássica de soluto saindo do terceiro efeito.

Balanço global de massa:

$$F = L_3 + V_1 + V_2 + V_3 \quad (2.38)$$

2.3.4.2 Desempenho dos evaporadores de múltiplos efeitos

Economia

Como vimos nos evaporadores de efeito simples, quando a alimentação entra próxima à temperatura de ebulição da solução concentrada, a economia é de aproximadamente 1. Assumindo a aproximação de que 1 kg de vapor de aquecimento gera 1 kg de vapor no espaço-vapor, a economia será 1.

Se aplicado esse raciocínio para os evaporadores de múltiplo efeito, tem-se que 1 kg de vapor de aquecimento gerará 1 kg de vapor no primeiro efeito, e este, por sua vez, ao se condensar, gerará outro 1 kg no próximo efeito. Isso quer dizer que, de forma aproximada, para um evaporador de N efeitos haverá N kg de vapor produzido para cada kg de vapor alimentado ao primeiro efeito. Cabe lembrar novamente que essa é uma relação apenas aproximada.

Do exposto, conclui-se que a razão de utilizar evaporadores de múltiplos efeitos é assegurar o aumento da economia de vapor.

Capacidade

A capacidade, como já explicitado, é a quantidade de água (solvente) evaporada na unidade de tempo, e uma maneira de expressá-la é por meio da quantidade de calor trocada. No caso dos múltiplos efeitos, em que os calores latentes envolvidos são aproximadamente iguais – já foi visto que no efeito simples não é exato –, a capacidade pode ser expressa por meio do calor trocado em todos os efeitos. Considerando ainda como exemplo um evaporador de três efeitos, tem-se:

$$q_1 = U_1 A_1 \Delta t_1 \quad (2.39)$$

$$q_2 = U_2 A_2 \Delta t_2 \quad (2.40)$$

$$q_3 = U_3 A_3 \Delta t_3 \quad (2.41)$$

A capacidade total é:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 = U_1 A_1 \Delta t_1 + U_2 A_2 \Delta t_2 + U_3 A_3 \Delta t_3 \quad (2.42)$$

Assumindo-se que todos os efeitos têm a mesma área A e considerando um valor médio de U para os três efeitos, a equação 2.42 pode ser escrita como:

$$q = U_{\text{med}} A (\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3) = U_{\text{med}} A \Delta t \quad (2.43)$$

Considerando agora um evaporador de efeito simples com área igual a de um dos efeitos do múltiplo efeito anterior, que esteja operando com uma diferença de temperatura Δt e que tenha um valor de U igual a U_{med} , qual é a equação da troca de calor que expressa a capacidade?

$$q = U_{\text{med}} A \Delta t \quad (2.44)$$

Essa equação é a mesma da capacidade do evaporador de três efeitos.

Conclusão: se o número de efeitos de um sistema de evaporação variar e se o Δt total for mantido constante, a capacidade total do sistema não se alterará.

Na realidade, a capacidade do múltiplo efeito poderá ser menor do que a do efeito simples, pois, para as mesmas condições terminais, t_s e pressão do

último espaço-vapor, o Δt do múltiplo efeito será menor que o Δt do efeito simples, como veremos a seguir. No entanto, o valor de U_{med} do múltiplo efeito pode ser maior do que o de U do efeito simples – as soluções são pouco viscosas nos primeiros efeitos –, e essa diferença no coeficiente pode compensar a redução no Δt .

2.3.4.3 Número ótimo de efeitos

A economia nos indica que o aumento do número de efeitos reduz o consumo de vapor para um determinado serviço e a capacidade indica que um evaporador de efeito simples, operando nas mesmas condições terminais que um de múltiplo efeito e tendo uma área igual a um dos efeitos, realiza o serviço.

O problema da escolha do número de efeitos acaba recaindo sobre o balanço de custos, considerando o custo do vapor de aquecimento e os custos do equipamento e da operação. Se o custo de 1 m^2 de área de aquecimento for constante, independentemente do número de efeitos, o investimento necessário para um evaporador de N efeitos será N vezes o de um evaporador de efeito simples de mesma capacidade.

Os custos do equipamento – custos fixos – por ano podem ser considerados como uma porcentagem do custo total do equipamento. O custo do vapor cai rapidamente no começo, mas esse efeito vai diminuindo. A mão de obra pode ser considerada constante e praticamente não varia com o número de efeitos. O custo total de operação é a soma de todas essas curvas e apresenta um ponto de mínimo, que corresponde ao número ótimo de efeitos. Isso pode ser bem visualizado no gráfico apresentado na Figura 2.12:

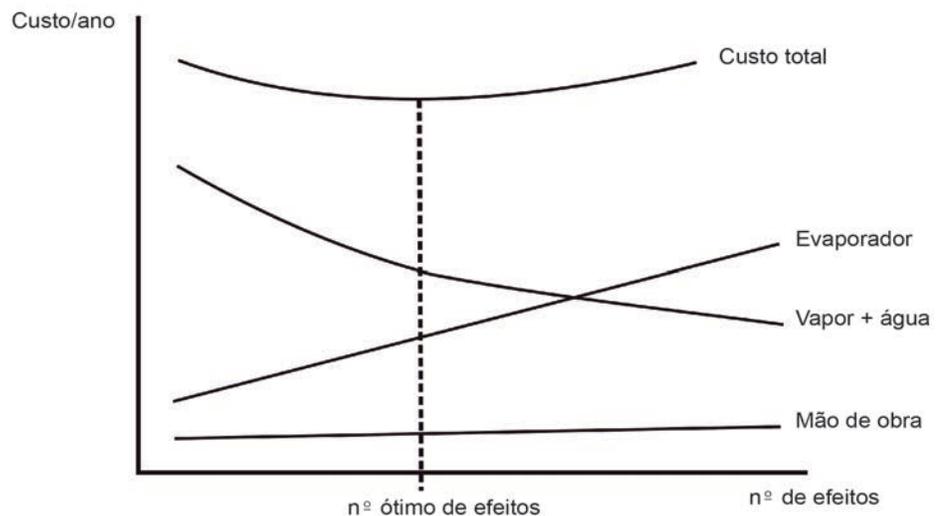


Figura 2.12 Determinação do número ótimo de efeitos.

2.3.4.4 Efeito da elevação do ponto de ebulição na diferença de temperatura

Sabe-se que, nos evaporadores de efeito simples, a capacidade é a quantidade de vapor produzida por tempo, podendo ser representada pelo calor trocado no equipamento, isto é:

$$q = UA\Delta t \quad (2.45)$$

Em relação ao Δt nos evaporadores de múltiplos efeitos, considerar uma solução que está sendo concentrada e que possui EPE considerável. Sabe-se que o vapor gerado nessa ebulição é superaquecido e que, para o cálculo da quantidade de calor, o Δt é a diferença entre a temperatura de saturação do vapor de aquecimento e a temperatura de ebulição da solução, ainda que o vapor de aquecimento esteja superaquecido (Figura 2.8).

Em evaporadores de múltiplos efeitos, o vapor produzido no primeiro efeito é utilizado como vapor de aquecimento no segundo efeito; assim, se a solução possuir EPE, esse vapor estará superaquecido. Dessa forma, qual Δt deve ser usado para calcular a quantidade de calor trocada no segundo efeito? A mesma pergunta se coloca para os efeitos seguintes.

Quando a Figura 2.8 foi apresentada – Δt em evaporador de efeito simples –, explicou-se o porquê da utilização da temperatura de saturação do vapor de aquecimento, mesmo quando este estiver superaquecido. Para perceber o que isso acarreta nos evaporadores de múltiplos efeitos, deve-se considerar os diagramas apresentados na Figura 2.13, os quais são representativos dos Δt para um evaporador de efeito simples, um evaporador de dois efeitos e outro de três efeitos, todos operando com as mesmas condições terminais, ou seja, com a mesma temperatura do vapor de aquecimento t_s e com o mesmo vácuo no último efeito para produzir a mesma solução concentrada. Como exemplo, considere $t_s = 126 \text{ }^\circ\text{C}$ e um vácuo cuja temperatura de saturação do vapor produzido seja $48 \text{ }^\circ\text{C}$:

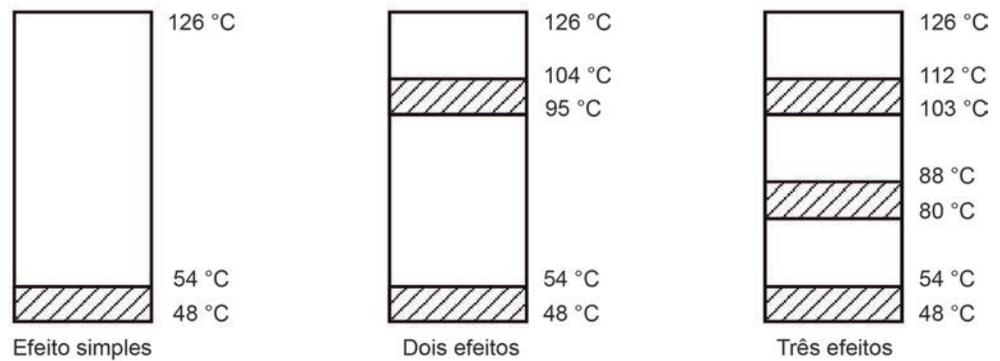


Figura 2.13 Representação dos Δt em um evaporador de efeito simples, de dois efeitos e de três efeitos.

A altura total de cada coluna representa a diferença de temperatura entre o vapor de aquecimento e a temperatura de saturação do vapor produzido no último efeito de cada sistema. Tem-se em cada um dos três casos:

Evaporador de efeito simples:

Do Δt total, a parte hachurada representa a EPE, e, portanto, o Δt efetivo ou real será:

$$\Delta t = 126 - 54 = 72 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Evaporador de dois efeitos:

Há duas regiões hachuradas, uma para cada efeito, por causa das duas EPE, e o Δt efetivo é a soma dos Δt individuais:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 = (126 - 104) + (95 - 54) = 22 + 41 = 63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esse Δt é menor do que o Δt de um evaporador de efeito simples operando nas mesmas condições terminais.

Evaporador de três efeitos:

Há três regiões hachuradas por causa da EPE dos três efeitos. Por isso, o Δt efetivo é ainda menor:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = (126 - 112) + (103 - 88) + (80 - 54) = 14 + 15 + 26 = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por meio desses três exemplos, é possível obter uma equação geral para o Δt efetivo de um evaporador de múltiplos efeitos, que seria:

$$\Delta t = t_s - t_{\text{sat},N} - \Sigma \text{EPE} \quad (2.46)$$

em que $t_{\text{sat},N}$ é a temperatura de saturação do vapor produzido no último efeito (N).

Em um evaporador de múltiplos efeitos, em termos de Δt total, as EPE de cada efeito são perdas conforme o vapor passa de um efeito para outro.

A economia dos evaporadores de múltiplos efeitos praticamente não é influenciada pela EPE, pois ela depende do balanço de energia e não da taxa de transferência de calor. No entanto, se a solução possuir EPE, a capacidade de um evaporador de duplo efeito será menor que a metade da capacidade de dois evaporadores de efeito simples, cada um deles operando com as mesmas condições terminais. Já a capacidade de um evaporador de três efeitos é menor que um terço da capacidade de três evaporadores de efeito simples operando nas mesmas condições terminais.

2.3.4.5 Retirada de vapor (sangria)

Uma maneira de melhorar a recuperação de energia em um determinado processo é utilizar parte do vapor gerado em um ou em alguns dos efeitos de um evaporador de múltiplos efeitos, supondo que o segundo efeito de um evaporador de múltiplos efeitos esteja operando com temperatura de ebulição de 88 °C (EPE = 0) e que, em outros pontos do processo, no qual o evaporador está inserido, seja necessário aquecer fluidos a temperaturas inferiores a 80 °C.

Esse aquecimento pode ser feito por meio do vapor retirado do segundo efeito do evaporador, por exemplo. Uma parte do vapor gerado no segundo efeito é desviada para esse aquecimento e o restante segue para o terceiro efeito. Toma-se como base o vapor de aquecimento do primeiro efeito. O vapor gerado no segundo efeito já evaporou no evaporador de múltiplos efeitos duas vezes sua massa de água. Com isso, a economia de energia do processo como um todo pode ser melhorada se comparada à situação em que esse aquecimento é feito com vapor vivo – idêntico ao utilizado no primeiro efeito do evaporador.

Se essas retiradas de vapor forem pequenas quando comparadas à quantidade total que passa de um efeito para outro, não será necessário tomar providências especiais quando se faz o projeto do evaporador, pois ele atingirá a distribuição de temperatura própria para permitir essa maior geração de vapor no efeito do qual

ele é retirado. Se a quantidade retirada for grande, poderá ser necessário aumentar a área de troca em alguns efeitos para preservar uma distribuição de temperatura razoável.

Essa aplicação ocorre nas usinas de açúcar, em que há um pré-evaporador cuja área de troca é bem maior do que a dos efeitos seguintes. Com isso, é possível fazer uma sangria de vapor utilizado em outros pontos da usina. Costuma-se dizer que o pré-evaporador é a segunda caldeira da usina por causa da dimensão da quantidade de vapor que pode ser desviada.

Os resultados numéricos de tais retiradas de vapor só podem ser determinados por meio de cálculos de balanço de energia, com a possibilidade de obter resultados surpreendentes quanto à economia da planta como um todo, embora a economia do evaporador diminua.

2.3.4.6 Métodos de alimentação

Alimentação frontal ou de correntes paralelas – *forward feed, cocurrent feed*

A solução diluída é bombeada para o primeiro efeito do evaporador, passa em seguida por todos os efeitos e sai concentrada no último efeito. A solução e o vapor percorrem o evaporador na mesma direção. Na Figura 2.14a, é apresentada esse tipo de operação.

A solução percorre o evaporador no sentido da diminuição de pressão, e sua concentração vai aumentando de efeito para efeito – de 1 para N. Dessa forma, a transferência de um efeito para outro pode ser feita sem bombas, as quais são necessárias apenas para alimentar a solução diluída e retirar a concentrada (vácuo). Esse método de operação é bastante comum. Nota-se que a solução que sai do efeito I entra no efeito II com uma temperatura maior do que o ponto de ebulição da solução concentrada no efeito II, gerando uma quantidade extra de vapor devido à mudança de pressão (*flash*).

A alimentação frontal é vantajosa quando a solução alimentada no primeiro efeito está quente, quando a solução concentrada a ser produzida tem limitação de temperatura ou ainda quando a solução se torna mais sensível à temperatura com o aumento da concentração. A solução concentrada é retirada do efeito com temperatura menor, o que pode implicar alta viscosidade. A solução diluída é alimentada ao primeiro efeito com temperatura maior.

Alimentar um múltiplo efeito que opera com alimentação frontal com solução diluída fria implica redução da economia, pois parte do vapor de aquecimento é utilizada apenas para aquecer a solução, sem gerar vapor para o efeito seguinte.

Alimentação de retorno (*backward feed, countercurrent feed*)

A solução diluída é alimentada no último efeito, indo um por um até o primeiro efeito e percorre o evaporador no sentido contrário ao vapor e no sentido do aumento da pressão. Em razão disso, são necessárias bombas para transferir a solução de um efeito para outro. Essa operação é apresentada na Figura 2.14b.

Nesse tipo de operação, a solução concentrada é retirada do evaporador no efeito com maior temperatura, o que pode reduzir a viscosidade de soluções concentradas. No caso de a alimentação ser fria, pode ser mais vantajoso utilizar esse tipo de operação, pois a solução será aquecida até uma temperatura menor que na alimentação frontal, sendo utilizado o vapor produzido no penúltimo efeito.

Alimentação mista (*mixed feed*)

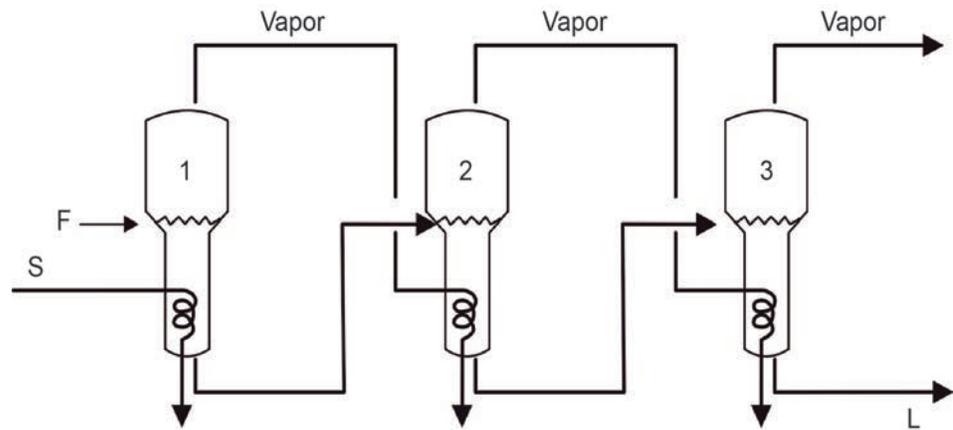
Essa alimentação é uma combinação das duas anteriores. Por exemplo: para o caso de um evaporador de três efeitos, a alimentação entra no segundo efeito, vai para o terceiro como alimentação frontal e, em seguida, vai para o primeiro como alimentação de retorno. Dessa forma, evita-se a utilização de uma bomba entre o segundo e o terceiro efeitos, e a solução mais concentrada é retirada no efeito de maior temperatura. Na Figura 2.14c, é apresentada essa operação.

A alimentação mista é utilizada apenas para aplicações especiais. Por exemplo: se a temperatura de alimentação estiver próxima a uma temperatura intermediária do evaporador, essa forma de operação poderá acarretar maior economia.

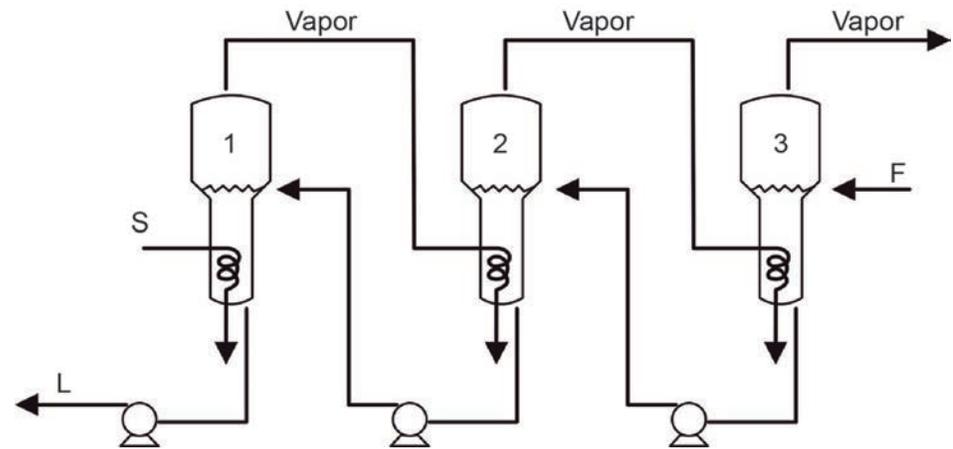
Alimentação em paralelo ou simultânea (*parallel feed*)

A solução diluída é alimentada em paralelo em todos os efeitos – ver Figura 2.14d. Essa alimentação é utilizada nos evaporadores cristalizadores, especificamente na produção de sal. A alimentação é uma solução saturada e praticamente nenhuma solução é retirada, não havendo também transferência de solução de um efeito para outro:

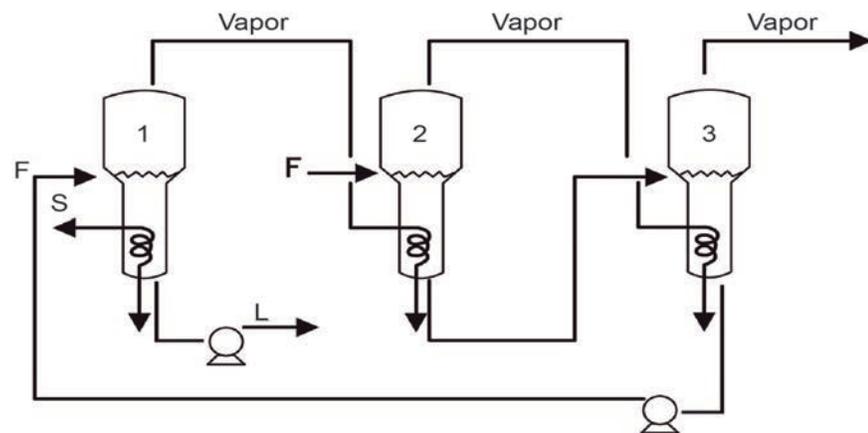
a)



b)



c)



d)

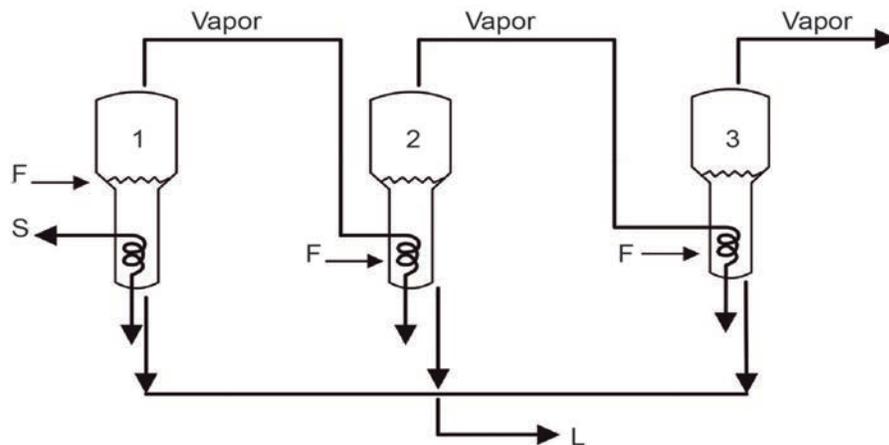


Figura 2.14 Métodos de alimentação: a) Frontal; b) De retorno; c) Mista; d) Em paralelo.

2.4 Estudos complementares

Na evaporação, há várias maneiras de economizar energia por meio da manipulação de variáveis operacionais ou de alterações do equipamento. Nesse segundo caso, apresentamos apenas os evaporadores de múltiplos efeitos. Uma outra maneira de economizar energia é por meio da utilização de recompressão do vapor gerado no próprio evaporador. Detalhes sobre essa aplicação podem ser encontrados em Coulson & Richardson (1981) e Hugot (1986).

2.4.1 Saiba mais

Sobre os cálculos de evaporadores de múltiplos efeitos, podem ser consultados os textos de Badger & Banchero (1954), Araujo (2007) e Hugot (1986), direcionado para a indústria açucareira.

2.5 Considerações finais

Vimos que evaporadores são equipamentos destinados à concentração de soluções. Foram apresentados os fundamentos necessários para a aplicação dos balanços de massa e energia e equação de troca de calor nos evaporadores. Vimos também que uma das formas mais utilizadas para economizar energia é a utilização de evaporadores de múltiplos efeitos.

2.6 Exercícios

Exercício 1 (solução com EPE = 0)

Água residuária com 0,10% de sólidos (massa) deve ser evaporada em um evaporador de efeito simples a pressão atmosférica com vazão de alimentação de 30000 kg/h até uma concentração de 1,5%. É utilizado vapor de aquecimento saturado a 3,5 kgf/cm². Qual a vazão de água que deve ser evaporada e qual a vazão de vapor de aquecimento necessária se a temperatura de alimentação for:

a) 95 °C

b) 30 °C

Exercício 2 (solução de NaOH)

Um evaporador de efeito simples deve concentrar 12000 kg/h de uma solução de NaOH de 20% a 50% de sólidos (massa); a alimentação está em 40 °C. A pressão do vapor de aquecimento é de 2,5 atm (abs), e, no espaço-vapor, deve ser mantido um vácuo de 66 cm de Hg. O coeficiente global de transmissão de calor, U , é 1300 kcal/(h m² °C). Calcule o consumo de vapor, a economia e a área da superfície de aquecimento. Calcule o consumo de água no condensador de superfície se a temperatura de entrada da água de resfriamento for de 25 °C e o Δt na saída do condensador for 10 °C – diferença entre a temperatura de condensação do vapor e temperatura de saída da água.

Exercício 3 (solução de açúcar)

Um evaporador de efeito simples deve concentrar 5000 kg/h de caldo de cana com 15 °Brix até 30 °Brix. A solução diluída entra no evaporador a 40 °C, o vapor de aquecimento utilizado está saturado a 120 °C, e o espaço-vapor do evaporador deve operar com pressão de 0,3 atm. Calcule a área de troca de calor do evaporador, o consumo de vapor de aquecimento e a economia do evaporador. Considere:

- Coeficiente global de troca de calor (U) = 1800 kcal/(hm² °C).
- Calor específico da solução (c_p em kcal/(kg °C)) = $1 - 5,62 \times 10^{-3}B$, sendo B o Brix da solução.

Resolução:

- Balanço de Massa (equações 2.6 e 2.7)
 - Solute: $5000 \times 0,15 = L \times 0,3$; $L = 2500 \text{ kg/h}$
 - Global: $V = 5000 - 2500 = 2500 \text{ kg/h}$
- Para o cálculo do consumo de vapor necessitamos do Balanço de Energia (equação 2.10)
- $Fh_F + S\lambda_s = VH_V + Lh_L + Q_p$; consideraremos $Q_p = 0$

Do enunciado temos:

- $t_s = 120 \text{ °C}$ saturado, portanto $\lambda_s = 525,7 \text{ kcal/kg}$ (tabela-vapor de água saturado)
- Solução alimentada:
 - $h_F = c_{pF}(t_F - 0)$ equação 2.16;
 - $t_F = 40 \text{ °C}$ e $c_p = 1 - 5,62 \times 10^{-3} \times 15 = 0,916 \text{ kcal/(kg°C)}$;
 - $h_F = 0,916(40 - 0) = 36,64 \text{ kcal/kg}$.
- Espaço-vapor:
 - $p = 0,3 \text{ atm} = 0,31 \text{ kgf/cm}^2 = 22,8 \text{ cm Hg}$;
 - t° de saturação no espaço-vapor = 69 °C .

Para o cálculo da EPE de soluções de açúcar, utilize a equação 2.3 do texto.

$$EPE = 0,025B \frac{30 + B}{103,6 - B} \left(1 - \frac{0,54h}{229 - h} \right) \quad (2.3)$$

sendo B o Brix da solução, **h o vácuo** expresso em cm de mercúrio e a EPE expressa em °C.

Atenção: para o uso da equação 2.3, utilize as unidades exigidas; além disso, veja que h é o vácuo, e não a pressão.

$$B = 30 \text{ e } h = 76 - 22,8 = 53,2 \text{ cm Hg}$$

$$\text{EPE} = 0,025 \times 30 [(30 + 30)/(103,6 - 30)] [1 - 0,54 \times 53,2/(229 - 53,2)] = 0,51 \text{ }^\circ\text{C}$$

O ponto de ebulição da solução concentrada nas condições do espaço-vapor é (equação 2.5):

- $t = 69 + 0,51 = 69,51 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_L = c_{pL} (t_L - 0)$ equação 2.17
- $t_L = 69,51 \text{ }^\circ\text{C}$ e $c_p = 1 - 5,62 \times 10^{-3} \times 30 = 0,831 \text{ kcal}/(\text{kg }^\circ\text{C})$
- $h_L = 0,831(69,51 - 0) = 57,8 \text{ kcal}/\text{kg}$

Com as condições do espaço-vapor pode-se obter a entalpia do vapor produzido (equação 2.18).

- $H_V = H_{v \text{ sat}} + c_{pv} (t_L - t_{\text{sat}}) = H_{v \text{ sat}} + c_{pv} \text{ EPE}$
- $H_{v \text{ sat}} = 627 \text{ kcal}/\text{kg}$ (tabela de vapor saturado)
- $H_V = 627 + 0,46 \times 0,51 = 627,23 \text{ kcal}/\text{kg}$

Voltando para BE

$$5000 \times 36,64 + S \times 525,7 = 2500 \times 627,23 + 2500 \times 57,8 + 0$$

$$S = 2909 \text{ kg}/\text{h}$$

Economia (equação 2.20)

$$E = V/S = 2500/2909 = 0,859$$

Área de troca de calor (equação 2.19)

- $A = q/(U\Delta t)$
- $q = S \lambda_s = 2909 \times 525,7 = 1529261 \text{ kcal}/\text{h}$
- $\Delta t = 120 - 69,51 = 50,49 \text{ }^\circ\text{C}$
- $U = 1800 \text{ kcal}/(\text{hm}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ dado

Portanto:

$$A = 16,9 \text{ m}^2$$

Acrescentando um condensador

Se utilizarmos um condensador de contato com água disponível a 25 °C, qual a vazão de água necessária para condensar todo o vapor produzido? Considere que o condensado saia como líquido saturado?

BE no condensador de contato (equação 2.30)

$$VH_v + Mh_1 = (V + M)h_v$$

h_1 entalpia da água pura a 25 °C; h_v entalpia da água pura a 69 °C (referente à pressão no condensador, a mesma do espaço-vapor) e M a vazão de água.

$$h_1 = 1 \times (25 - 0) = 25 \text{ kcal/kg}$$

$$h_v = 1 \times (69 - 0) = 69 \text{ kcal/kg}$$

O BE fica:

$$2500 \times 627,23 + M \times 25 = (2500 + M)69$$

$$M = 31718 \text{ kg/h}$$

UNIDADE 3

Psicrometria

3.1 Primeiras palavras

A Psicrometria não é uma operação unitária. Ela apresenta os fundamentos e definições relacionadas a um sistema envolvendo um vapor e um gás. Esses fundamentos são utilizados principalmente nas operações unitárias de secagem, umidificação e desumidificação de gases. Definições de, por exemplo, umidade do ar e umidade relativa são apresentadas na Psicrometria.

3.2 Problematizando o tema

O ar que respiramos pode ser utilizado, após algum tratamento, como fluido refrigerante, de aquecimento ou de arraste. O ar é composto de uma mistura de gases, como O_2 e N_2 , principalmente, mas há também, na atmosfera, vapor de água. Portanto, na atmosfera, há uma mistura gás-vapor, composta de ar e vapor de água. Gás é aquele componente que, nas condições de temperatura e pressão, só existe na fase gasosa. É o caso do O_2 , N_2 e demais gases que compõem o ar que, nas condições do ambiente, só encontramos na fase gasosa. Vapor é aquele componente que, nas condições de temperatura e pressão, pode existir na fase líquida ou na forma de vapor. É o caso da água, que, nas condições ambientais, pode estar presente na fase líquida e gasosa.

3.3 Psicrometria

A Psicrometria estuda as propriedades das misturas ar-vapor de água e também, por analogia, os princípios que determinam as propriedades e o comportamento das misturas formadas pelos chamados gases permanentes e os vapores condensáveis. Como apresentamos, gás é o componente que está presente apenas na fase gasosa; já vapor é a forma gasosa do componente que pode estar presente também na fase líquida.

Os conceitos e definições que a Psicrometria traz podem ser importantes nas operações de secagem, umidificação e desumidificação de gases, em que ocorre transferência de massa entre uma fase líquida e um gás, sendo o gás insolúvel no líquido.

As deduções serão feitas para o sistema ar-água, porém as mesmas relações são válidas para um gás inerte e um solvente quaisquer. A convenção adotada será: o índice A representa o componente na forma de vapor (água) e o índice B, o gás inerte (ar).

As propriedades da mistura gás-vapor variam com a pressão total que, nas deduções, estará fixa. Como, na maioria das aplicações da Psicrometria, a pressão é atmosférica, será utilizada a lei dos gases ideais.

3.3.1 Definições

3.3.1.1 Umidade (absoluta) ou conteúdo de umidade ou razão de umidade

É a massa de vapor contida na unidade de massa de ar seco.

Para o sistema ar-água:

$$H = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{ar seco}}} = \frac{m_A}{m_B} \quad (3.1)$$

Costuma-se expressar a umidade em termos de pressão parcial. A pressão parcial de um componente em uma mistura gasosa pode ser representada por:

$$\bar{p}_A = y_A P \quad (3.2)$$

$$\bar{p}_B = y_B P \quad (3.3)$$

sendo \bar{p}_A a pressão parcial do componente A – vapor de água – na mistura gás-vapor, y_A a fração molar do componente A na mistura gás-vapor e P a pressão total do sistema.

Sabe-se ainda que:

$$\bar{p}_A + \bar{p}_B = P \quad (3.4)$$

Isolando \bar{p}_B , tem-se:

$$\bar{p}_B = P - \bar{p}_A \quad (3.5)$$

Igualando as equações 3.5 e 3.3, obtém-se:

$$P - \bar{p}_A = y_B P \quad (3.6)$$

Dividindo a equação 3.2 pela 3.6:

$$\frac{\bar{p}_A}{P - \bar{p}_A} = \frac{y_A P}{y_B P} = \frac{y_A}{y_B} \quad (3.7)$$

A fração molar de A pode ser expressa como:

$$y_A = \frac{\frac{m_A}{M_A}}{\frac{m_A}{M_A} + \frac{m_B}{M_B}} \quad (3.8)$$

Representando a fração molar de B de uma forma semelhante e introduzindo as definições das frações molares na equação 3.7, obtém-se:

$$\frac{\bar{p}_A}{P - \bar{p}_A} = \frac{\frac{m_A / M_A}{\frac{m_A}{M_A} + \frac{m_B}{M_B}}}{\frac{m_B / M_B}{\frac{m_A}{M_A} + \frac{m_B}{M_B}}} \Rightarrow \frac{\bar{p}_A}{P - \bar{p}_A} = \frac{m_A M_B}{m_B M_A} = H \frac{M_B}{M_A} \quad (3.9)$$

Rearranjando a equação 3.9 para isolar H:

$$H = \frac{M_A}{M_B} \frac{\bar{p}_A}{P - \bar{p}_A} \quad (3.10)$$

Portanto, a umidade é função da pressão parcial do componente A (vapor). No caso do sistema ar-água à pressão atmosférica, a equação 3.10 passa a ser:

$$H = \frac{18}{29} \frac{\bar{p}_A}{P - \bar{p}_A} \quad (3.11)$$

A umidade pode ser relacionada diretamente com a fração molar de A. Para isso, basta multiplicar o numerador e denominador da equação 3.8 por $(1/m_B)$, obtendo-se:

$$y_A = \frac{\frac{H}{M_A}}{\frac{H}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (3.12)$$

3.3.1.2 Umidade de saturação – gás saturado

Gás saturado é aquele no qual o vapor presente na fase gasosa está em equilíbrio com o líquido, na temperatura do gás.

Se um gás seco insolúvel B for colocado em contato com um líquido A, este evaporará e atingirá o equilíbrio. Nessa situação, a pressão parcial de A na mistura vapor-gás atinge seu valor de saturação, que é a pressão de vapor do líquido na temperatura do gás. Ou seja, na saturação, tem-se o equilíbrio entre o líquido e o vapor. No equilíbrio, a pressão parcial do vapor na mistura gás-vapor é igual à pressão de vapor do líquido na temperatura do gás.

Sendo assim, para obter a equação da umidade de saturação, basta substituir na equação 3.10 a pressão parcial de A pela pressão de vapor do líquido A na temperatura do gás:

$$H_S = \frac{M_A}{M_B} \frac{p_A}{P - p_A} \quad (3.13)$$

sendo p_A a pressão de vapor de A na temperatura do gás.

Para relembrar, é apresentado, na Figura 3.1, o diagrama pressão-temperatura para a água. Nessa figura, a curva A-C, que divide as regiões líquido e vapor, representa a curva de pressão de vapor para a água e termina abruptamente no ponto crítico (C). Nessa curva, o líquido está em equilíbrio com seu vapor. Há uma curva similar A-B para pressões de vapor do gelo sublimando:

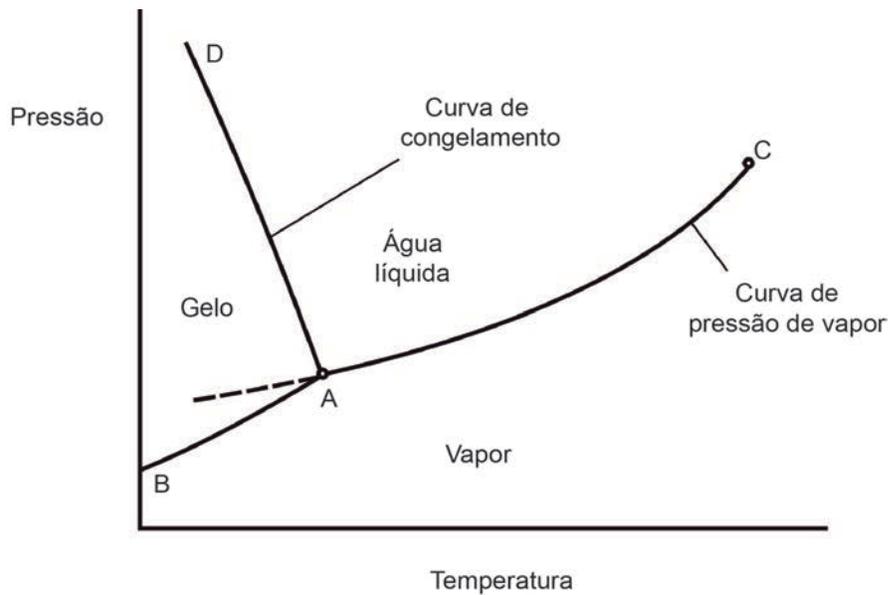


Figura 3.1 Diagrama pressão x temperatura para a água.

3.3.1.3 Umidade relativa e umidade porcentual

O termo umidade relativa costuma ser empregado na literatura com diferentes definições, dependendo do autor, confundindo-se com o que definiremos como umidade porcentual. A definição de umidade relativa que utilizaremos representa a relação entre a pressão parcial do vapor na mistura gás-vapor e a pressão de vapor do líquido na temperatura do gás, expressa em porcentagem:

$$H_r = 100 \frac{\bar{p}_A}{p_A} \quad (3.14)$$

A umidade porcentual costuma ser designada por várias formas, como porcentagem de umidade absoluta, porcentagem de saturação, saturação relativa e até umidade relativa. É definida como sendo a relação entre a umidade que o gás possui e a umidade de saturação na temperatura do gás, expressa também em porcentagem – lembrando que a umidade de saturação é a umidade máxima que o gás pode ter numa determinada temperatura. A umidade porcentual é dada por:

$$H_p = 100 \frac{H}{H_s} \quad (3.15)$$

A umidade porcentual fornece a relação entre a umidade que o gás possui e a umidade máxima que ele poderia ter na mesma temperatura.

A umidade porcentual pode ser relacionada com a umidade relativa por meio da relação:

$$H_p = 100 \frac{H}{H_s} = 100 \frac{\frac{\bar{p}_A}{1-\bar{p}_A} \frac{M_A}{M_B}}{\frac{p_A}{1-p_A} \frac{M_A}{M_B}} = H_r \frac{1-p_A}{1-\bar{p}_A} \quad (3.16)$$

Exceto na saturação, a pressão parcial do componente A (\bar{p}_A) é menor do que a pressão de vapor do líquido A (p_A). Portanto, a umidade porcentual (H_p) será menor do que a umidade relativa (H_r). Para os casos extremos, ar seco e ar saturado, a umidade porcentual é igual à umidade relativa. No caso do ar seco, ambas são 0 (zero) e, no caso do ar saturado, ambas são 100%.

3.3.1.4 Calor úmido

É a energia necessária para aumentar a temperatura em 1 °C à pressão constante de 1 kg de gás seco mais a umidade que o acompanha:

$$c_s = c_{pB} + Hc_{pA} \quad (3.17)$$

sendo c_{pB} o calor específico à pressão constante do gás seco e c_{pA} o calor específico à pressão constante do vapor.

Para a maioria das aplicações com o sistema ar-vapor de água, pode-se considerar:

$$c_{pB} = 0,24 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C}) \text{ e } \quad c_{pA} = 0,45 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C}).$$

A unidade do calor úmido é energia por massa de gás seco por °C (kcal/kg de ar seco °C) – lembrando que, quando a massa de ar seco é 1 kg, a massa de vapor para uma dada umidade (H) é o próprio valor de H (equação 3.1).

Cabe ressaltar ainda que, se tivermos um gás úmido cuja vazão de ar seco é M, a quantidade de energia necessária para aumentar a temperatura de M kg de ar seco mais a umidade que o acompanha será:

$$q = M c_s \Delta t \quad (3.18)$$

3.3.1.5 Volume úmido

Volume úmido de uma mistura gás-vapor é o volume ocupado pela unidade de massa de gás seco, juntamente com a umidade que o acompanha, na pressão e temperatura do gás.

Por meio da lei dos gases perfeitos, pode-se relacionar o volume úmido com a umidade e temperatura do gás:

$$V = \frac{nRT}{P} \quad (3.19)$$

$$n = n_A + n_B = \frac{m_A}{M_A} + \frac{m_B}{M_B} = m_B \left(\frac{m_A}{m_B M_A} + \frac{1}{M_B} \right) \quad (3.20)$$

Introduzindo a definição de umidade absoluta dada pela equação 3.1, tem-se:

$$n = m_B \left(\frac{H}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right) \quad (3.21)$$

Substituindo a equação 3.21 na 3.19 e lembrando que, pela definição de volume úmido, m_B é igual a 1 kg, tem-se:

$$v_H = \left(\frac{H}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right) \frac{RT}{P} \quad (3.22)$$

Substituindo os valores de R e P: $R = 0,082 \text{ atm L}/(\text{mol K})$ e $P = 1 \text{ atm}$, v_H passa a ser expresso em (L de ar úmido/g de ar seco) ou em (m^3 de ar úmido/kg de ar seco):

$$v_H = \left(\frac{H}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right) \frac{0,082T}{1} = (0,00283 + 0,00456H)(t + 273) \quad (3.23)$$

sendo agora t a temperatura em °C.

Para um gás seco ($H = 0$), v_H é igual ao volume específico. Para um gás saturado ($H = H_s$), o volume úmido recebe o nome de volume saturado.

3.3.1.6 Ponto de orvalho

É a temperatura na qual a mistura gás-vapor torna-se saturada quando sofre um resfriamento, mantendo a pressão e a umidade constantes.

Todas as misturas com a mesma umidade absoluta (H) têm o mesmo ponto de orvalho. Se a temperatura for reduzida além do ponto de orvalho, o vapor condensará como um orvalho e a mistura restante continuará saturada.

3.3.1.7 Entalpia total

Todas as substâncias têm normalmente energia interna que pode ser identificada com a energia do movimento molecular. Valores absolutos da energia interna U são desconhecidos, mas valores podem ser assumidos em relação a um valor 0 (zero) arbitrário para uma temperatura particular. Em qualquer processo em escoamento, há uma energia adicional ao forçar as correntes para dentro do sistema contra a pressão e forçar as correntes para fora. Esse trabalho de escoamento por unidade de massa é PV , em que P é a pressão, e V o volume específico. A energia interna e a de escoamento são convenientemente agrupadas para dar uma energia composta, conhecida como entalpia h :

$$h = U + PV \text{ (energia/massa)} \quad (3.24)$$

Da mesma forma que para a energia interna, valores absolutos para a entalpia não podem ser obtidos.

Para a água, um estado de referência conveniente – entalpia 0 (zero) – é água líquida sob sua própria pressão de vapor de 611,2 Pa na temperatura do ponto triplo, de 273,16 K (0,01 °C).

A variação isobárica da entalpia com a temperatura é apresentada na Figura 3.2 para um fluido puro:

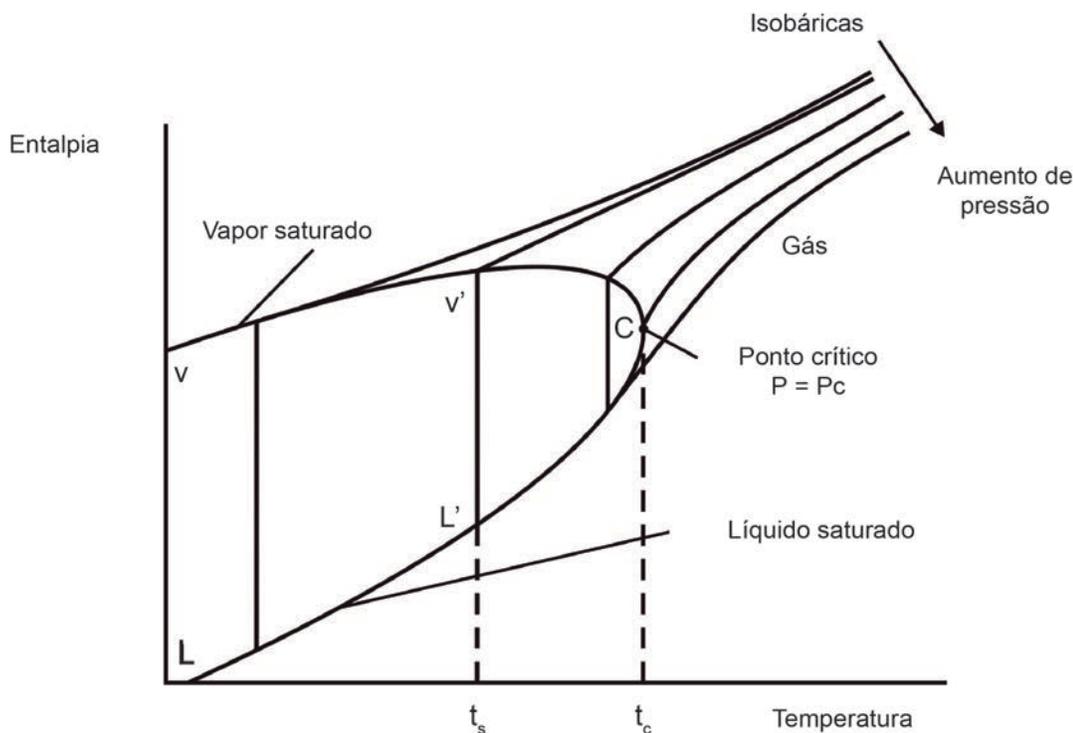


Figura 3.2 Diagrama entalpia x temperatura.

Na região de baixas pressões e no estado gasoso, em que o comportamento do gás é ideal, a entalpia é quase independente da pressão, de modo que as isobáricas aproximadamente se sobrepõem. O envelope VCL representa as entalpias de vapor saturado sobre o segmento VC e as entalpias de líquido saturado sobre o segmento CL, com as duas curvas se encontrando no ponto crítico (C). A diferença de entalpia $V'L'$ corresponde ao calor latente de vaporização na temperatura t_s e diminui com o aumento da temperatura, tornando-se 0 (zero) no ponto crítico (t_c).

O calor específico é definido pelo calor requerido para aumentar a temperatura de uma unidade de massa em uma unidade de temperatura.

Para um processo a P constante:

$$c_p = \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_p \quad (3.25)$$

em que o fluxo de calor dQ é a soma da mudança da energia interna dU e o trabalho feito contra a pressão PdV .

Assim, a equação 3.25 pode ser expandida em:

$$c_p = \left(\frac{\partial U}{\partial t} \right)_P + P \left(\frac{\partial V}{\partial t} \right)_P = \left(\frac{\partial H}{\partial t} \right)_P \quad (3.26)$$

Dessa forma, as inclinações das isobáricas da Figura 3.2 produzem o calor específico.

Em cálculos de secagem e muitas outras aplicações, é mais conveniente e possível utilizar valores médios de calor específico em intervalos finitos de temperatura:

$$\bar{c}_p = \left(\frac{\Delta Q}{\Delta t} \right)_P = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} c_p dt \quad (3.27)$$

Para o caso de gases, o calor específico (c_p) pode ser expresso por polinômios de segunda ordem na temperatura no intervalo de 300 a 1500 K, porém o termo quadrático pode ser desprezado para intervalos de temperatura que ocorrem nas operações de secagem:

Se $c_p = a + bt$, segue que:

$$\bar{c}_p = a + \frac{b}{2}(t_2 + t_1) = \bar{c}_p[t_m] \quad (3.28)$$

Ou seja, o calor específico médio é o calor específico avaliado na temperatura média t_m .

A partir das equações 3.26 e 3.27, podemos estimar a entalpia de uma substância pura a partir do seu calor específico:

$$h = \bar{c}_p(t - t_{ref}) \quad (3.29)$$

O calor específico do ar seco a 300 K é 1,0049 kJ/(kg K) e a 400 K, 1,0135 kJ/(kg K), de modo que, a baixas temperaturas, a entalpia do ar em unidades de kJ/kg é numericamente igual à temperatura em °C. O vapor de água tem calor específico maior, 1,864 kJ/(kg K) e 1,901 kJ/(kg K), nas mesmas temperaturas anteriores.

Tendo em vista que a entalpia é uma propriedade extensiva, esperaríamos que a entalpia de um gás úmido fosse a soma das entalpias parciais dos constituintes e mais um pequeno termo para considerar os calores de mistura e efeitos similares. Por conveniência, vamos definir a entalpia úmida ou entalpia total,

h_t , como a entalpia da unidade de massa de gás seco e sua umidade associada, pois essa base de gás seco é similar àquela adotada para expressar a umidade. Portanto:

$$h_t = h_B + H h_A + \Delta h_m \quad (3.30)$$

h_B é a entalpia do gás seco, h_A , a entalpia do vapor e Δh_m , a entalpia devido à mistura.

Para ar saturado com vapor de água, essa entalpia de mistura é $-0,63\text{kJ/kg}$ a $60\text{ }^\circ\text{C}$, que é cerca de 1% de h_B e pode assim ser desprezada.

Há numerosos caminhos possíveis pelos quais o vapor pode aparecer a partir do seu líquido. Por exemplo: o líquido pode ser vaporizado diretamente a $0\text{ }^\circ\text{C}$, em que a entalpia é 0 (zero) por definição, e superaquecido diretamente para uma temperatura t . Alternativamente, o líquido pode ser aquecido até a temperatura t_s , temperatura na qual o vapor resfriado se condensaria para formar orvalho, vaporizado em t_s e superaquecido até t . Esse caminho produz a verdadeira entalpia úmida. Entretanto, a entalpia final é quase independente do caminho de vaporização desde que o coeficiente de pressão isotérmico ($\partial H/\partial p$) seja muito pequeno. Nessas condições, podemos avaliar a entalpia úmida na temperatura t a partir do primeiro caminho, envolvendo vaporização a $0\text{ }^\circ\text{C}$ – ver diagrama entalpia x temperatura (Figura 3.2). Portanto, a entalpia do vapor de água fica:

$$h_A = \lambda_0 + c_{pA}(t - 0) \quad (3.31)$$

em que c_{pA} é o calor específico do vapor e λ_0 é o calor latente de vaporização do líquido A na temperatura de referência $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Para o ar seco, assumindo também como referência $0\text{ }^\circ\text{C}$, fica:

$$h_B = c_{pB}(t - 0) \quad (3.32)$$

E a equação 3.30 passa a ser:

$$h_t = c_{pB}(t - 0) + Hc_{pA}(t - 0) + H\lambda_0 \quad (3.33)$$

Colocando $(t - 0)$ em evidência e introduzindo a definição de calor úmido, temos:

$$h_t = c_s(t - 0) + H\lambda_0 \quad (3.34)$$

Para ar saturado com água a 20 °C, a entalpia estimada pela equação 3.34 difere em apenas 0,3% do valor verdadeiro, mas, para 50 °C, a diferença é de 5%. A equação 3.34 não será recomendada se a umidade for maior que 0,05 kg de água/kg de ar seco. Para trabalhos mais precisos, deve-se seguir o único caminho de vaporização que produz o estado correto, e a entalpia do vapor torna-se:

$$h_A = c_{pAL}(t_s - 0) + \lambda_s + c_{pA}(t - t_s) \quad (3.35)$$

aqui t_s é a temperatura do ponto de orvalho da mistura.

Perceba que o líquido é aquecido de 0 °C até t_s – c_{pAL} é o calor específico médio do líquido entre 0 (zero) e t_s –, temperatura na qual é vaporizado, e em seguida, o vapor é aquecido de t_s a t – c_{pA} é o calor específico do vapor.

Utilizando-se da equação 3.35, obtém-se uma nova equação para a entalpia total (h_t) diferente da equação 3.33.

3.3.2 Temperatura de bulbo úmido

Suponha que ar insaturado está em contato com água líquida sob condições adiabáticas – nenhum calor é recebido ou cedido pelas redondezas durante a operação. Desde que o ar não esteja saturado, há uma diferença de pressão parcial entre o ar úmido e a água, e esta evaporará para a corrente de ar, aumentando sua umidade. O calor latente para a evaporação da água não pode ser fornecido externamente, pois o processo é adiabático; assim, deve ser fornecido às custas de um resfriamento do ar, da água ou de ambos.

Consideremos um primeiro caso em que uma corrente de ar insaturado, em uma temperatura inicial e umidade constante, está passando sobre uma superfície úmida. Se a temperatura inicial da superfície úmida for aproximadamente a mesma do ar, a evaporação da água da superfície úmida tenderá a diminuir a temperatura da água líquida. Quando a água torna-se mais fria do que o ar, será transferido calor sensível do ar para a água. Finalmente, um estado estacionário será atingido em uma temperatura tal que a perda de calor devido à evaporação da água será exatamente balanceada pelo calor fornecido pelo ar. Nessas condições, a temperatura da água permanecerá constante. Essa temperatura é chamada de temperatura de bulbo úmido. Se a temperatura inicial da superfície

úmida for mais baixa do que a temperatura de bulbo úmido, ela aumentará até a temperatura de bulbo úmido.

Se o processo não for adiabático, isto é, a superfície úmida receber calor não apenas do ar, mas também das redondezas, mesmo que o estado estacionário possa ser atingido, essa temperatura não será apenas determinada pela umidade do ar, mas também será função do calor transferido das outras fontes.

A origem do nome temperatura de bulbo úmido vem da forma de determinar essa temperatura experimentalmente. Se recobrirmos o bulbo de um termômetro com algodão encharcado com água e fizermos passar uma corrente de ar, notar-se-á inicialmente uma diminuição da temperatura indicada pelo termômetro. Após algum tempo, essa temperatura parará de cair e permanecerá constante num determinado valor, sendo chamada, então, de temperatura de bulbo úmido. Não havendo alteração nas condições do ar e enquanto o algodão estiver encharcado, o termômetro indicará a mesma temperatura.

Vamos agora equacionar o processo descrito e mostrar que a temperatura de bulbo úmido depende da umidade e temperatura do ar, e que ela serve justamente para determinar a umidade do ar.

Considere uma gota de água em contato com ar e que ela já tenha atingido a temperatura de bulbo úmido. Ao redor da gota de líquido, há uma película de ar. Através dessa película, está sendo transferido, da água para o ar, m kg/h de vapor de água. Se o calor latente da água na temperatura de bulbo úmido for λ_{bu} , o calor transmitido será $m\lambda_{bu}$.

No entanto, se a temperatura de bulbo úmido estiver abaixo da temperatura do ar, calor sensível igual a q (kcal/h) estará sendo transmitido para o interior da gota. Desde que a temperatura de bulbo úmido seja uma temperatura de estado estacionário, temos:

$$q = m\lambda_{bu} \quad (3.36)$$

É preciso lembrar que a transferência de calor sensível por convecção é igual ao produto de três fatores: coeficiente de transferência de calor, área de troca de calor e diferença de temperatura.

Seja h_g o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar para a superfície úmida, t_g a temperatura do ar e t_{bu} a temperatura da gota, então:

$$q = h_g A (t_g - t_{bu}) \quad (3.37)$$

O fluxo molar de massa de água da interface para o gás (N_A) pode ser representado por:

$$N_A = k_g(p_{bu} - \bar{p}_A) \quad (3.38)$$

N_A é expresso em mols/(tempo x área), e k_g , coeficiente de transferência de massa, em mols/(tempo x área x pressão), p_{bu} é a pressão de vapor da água na t_{bu} – equilíbrio na interface o gás está saturado – e \bar{p}_A é a pressão parcial do vapor de água no ar úmido (umidade H_g).

Desde que estejamos trabalhando com fluxo de massa e não molar, para o caso da água, multiplicamos ambos os lados da equação 3.38 pela massa molecular da água (18 g/gmol), e a equação passa a ser:

$$18N_A = 18k_g(p_{bu} - \bar{p}_A) \quad (3.39)$$

Para a condição de estado estacionário, na qual a vazão m de água está sendo evaporada e transferida para a corrente de ar, temos:

$$m = 18N_A A = 18k_g A(p_{bu} - \bar{p}_A) \quad (3.40)$$

Substituindo as equações de transferência de calor (3.37) e de massa (3.39) na equação 3.36, temos:

$$h_g A(t_g - t_{bu}) = 18k_g A(p_{bu} - \bar{p}_A) \lambda_{bu} \quad (3.41)$$

Rearranjando:

$$p_{bu} - \bar{p}_A = \frac{h_g(t_g - t_{bu})}{18k_g \lambda_{bu}} \quad (3.42)$$

Quando se tem pequeno transporte de massa, a relação h_g/k_g é constante. A equação 3.42 é utilizada para determinar a composição de uma mistura ar-vapor a partir das temperaturas observadas, t_g e t_{bu} , determinando em seguida a umidade do ar.

Vamos fazer uma simplificação para introduzir a umidade do ar na equação 3.42. Se a pressão parcial do vapor de água for pequena comparada com a

pressão P , como ocorre frequentemente, a expressão da umidade absoluta se reduzirá a:

$$H = \frac{18\bar{p}_A}{29P} \quad (3.43)$$

pois $P - \bar{p}_A \approx P$. Assim como temos na interface ar saturado:

$$p_{bu} = \frac{H_{bu} 29P}{18} \quad (3.44)$$

e na corrente de ar

$$\bar{p}_A = \frac{H_g 29P}{18} \quad (3.45)$$

Substituindo na equação 3.42, obtém-se:

$$H_{bu} - H_g = \frac{h_g(t_g - t_{bu})}{M_B k_g \lambda_{bu} P} \quad (3.46)$$

H_{bu} é a umidade de saturação na temperatura de bulbo úmido, corresponde à situação da interface e assume estar em equilíbrio o ar e o líquido, ou seja, o ar na interface está saturado.

A temperatura de bulbo úmido depende apenas da temperatura do ar, que passaremos a chamar de temperatura de bulbo seco, da umidade do ar e da pressão ambiente, com a condição de que a transferência de calor do ar para a água seja apenas por convecção e a relação h_g/k_g seja constante.

Se as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco forem conhecidas, a obtenção da umidade do ar pela equação 3.46 será direta, pois H_{bu} , t_g , t_{bu} e λ_{bu} serão conhecidos. Se, entretanto, desejar-se fixar t_{bu} e determinar que temperatura e umidade do ar darão essa temperatura de bulbo úmido, então, apenas H_{bu} , t_{bu} e λ_{bu} serão conhecidos, e t_g e H_g desconhecidos. Haverá um grande número de combinações de temperaturas e umidades que terão a mesma temperatura de bulbo úmido.

Valores de $h_g/(k_g M_B P)$ são encontrados na literatura – ver Badger & Banchero (1954, p. 384).

3.3.3 Temperatura de saturação adiabática

Em contraste com a situação considerada anteriormente para a temperatura de bulbo úmido, em que uma grande quantidade de ar foi colocada em contato com uma pequena quantidade de água, veremos agora o caso de uma quantidade limitada de gás insaturado colocada em contato adiabático com uma quantidade de líquido recirculado grande o bastante para que sua temperatura permaneça constante. Durante o processo, o gás é umidificado e resfriado, e deve haver contato suficiente com o líquido para ele atingir uma temperatura de saturação t_s . O líquido perdido por evaporação é repostado à temperatura t_s , que é a temperatura de saturação adiabática. Esse processo está representado na Figura 3.3, e ressalta-se que os valores t_g e \bar{p}_A , que representam a condição do ar na entrada, não são mais constantes ao longo do processo:

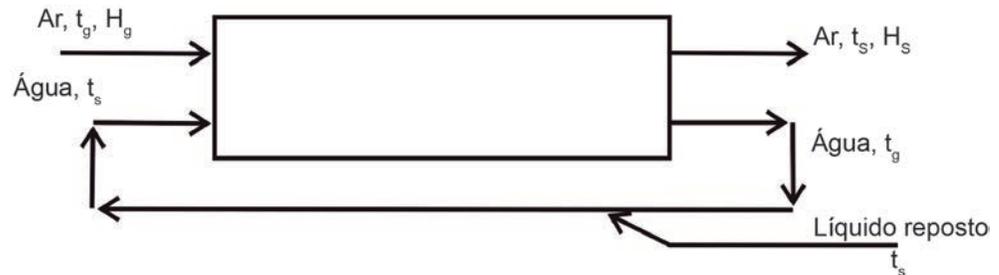


Figura 3.3 Processo de saturação adiabático.

Na Figura 3.3, o ar está entrando com umidade H_g e temperatura t_g , a água está sendo recirculada, e sua temperatura permanece em t_s . Há contato suficiente no equipamento para que o ar saia saturado com temperatura t_s , ou seja, em equilíbrio com a água.

Um balanço de energia (entalpia) pode ser escrito para o processo. Como este é adiabático, temos:

entalpia na entrada = entalpia na saída

A entalpia do ar úmido pode ser obtida pela equação 3.34, só que utilizaremos como estado de referência a temperatura t_s , e não mais 0°C . Ou seja, para a água, o estado de referência é água líquida à temperatura t_s , e, para o ar, a mesma temperatura. Portanto, a entalpia do ar úmido na entrada é:

$$h_1 = c_s (t_g - t_s) + H_g \lambda_s \quad (3.47)$$

A entalpia do ar na saída é:

$$h_2 = c_{s,saída} (t_s - t_s) + H_s \lambda_s = H_s \lambda_s \quad (3.48)$$

Para a água, como sua temperatura é constante e igual a t_s – estado de referência –, sua entalpia na entrada e na saída é 0 (zero).

Portanto, o balanço de energia fica:

$$c_s (t_g - t_s) + H_g \lambda_s + 0 = + H_s \lambda_s + 0 \quad (3.49)$$

Rearranjando:

$$H_s - H_g = \frac{c_s (t_g - t_s)}{\lambda_s} \quad (3.50)$$

Para um dado valor de t_s , essa equação contém apenas as variáveis H_g e t_g e é assim a equação de uma curva no diagrama de umidade – carta psicrométrica –, que veremos posteriormente. Se um valor for assumido para t_s – conhece-se, portanto, H_s e λ_s –, a equação 3.50 poderá ser plotada no diagrama de umidade, e essa curva interceptará a curva de umidade percentual 100% no ponto (H_s, t_s) , como veremos posteriormente.

3.3.4 Relação entre a temperatura de saturação adiabática e a temperatura de bulbo úmido

Comparando as equações 3.46 e 3.50:

Temperatura de bulbo úmido

$$H_{bu} - H_g = \frac{h_g (t_g - t_{bu})}{M_B k_g \lambda_{bu} P} \quad (3.46)$$

Temperatura de saturação adiabática

$$H_s - H_g = \frac{c_s (t_g - t_s)}{\lambda_s} \quad (3.50)$$

Se $h_g/(M_B k_g P)$ for igual ao calor úmido c_s , essas duas equações serão idênticas. Rigidamente, esse não é o caso para a maioria dos sistemas gás-vapor.

Mas, para o sistema ar-vapor de água, $h_g/(29 k_g P)$ é igual 0,26 kcal/kg°C, que é o valor de c_s para uma umidade de 0,047 kg água/kg de ar seco. Para umidades acima e abaixo daquele valor, haverá divergência entre as duas temperaturas, e, para um trabalho preciso, devem-se empregar as duas equações. Com misturas de ar-vapor de água em situações corriqueiras, as linhas de temperatura de saturação adiabática podem ser usadas seguramente como temperatura de bulbo úmido; mas, para intervalos extremos de temperatura e umidades, resultarão erros apreciáveis. Se qualquer outro líquido for utilizado no lugar da água, a diferença entre as duas temperaturas será mais acentuada na maioria das condições.

A relação dada pela equação 3.51 é chamada de relação de Lewis:

$$c_s = \frac{h_g}{M_B k_g P} \quad (3.51)$$

Para outros sistemas que não ar-água, essa igualdade não ocorre. A conclusão geral é que para o sistema ar-vapor de água à pressão ambiente as temperaturas de bulbo úmido e de saturação adiabática coincidem. Isso é apenas uma coincidência devido aos valores de algumas propriedades desse sistema.

3.3.5 A carta psicrométrica

Muitas das propriedades de uma mistura composta de um gás e um vapor, definidas anteriormente, podem ser agrupadas num diagrama, a carta psicrométrica ou diagrama de umidade. Na Figura 3.4, é apresentada uma carta psicrométrica para o sistema ar-vapor de água a 1 atm. Nesse diagrama, tem-se como abscissa a temperatura e, como ordenada, a umidade absoluta. Qualquer ponto nele representa uma definida mistura de ar e água. A curva assinalada com o valor 100% fornece valores de umidade do ar saturado em função da temperatura. Tendo-se valores da pressão de vapor da água para várias temperaturas, essa linha pode ser traçada utilizando-se da equação 3.13. Qualquer ponto à esquerda e acima dessa linha representa uma mistura de ar saturado e água líquida. Qualquer ponto abaixo dessa linha representa uma mistura insaturada, e um ponto no eixo de temperaturas representa ar seco. As curvas indicadas com valores em % representam valores definidos de umidades percentuais. Em algumas cartas psicrométricas, como as apresentadas por Perry & Chilton (1980), essas curvas representam valores de umidade relativa e não percentual:

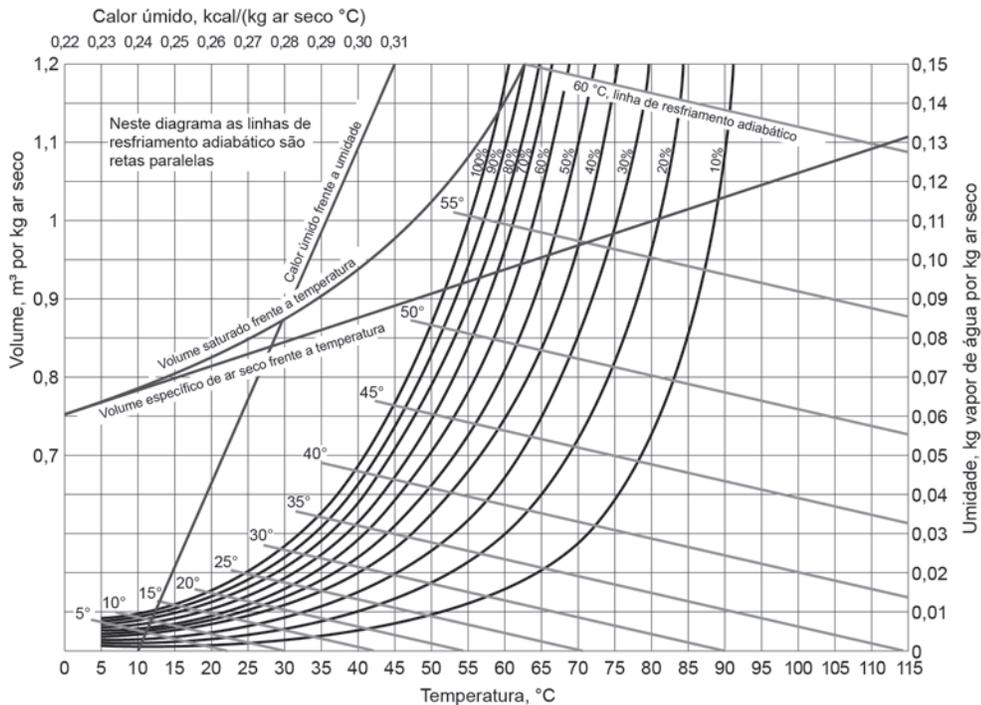


Figura 3.4 Carta psicrométrica para o sistema ar-água a 1 atm.

As linhas que partem da curva de umidade percentual 100% indo para a direita são as chamadas linhas de resfriamento adiabático. Elas podem ser traçadas utilizando-se da equação 3.50, e cada linha representa um valor constante para a temperatura de saturação adiabática. Para um dado valor de t_s , valores de H_s e λ_s são obtidos, e a linha H em função de t pode ser traçada, impondo-se valores para H e calculando t. Analisando as equações 3.50 e 3.17, verifica-se que a inclinação dessas linhas (c_s/λ_s) depende da umidade e, portanto, num diagrama retangular, elas não são representadas por retas, já que a inclinação varia, nem são paralelas. A carta psicrométrica, na forma apresentada na Figura 3.4, tem suas ordenadas distorcidas para que suas linhas de resfriamento adiabático tornem-se retas e paralelas. Ressalta-se que, para o sistema ar-água, as linhas de resfriamento adiabático constante coincidem com as de bulbo úmido constante, como citado anteriormente.

Há ainda linhas referentes a volume específico de ar seco e saturado que permitem o cálculo do volume úmido. Há também uma relação entre o calor úmido e a umidade.

A seguir, veremos a utilização da carta psicrométrica:

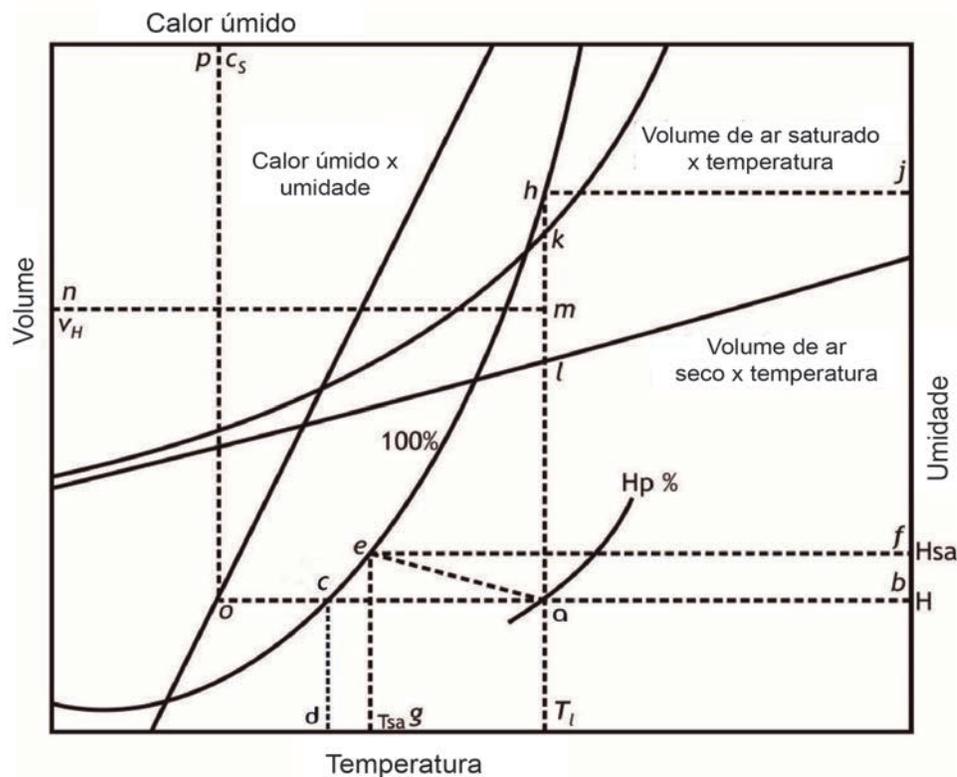


Figura 3.5 Utilização da carta psicrométrica.

Fonte: McCabe, Smith & Harriott (1993).

A Figura 3.5 representa a carta psicrométrica e será utilizada para apresentar sua utilização. Tomaremos como exemplo ar insaturado com temperatura T_1 e umidade porcentual H_p . O ponto *a* representa, na carta psicrométrica, esse ar. Ele é obtido pela interseção entre a linha de temperatura constante T_1 e a linha de umidade porcentual constante H_p (%). Para a determinação do ponto *a*, outras variáveis poderiam ser fornecidas, por exemplo as temperaturas de bulbo seco e úmido ou ainda outras que pudessem definir um ponto no diagrama. A umidade H desse ar corresponde ao ponto *b*. O ponto de orvalho é obtido seguindo-se a linha de umidade constante que passa por *a* até o ponto *c*, na linha de umidade porcentual igual a 100%, pois o ponto de orvalho corresponde a uma situação de saturação. O ponto de orvalho (temperatura) é lido no ponto *d*, no eixo das temperaturas.

A temperatura de saturação adiabática corresponde à reta que passa pelo ponto *a* chegando até a umidade porcentual 100% no ponto *e*. O valor da umidade de saturação adiabática, H_{sa} , é obtido no ponto *f*. A temperatura de saturação adiabática é obtida no ponto *g* e corresponde à temperatura T_{sa} .

Se o ar original – ponto *a* – sofrer um processo de saturação em temperatura constante, a umidade de saturação será encontrada seguindo uma reta de temperatura constante, passando por *a* até o ponto *h*, na linha de umidade

porcentual 100%. O valor da umidade de saturação é lido no ponto j . Do que foi apresentado até aqui, nota-se que há várias maneiras de se saturar uma mistura gás-vapor.

O volume úmido do ar original é obtido localizando-se os pontos k e l , nas curvas de volume de ar saturado e volume de ar seco, respectivamente. O ponto m é obtido medindo-se uma distância $(H_p/100)lk$ a partir do ponto l , sendo lk o segmento de reta entre os pontos l e k . O volume úmido é dado pelo ponto n na escala de volume.

O calor úmido é obtido localizando-se o ponto o , interseção da linha de umidade constante que passa por a e a linha de calor úmido. A leitura do calor úmido c_s será feita no ponto p , na escala de calor úmido, localizada na parte superior da figura.

3.4 Estudos complementares

A continuidade dos estudos de Psicrometria teria aplicação direta nas operações unitárias de umidificação e desumidificação. Nessas operações, ocorre a transferência de massa e de energia entre um líquido puro e um gás insolúvel no líquido.

3.4.1 Saiba mais

Conceitos apresentados na Psicrometria têm aplicação direta em operações e equipamentos. Por exemplo: do fenômeno da temperatura de bulbo úmido podemos concluir que é possível resfriar uma corrente de água fazendo passar por ela uma corrente de ar insaturado. A evaporação da água faz diminuir a temperatura da água que permanece líquida. O equipamento denominado torre de resfriamento permite reutilizar água levemente aquecida, diminuindo sua temperatura. A torre coloca em contato água e ar. O ar sairá com mais umidade, devido à evaporação de parte da água, e a água sairá com temperatura próxima da temperatura de bulbo úmido do ar. O cálculo desses equipamentos exige conhecimentos mais aprofundados de transferência de massa.

3.5 Considerações finais

Vimos que a Psicrometria trata das propriedades e do comportamento de um sistema composto de um gás e um vapor. Como sistema típico, utilizamos os compostos ar-vapor de água. Foram apresentadas várias propriedades que posteriormente foram agrupadas num diagrama denominado carta psicrométrica.

A caracterização do sistema ar-vapor de água assume grande importância em operações unitárias, por exemplo a secagem, por ser o ar o principal meio de fornecer energia a um sólido a ser seco e, ao mesmo tempo, ser quem retirará a umidade do sólido desse sistema.

3.6 Exercícios

Exercício 1

Utilização da carta psicrométrica

A temperatura de bulbo seco (t_{bs}) do ar é 55 °C e a temperatura de bulbo úmido (t_{bu}) é 40 °C. Determinar:

- a) o ponto de orvalho;
- b) a umidade absoluta;
- c) a umidade de saturação a 55 °C;
- d) a umidade porcentual;
- e) a temperatura de saturação adiabática;
- f) a umidade de saturação adiabática;
- g) o calor úmido;
- h) o volume úmido;
- i) a umidade relativa.

Exercício 2

300 m³/min de ar a 25 °C e 70% de umidade porcentual são misturados com 120 m³/min de ar a 35 °C e 20% de umidade porcentual, ambos a 1 atm. Calcular a temperatura e a umidade relativa do ar após a mistura.

Exercício 3

Ar com $t_{bs} = 25$ °C e $t_{bu} = 20$ °C passa por um trocador de calor onde é aquecido até 88 °C, em seguida passa por um equipamento no qual sofre um resfriamento adiabático, saindo a 70 °C. Obter:

- a) a umidade do ar na saída do processo;
- b) o ponto de orvalho na saída do processo;
- c) a t_{bu} do ar na saída do trocador.

Resolução:

A solução é totalmente gráfica, diretamente na carta psicrométrica.

Determine na carta psicrométrica o ponto correspondente a $t_{bs} = 25\text{ °C}$ e $t_{bu} = 20\text{ °C}$. Trace uma linha horizontal (umidade absoluta constante) indo deste ponto até a $t_{bs} = 88\text{ °C}$. Isso corresponde ao aquecimento do ar de 25 °C até 88 °C , é condição de saída do trocador de calor.

Em seguida, esse ar deve ser resfriado adiabaticamente até 70 °C . Pelo ponto correspondente à saída do trocador de calor passa uma linha de resfriamento adiabático (ou bulbo úmido constante). Trace essa linha (reta) paralela às outras de resfriamento adiabático. Ela estará entre as retas correspondentes às temperaturas de saturação adiabática de 30 °C e 35 °C . O ar enquanto se resfria seguirá essa linha até atingir a temperatura de bulbo seco de 70 °C . Essa será a condição de saída do ar do processo. Para esse ponto, faça a leitura da umidade absoluta ($H = 0,019\text{ kg água/kg de ar seco}$, item a)).

Para determinar o ponto de orvalho desse ar, trace uma reta, mantendo a umidade absoluta constante, até cruzar com a curva de umidade de saturação 100%. Nesse ponto, faça a leitura da temperatura, traçando uma vertical até cruzar o eixo de temperatura, o valor é de $24,5\text{ °C}$.

Para o item c), retome aquela reta de resfriamento adiabático traçada entre as retas de 30 °C e 35 °C . Siga essa reta até o cruzamento com a curva de umidade porcentual 100%, e, nesse ponto, faça a leitura da temperatura. Essa é a temperatura de bulbo úmido na saída do trocador de calor (na saturação, a temperatura de bulbo úmido é igual à temperatura de bulbo seco).

UNIDADE 4

Secagem

4.1 Primeiras palavras

Pretende-se, nesta unidade, apresentar os fundamentos e características da secagem. Veremos o mecanismo da secagem, as curvas características do processo de secagem e aplicaremos os balanços de massa e energia a um secador contínuo.

Ao final desta unidade, espera-se que o leitor seja capaz de identificar e analisar as principais variáveis operacionais.

4.2 Problematizando o tema

A operação unitária de secagem normalmente é a operação final de um processo químico, vindo antes apenas da embalagem do produto. O objetivo é retirar umidade de um sólido ou de uma pasta. A importância dessa operação está relacionada à pureza de um produto para garantir um armazenamento por um tempo adequado sem deterioração ou sem contaminação. A retirada da umidade normalmente é feita por meio de uma corrente de ar. Daí a necessidade de estudarmos antes a Psicrometria.

4.3 Secagem

Secagem pode ser definida como a remoção térmica de substâncias voláteis, que chamamos de umidade, a partir de uma mistura para produzir um sólido. Essa definição exclui a concentração de uma solução ou lama por evaporação, bem como a retirada mecânica de água de um sólido por prensagem ou de uma suspensão por filtração ou por centrifugação.

Para a secagem ocorrer, a umidade deve receber calor das redondezas. Ela evapora e é retirada por um gás de arraste, normalmente ar. Em grande parte das aplicações, a umidade é água.

A Figura 4.1 representa um esquema de secagem:

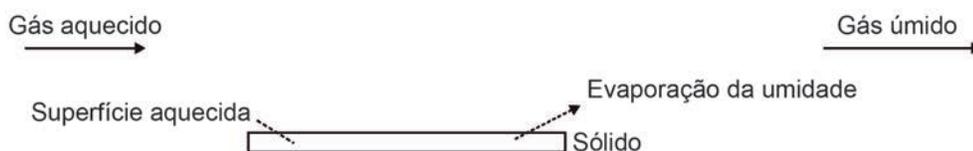


Figura 4.1 Esquema de secagem.

Um gás aquecido ou uma superfície quente fornece energia para a superfície do material a ser seco. A umidade evapora a partir do sólido para a corrente de gás. Esta se torna mais úmida conforme passa pela superfície do material.

Nessa esquematização da secagem, percebe-se, portanto, que ocorrem dois processos simultaneamente:

- a) transferência de calor;
- b) transferência de massa na forma de vapor ou líquido.

Esses processos governam a secagem. A transferência de calor poderá ser por convecção, condução, radiação ou por combinações destes. Na maioria dos casos, o calor é fornecido para a superfície do sólido úmido e, então, para o seu interior. Entretanto, há secadores nos quais a energia é fornecida para gerar calor internamente ao sólido e flui para o exterior da superfície. É o caso de secadores dielétricos, de radiofrequência e de micro-ondas.

O processo a) apresentado acima e a transferência de massa, na forma de vapor, da superfície para o gás, dependem das condições externas ao sólido, como temperatura, umidade e vazão do ar, área de exposição e pressão.

A transferência de massa interna ao sólido, movimento da umidade dentro do sólido, depende da natureza física do sólido, temperatura e umidade do sólido.

Numa operação de secagem, qualquer um desses processos pode ser aquele que controla ou que determina a velocidade de secagem.

4.3.1 Condições externas e condições internas

Condições externas

As variáveis essenciais são: temperatura, umidade, direção e vazão do ar, forma física do sólido, enfim, todas as variáveis que possam afetar a transferência de calor e massa externa ao sólido. As condições externas são muito importantes, principalmente no início da secagem, quando a umidade da superfície do sólido está sendo removida.

A evaporação da superfície é controlada pela difusão do vapor da superfície do sólido para a atmosfera das redondezas através de uma película de ar em contato com a superfície. Como a secagem envolve transferência de massa interfase, pois um gás é colocado em contato com líquido no qual ele é insolúvel, é preciso estar familiarizado com as características de equilíbrio do sólido úmido.

Além disso, a transferência de massa é acompanhada de transferência de calor, sendo quase sempre necessária a obtenção de entalpias.

A Psicrometria já nos forneceu as propriedades e características do sistema ar-vapor de água, necessárias para a operação de secagem.

Condições internas

Com a transferência de calor para o sólido, desenvolve-se um gradiente de temperatura dentro do sólido, enquanto a evaporação da umidade ocorre a partir da superfície. Isso produz uma migração da umidade do interior do sólido para a superfície, que pode ocorrer por vários mecanismos, como difusão, escoamento capilar (capilaridade), pressão interna causada por contração durante a secagem, e, no caso de secadores indiretos (condução), por uma progressiva e repetida vaporização e recondensação da umidade para a superfície exposta. Uma avaliação desse movimento interno da umidade é importante quando ele é o fator controlador, como ocorre em uma operação de secagem realizada após a umidade crítica e até valores baixos de umidade. As variáveis referentes ao ar, que aumentam a velocidade de evaporação superficial, tornam-se menos importantes exceto para aumentar a velocidade de transferência de calor. Tempos de residência maiores e maiores temperaturas, quando possível, são necessárias.

4.3.2 Umidade de um sólido

A umidade de um sólido ou conteúdo de umidade de um sólido não costuma ser expresso em termos volumétricos, pois, muitas vezes, o sólido úmido fica inchado em relação ao sólido seco, portanto, com volumes diferentes. Uma convenção similar à adotada para definir umidade de gases – visto na Psicrometria – é adotada para sólidos, tomando relações entre massas.

A umidade de um sólido (X) é definida como a razão entre a massa de umidade e a massa de material seco. Essa é a chamada umidade em base seca:

$$X = \frac{\text{massa de umidade}}{\text{massa de material seco}} \quad (4.1)$$

A umidade do sólido pode também ser expressa em base úmida. Ela relaciona a massa de umidade com a massa de material úmido:

$$X_{bu} = \frac{\text{massa de umidade}}{\text{massa de material seco} + \text{massa de umidade}} \quad (4.2)$$

Durante um processo de secagem, apenas a umidade está sendo retirada. Dessa forma, com essa definição de umidade, tanto numerador como denominador variam de instante para instante. A massa total é a massa do material no instante considerado – não é a massa no início da secagem. No caso da definição de umidade em base seca, equação 4.1, apenas o numerador varia, e a massa de material seco permanece constante durante toda a secagem.

O valor da umidade em base úmida estará entre 0 (zero) e 1; já a umidade em base seca pode ser muito maior que 1 – a princípio, varia de 0 (zero) a infinito.

Partindo das definições dessas umidades, é possível fazer a conversão de uma em outra, chegando a:

$$X = \frac{X_{bu}}{1 - X_{bu}} \quad (4.3)$$

A umidade contida em um sólido úmido exerce uma pressão de vapor que depende da natureza da umidade, da natureza do sólido e da temperatura. Se um sólido úmido for exposto a um contínuo fornecimento de gás insaturado, ele perderá umidade até que a pressão de vapor da umidade no sólido se iguale à pressão parcial do vapor no gás. O sólido e o gás estarão em equilíbrio, e a umidade do sólido é chamada de umidade ou conteúdo de umidade de equilíbrio. Uma exposição do sólido a esse ar por tempo indefinidamente longo não reduzirá mais a umidade do sólido. Isso só poderá ser feito colocando o sólido em contato com ar mais seco – menor umidade relativa – ou com maior temperatura.

A umidade associada a um material úmido pode estar ligada fisicamente ou não ligada. Estando ligada, ela não mais exerce toda sua pressão de vapor – aquela pressão de vapor referente a um líquido em contato com um gás, que é função apenas da temperatura.

A umidade – quase sempre água – em um sólido pode tornar-se ligada, dependendo da estrutura do sólido, por diferentes razões: retenção em capilares, formação de solução nas estruturas celulares ou com o próprio sólido, adsorção física ou química. Umidade não ligada em um material higroscópico é a umidade em excesso, além do equilíbrio correspondente à umidade de saturação do ar. Toda a umidade de um material não higroscópico é umidade não ligada.

4.3.3 Curvas de equilíbrio – isotermas de umidade

Um produto higroscópico é aquele que é capaz de reter a umidade com simultânea redução da pressão de vapor dessa umidade. Os produtos podem ser mais ou menos higroscópicos, dependendo de sua estrutura molecular, solubilidade e força da sua superfície reativa.

A extensão da higroscopicidade de um sólido pode ser verificada em sua curva de equilíbrio ou isoterma de dessorção, obtidas experimentalmente. Essas curvas representam a umidade de equilíbrio do sólido em função da umidade relativa do ar utilizado na secagem.

A Figura 4.2a apresenta curvas de equilíbrio para vários materiais. Algumas vezes, essas curvas são apresentadas permutando-se a abscissa com a ordenada, como apresentado na Figura 4.2b. Nessa curva, pode ocorrer uma histerese, quando a curva de umedecimento não coincide com a de secagem do sólido. Esse caso é apresentado na Figura 4.2c.

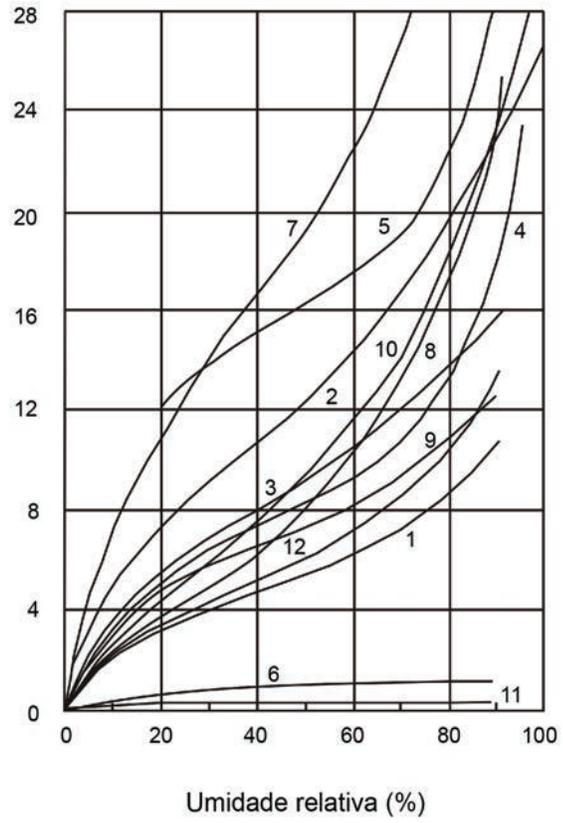
No caso da histerese, a isoterma de dessorção sempre apresenta um valor maior da umidade de equilíbrio do que a isoterma de adsorção, para uma dada umidade relativa. Normalmente, nas operações de secagem, o que nos interessa são as condições da dessorção.

A umidade livre é a umidade removível do sólido a uma dada temperatura e pode incluir umidade ligada e não ligada. Umidade livre é a diferença entre a umidade e a umidade de equilíbrio.

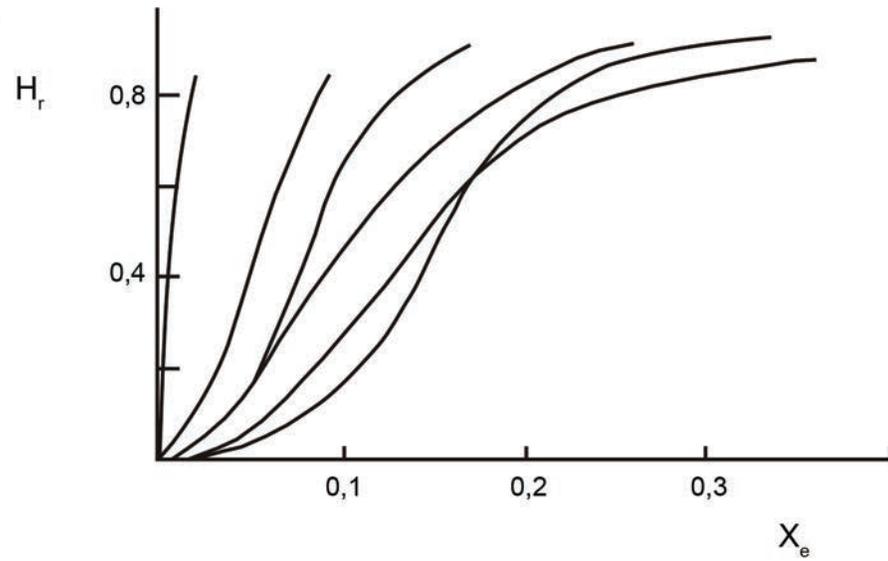
a)

- 1 – Papel
- 2 – Lã, tecido
- 3 – Nitrocelulose
- 4 – Seda
- 5 – Couro curtido
- 6 – Caolim
- 7 – Folha de fumo
- 8 – Sabão
- 9 – Cola
- 10 – Madeira
- 11 – Fibra de vidro
- 12 – Algodão

Umidade de equilíbrio
(kg de água/
100 kg de sólido
seco)



b)



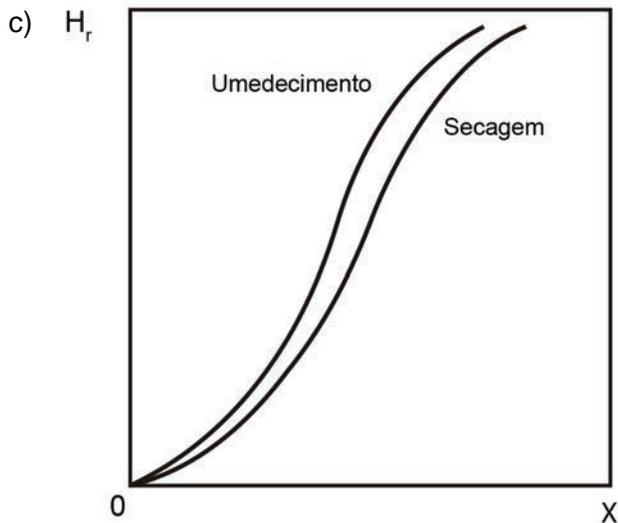


Figura 4.2 Curvas de equilíbrio.

Comentário: em qualquer ponto sobre uma curva de equilíbrio, há a igualdade entre pressão parcial do vapor de umidade no gás e pressão de vapor da umidade líquida nas condições do interior do sólido. Porém, em qualquer ponto dessa curva, exceto quando $H_r = 100\%$, a pressão de vapor da água dentro do sólido é menor do que a pressão de vapor da água pura – função apenas da temperatura. No ponto correspondente a $H_r = 100\%$ – ar saturado –, a pressão parcial da umidade no ar é igual à pressão de vapor da umidade líquida e, somente nesse ponto, será igual à pressão de vapor da umidade dentro do sólido. Somente nesse ponto – e para qualquer valor de umidade acima desse valor de equilíbrio –, a água dentro do sólido terá uma pressão de vapor igual à pressão de vapor da água pura.

4.3.4 O mecanismo da secagem – processo de secagem em condições constantes

Em qualquer estudo dos fenômenos de secagem, seja para o início da escolha ou projeto de um equipamento ou algo mais relacionado aos fundamentos da secagem, é necessário que se conheçam as características do processo de secagem. O comportamento do processo de secagem pode ser caracterizado pela medida da umidade do sólido em função do tempo – curva da perda de massa. Essa curva deverá ser obtida em condições de secagem constantes, isto é, a velocidade, direção, temperatura e umidade do ar utilizado constantes. Esse estudo pode ser feito em um secador de bandejas (descontínuo) em escala de laboratório. A Figura 4.3 apresenta um tipo de equipamento que possibilita a obtenção dessas curvas de secagem:

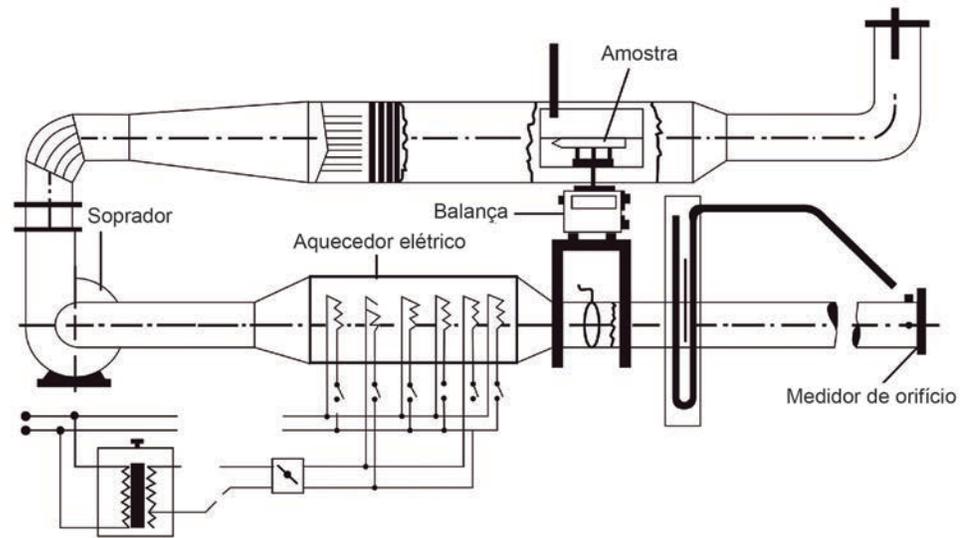


Figura 4.3 Equipamento para obter curvas de secagem.

Fonte: adaptada de Mujumdar (1995).

O equipamento apresentado consiste em um duto em que é colocada a bandeja com o material a ser seco. A temperatura e umidade do ar utilizado podem ser obtidas pelas medidas das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. A vazão de ar é conseguida com um ventilador instalado no duto e uma válvula reguladora. A medida da vazão pode ser feita por uma placa de orifício. Na sucção do ventilador, existem resistências elétricas que permitem o ajuste da temperatura do ar utilizado. Uma injeção de vapor pode ser feita para modificar a umidade do ar. A bandeja com o material a ser seco fica sobre uma balança, externa ao duto, e permite a medida contínua da massa do material úmido. Obtém-se, assim, a massa de material úmido em função do tempo. Se a massa de material seco for conhecida ou posteriormente determinada por meio de uma estufa, será possível transformar essas medidas de massa de material úmido em umidade do sólido – base seca – em função do tempo por meio de:

$$X = \frac{W_{su} - W_s}{W_s} \quad (4.4)$$

em que W_{su} é a massa do material úmido – medida no experimento –, e W_s a massa do material seco – determinada após o experimento.

Com isso, pode-se construir a primeira curva característica da secagem, umidade do sólido (X) em função do tempo, cuja forma é apresentada na Figura 4.4:

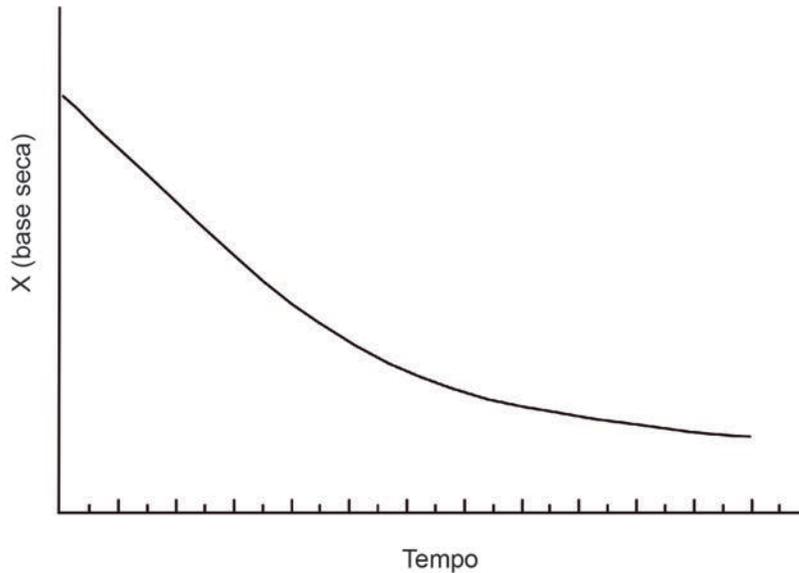


Figura 4.4 Umidade do sólido em função do tempo de secagem.

A princípio, essa curva pode ser diretamente aplicada para a determinação do tempo de secagem de amostras maiores, sofrendo menores variações de umidade, para as mesmas condições de secagem.

Outras informações poderão ser obtidas se a partir da curva de umidade construirmos a curva de velocidade de secagem em função da umidade do sólido. Para isso, é necessário que se defina velocidade de secagem (R). Velocidade de secagem é expressa como a massa de água evaporada por unidade de tempo e por unidade de área, equação 4.5:

$$R = -\frac{1}{A} \frac{dW_{su}}{dt} = -\frac{W_s}{A} \frac{dX}{dt} \quad (4.5)$$

Isolando W_{su} da equação 4.4, obtém-se a forma final da velocidade de secagem, apresentada na equação 4.5. Alguns autores costumam chamar dX/dt de velocidade de secagem, que, em termos de unidades, seria mais adequado.

Aplicando a equação 4.5 à curva da Figura 4.4, obtém-se a curva de velocidade de secagem em função da umidade do sólido, apresentada na Figura 4.5. Essa curva pode também ser apresentada em função do tempo de secagem. A aplicação da equação 4.5 significa obter as inclinações de várias tangentes à curva X versus tempo.

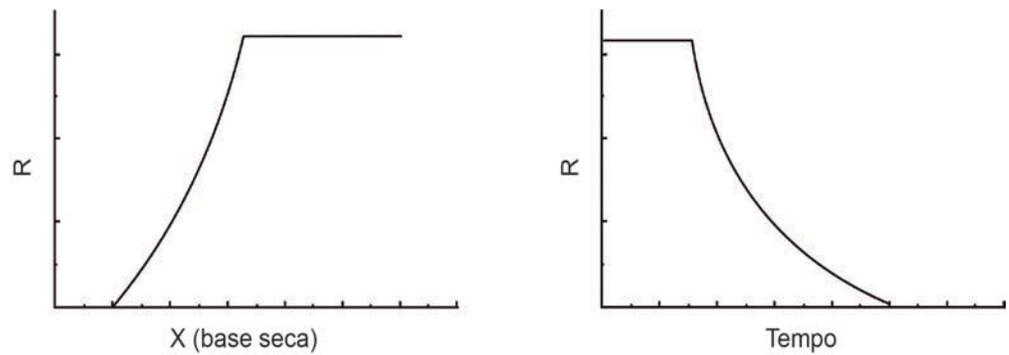


Figura 4.5 Curvas de velocidade de secagem em função da umidade e do tempo.

Uma outra maneira de obter a curva de velocidade de secagem é calcular a perda de massa ou variação de umidade ΔX para um tempo Δt . A velocidade de secagem assim obtida será um valor médio para aquele intervalo de tempo e corresponderá a uma umidade média \bar{X} referente ao intervalo de tempo considerado:

Da Figura 4.5, nota-se que o processo de secagem em condições constantes pode ter dois períodos bastante distintos. Um com velocidade de secagem constante e outro com velocidade de secagem decrescente. Na Figura 4.5, foram apresentadas as curvas de velocidade de secagem de um sólido não poroso. Dependendo da estrutura do sólido, a forma da curva no período de velocidade de secagem decrescente pode ser bastante diversa, dependendo dos diferentes mecanismos de fluxo da umidade no interior do sólido. Na Figura 4.6, são apresentadas curvas para diferentes materiais:

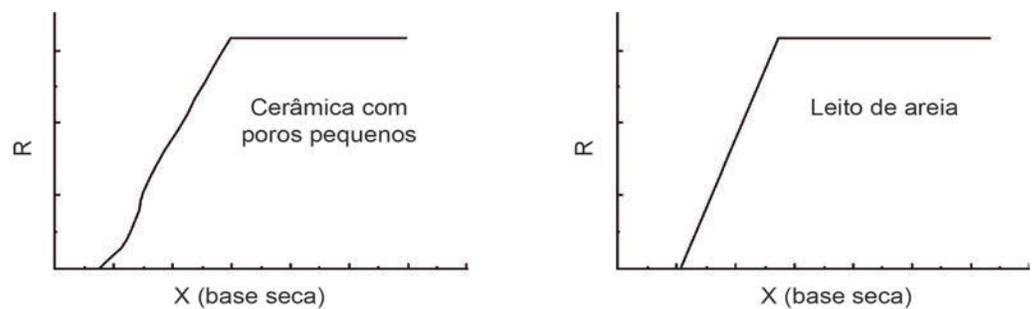


Figura 4.6 Curvas de velocidade de secagem para diferentes materiais.

Deve-se notar que, se as curvas de velocidade de secagem forem construídas em função da umidade livre e não da umidade total, como apresentado, haverá um deslocamento dessas curvas para a esquerda de um valor correspondente à umidade de equilíbrio. As curvas passam, então, pela origem dos eixos.

Trataremos, em seguida, de cada um dos períodos existentes na curva de velocidade de secagem.

4.3.4.1 Período de velocidade de secagem constante

Só teremos o período de velocidade de secagem constante se o sólido possuir, no início da secagem, uma umidade muito elevada, de modo que sua superfície esteja toda ela molhada, existindo uma película contínua de líquido na superfície. Essa umidade é toda ela não ligada, e a evaporação ocorre como se o sólido não existisse. A velocidade de evaporação sob aquelas condições do ar é independente do sólido e é a mesma que se teria se a evaporação ocorresse a partir de uma superfície livre de líquido.

Se o sólido for não poroso, a umidade removida durante esse período será principalmente água superficial. Em um sólido poroso, uma grande parte da umidade removida durante esse período é suprida pelo interior do sólido por capilaridade. E, nesse caso, o período de velocidade de secagem constante continuará ocorrendo enquanto a umidade chegar à superfície com a mesma velocidade com que é removida.

A evaporação da umidade durante esse período será similar àquela que ocorre no processo de temperatura de bulbo úmido se o calor estiver sendo fornecido à superfície apenas por convecção. Dessa forma, a temperatura da superfície será a temperatura de bulbo úmido. Podemos, então, utilizar o mesmo equacionamento do processo de bulbo úmido – relembre o que foi feito na Psicrometria –, em que era estabelecido o seguinte estado estacionário:

$$q = m\lambda_{bu} \quad (4.6)$$

sendo m a massa de água (umidade) evaporada por tempo, λ_{bu} o calor latente de vaporização na temperatura de bulbo úmido (t_{bu}), e q o calor fornecido pelo ar por convecção.

$$h_g A (t_g - t_{bu}) = M_A N_A \lambda_{bu} \quad (4.7)$$

Portanto,

$$M_A N_A = R_c = \frac{h_g}{\lambda_{tu}} (t_g - t_{bu}) \quad (4.8)$$

sendo R_c a velocidade de secagem no período de velocidade de secagem constante. R_c pode ser expresso também em função de um coeficiente de transferência de massa k_g .

$$M_A N_a = M_A k_g (p_{bu} - \bar{p}_A) \quad (4.9)$$

com k_g em mol/(tempo x área x pressão), p_{bu} é a pressão de vapor da água na temperatura de bulbo úmido (equilíbrio na interface) e \bar{p}_A é a pressão parcial do vapor de água no ar úmido (com umidade H_g). Portanto:

$$M_A N_A = R_c = M_A k_g (p_{bu} - \bar{p}_A) \quad (4.10)$$

Relacionando as pressões com a umidade do ar, analogamente ao que se fez na Psicrometria,² por meio da relação aproximada, tem-se:

$$H = \frac{M_A \bar{p}_A}{M_B P} \quad (4.11)$$

Obtém-se:

$$R_c = M_B k_g P (H_{bu} - H_g) \quad (4.12)$$

sendo H_g a umidade do gás e H_{bu} a umidade de saturação do gás na temperatura de bulbo úmido.

Existem correlações que permitem a obtenção de h_g e k_g , possibilitando o cálculo de R_c . Quando o gás utilizado é ar, com temperatura entre 45 e 150° C e G entre 2450 e 29300 kg/(h m²), escoando paralelamente à superfície de secagem, o coeficiente de transmissão de calor por convecção, h_g , pode ser obtido por:

$$h_g = 0,0176G^{0,8} \quad (4.13)$$

com h_g expresso em kcal/(h m² °C) e G sendo o fluxo de ar em kg/(h m²).

Para fluxo de ar paralelo a uma superfície lisa com comprimento L , h_g médio pode ser expresso pelas equações 4.14 e 4.15:

$$Nu_m = \frac{h_g L}{k} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{com} \quad Re = \frac{\rho v L}{\mu} < 100000 \quad (4.14)$$

² Este conceito foi discutido na Unidade 3, especificamente no tópico 3.3.2, que trata da temperatura de bulbo úmido.

$$Nu_m = \frac{h_g L}{k} = 0,057 Re^{0,78} Pr^{0,78} \text{ com } Re = \frac{\rho v L}{\mu} > 500000 \quad (4.15)$$

Se a superfície não for lisa, mas rugosa, h_g deverá apresentar valores 5% maiores do que os fornecidos pelas equações 4.14 e 4.15.

Se o ar escoar perpendicularmente à superfície de secagem:

$$h_g = G^{0,37} \quad (4.16)$$

com h_g e G nas mesmas unidades da equação 4.13.

Por meio da análise da equação 4.8 e do fato, já explicado, que nesse período a evaporação ocorreria como se o sólido não existisse, pode-se concluir que, se tivermos dois sólidos distintos, com umidades iniciais elevadas e sendo secos com ar nas mesmas condições, eles apresentarão o mesmo valor de R_c .

Efeito das condições do ar no valor de R_c

Velocidade do ar

Se o calor for transmitido para o sólido somente por convecção, R_c será função de $G^{0,8}$, para fluxo de ar escoando paralelo à superfície de secagem, e se for válida a equação 4.13.

Temperatura do gás

Aumentando t_g , aumenta $(t_g - t_{bu})$, e R_c aumenta. Se a variação do calor latente de vaporização, devido à mudança de t_{bu} (com a mudança de t_g), for desprezível, R_c será diretamente proporcional a $(t_g - t_{bu})$.

Umidade do gás

R_c varia diretamente com $(H_{bu} - H_g)$, e, portanto, aumentando a umidade do ar, R_c diminuirá. Note que o aumento de H_g acarreta aumento de t_{bu} e H_{bu} .

4.3.4.2 Período de velocidade de secagem decrescente

Com a diminuição da umidade do sólido, o período de velocidade de secagem constante termina em um determinado valor da umidade, e, a partir desse valor, a velocidade diminui. Esse valor da umidade do sólido em que termina o período de velocidade constante é denominado de ponto crítico e corresponde

à umidade crítica X_c . Considerando que a região da curva que se encontra depois do ponto crítico é dominada por condições físicas distintas daquelas que predominam no período de velocidade constante, passa a ser importante determinar o valor da umidade do sólido nesse ponto para que se possa analisar melhor o processo de secagem.

No ponto crítico, a umidade na superfície do sólido é insuficiente para manter uma película contínua sobre toda a superfície de secagem. Para sólidos não porosos, o ponto crítico ocorre quando a água superficial é evaporada. Para sólidos porosos, o ponto crítico ocorre quando a umidade não mais chega à superfície com a mesma velocidade com que evapora.

Após o ponto crítico, começam a aparecer, na superfície do sólido, regiões que já não estão saturadas de umidade. Se conseguíssemos medir a velocidade de secagem nas regiões que ainda estão saturadas, verificaríamos que estas ainda estão no período de velocidade de secagem constante, enquanto as regiões não saturadas apresentariam outros valores de velocidade de secagem menores, pois as resistências à transferência de calor e massa aumentaram. Agora que a superfície secou, o calor que antes chegava diretamente ao líquido deverá atingir o interior do sólido, onde está a umidade. Esta receberá calor, evaporará, e o vapor difundirá até a superfície e da superfície até a corrente de gás.

Portanto, em algumas regiões da superfície, tem-se ainda R_c . Em outras, a velocidade de secagem é menor do que o valor de R_c , mas o que se consegue medir é apenas um valor global para todo o sólido, que será, então, menor do que R_c . E quanto mais regiões secas apareçam na superfície, menor será a velocidade de secagem.

Das figuras de velocidade de secagem apresentadas anteriormente, pode-se notar que a velocidade de secagem no período de velocidade decrescente depende muito da estrutura do sólido e, além disso, pode depender também da espessura e das condições externas.

Alguns materiais apresentam dois períodos de velocidade decrescente, significando uma mudança no mecanismo de secagem – locomoção de umidade no interior do sólido. O ponto em que ocorre essa mudança é chamado de segundo ponto crítico (Figura 4.6).

Como dissemos anteriormente, X_c pode variar com a espessura do sólido, condições do ar, propriedades do material e tipo de secador. Na Figura 4.7a, observa-se o efeito da umidade do ar e, na 4.7b, o efeito da espessura do material (BADGER & BANCHERO, 1954, p. 498-499):

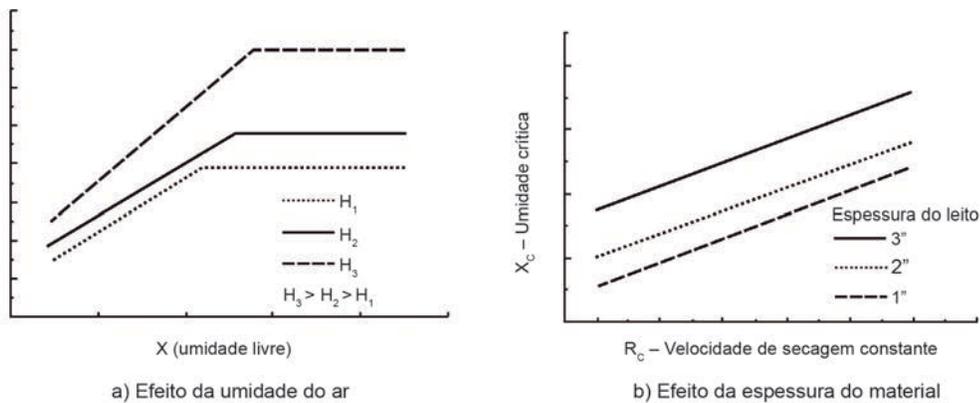


Figura 4.7 Variação da umidade crítica.

Assim, a umidade crítica não é apenas uma propriedade do material. Existem tabelas que fornecem valores aproximados da umidade crítica (PERRY & CHILTON, 1980, Tabela 20-2), no entanto, ela deve ser determinada experimentalmente. Deve-se salientar que, se a umidade no início da secagem for menor do que a umidade crítica, não existirá período de velocidade de secagem constante.

4.3.5 Estimativa do tempo de secagem para condições de secagem constantes

Um fator importante nos cálculos de secagem é o tempo necessário para secar um material desde uma umidade inicial X_i até umidade final X_f . Se o ensaio para determinação da curva de secagem for realizado ou se estiver disponível a curva que relaciona X com tempo, bastará fazer a leitura direta nessa curva para a determinação do tempo de secagem, nas condições de secagem em que a curva foi obtida. Dentro de limites, é possível estimar esse tempo para condições de secagem diferentes daquelas utilizadas no experimento para o levantamento da curva X em função do tempo. Para isso, procede-se da seguinte maneira:

A velocidade de secagem foi definida como:

$$R = -\frac{W_s}{A} \frac{dX}{dt} \quad (4.17)$$

Rearranjando e integrando no intervalo de tempo de 0 (zero) a t e umidade de X_i a X_f , para as diferentes partes da curva, obtemos:

$$\int_0^t dt = -\frac{W_s}{A} \int_{X_i}^{X_f} \frac{dX}{R} \quad (4.18)$$

A integração deve ser feita para os diferentes períodos e formas da curva de secagem. Para o período de velocidade de secagem constante, a integração é imediata; para o período decrescente, dependerá da forma da curva de secagem. A integração pode também ser feita graficamente determinando-se a área sob a curva de $1/R$ versus X .

4.3.6 Secagem contínua

As curvas de secagem, apresentadas anteriormente, normalmente são determinadas em um processo de secagem descontínuo, não há alimentação e retirada de produto durante o processo. Uma determinada massa de sólido é colocada no secador e ao término da secagem esse sólido é descarregado.

Na secagem contínua, o sólido está continuamente sendo alimentado e retirado do secador. A secagem contínua apresenta algumas vantagens em relação à descontínua, por exemplo:

- operação facilmente integrada a processos contínuos (sem armazenagens intermediárias);
- produto mais uniforme;
- equipamento pequeno em relação à quantidade de produto;
- custo menor de secagem por unidade de produto.

Da mesma forma que no caso descontínuo, o equipamento utilizado na secagem contínua dependerá do material a ser seco. Secadores com aquecimento direto ou indireto ou ambos podem ser utilizados. Secadores com aquecimento direto são aqueles nos quais o calor é fornecido pelo contato direto do sólido com gás quente. Nos secadores com aquecimento indireto, o calor é fornecido independentemente do gás utilizado e pode ser fornecido através de uma parede metálica em contato com o sólido.

No caso de secadores diretos, ar quente é utilizado como gás de secagem, e o sólido a ser seco se move através do secador em contato com esse gás. O gás e sólido podem fluir em contracorrente ou em paralelo; em alguns tipos de secadores o gás pode fluir através do caminho do sólido. Se o calor não for fornecido dentro do secador e nem houver perdas para o ambiente, a opera-

ção será adiabática, o gás fornecerá calor para o sólido úmido e se resfriará, e a umidade do sólido receberá calor e evaporará. Se houver fornecimento de calor dentro do secador, o gás poderá ser mantido a uma temperatura constante.

Vamos analisar a situação de secagem adiabática, em contracorrente e em paralelo. A Figura 4.8 representa o perfil de temperatura para o gás e para o sólido, em função do comprimento do secador. Essa distribuição é típica para um secador rotativo de aquecimento direto.

Na Figura 4.8a, é apresentada a configuração em contracorrente, o gás e o sólido percorrem o secador em sentido contrário. Pode-se identificar diferentes regiões no secador. Logo que o sólido entra no secador, há uma região de preaquecimento, na qual o sólido vai da temperatura ambiente – antes de entrar no secador –, até a temperatura de bulbo úmido. Nessa região, ocorre pouca evaporação da umidade e muitas vezes essa região não é perceptível, principalmente quando baixas temperaturas são empregadas. A região I é de velocidade de secagem constante, umidade não ligada e superficial são evaporadas, e a temperatura do sólido permanece essencialmente constante na temperatura de bulbo úmido, se o calor for transferido apenas por convecção. Na realidade, a velocidade de secagem seria constante aqui, mas a temperatura e umidade do gás estão mudando. A umidade do sólido se reduz até a umidade crítica, ao final desse período.

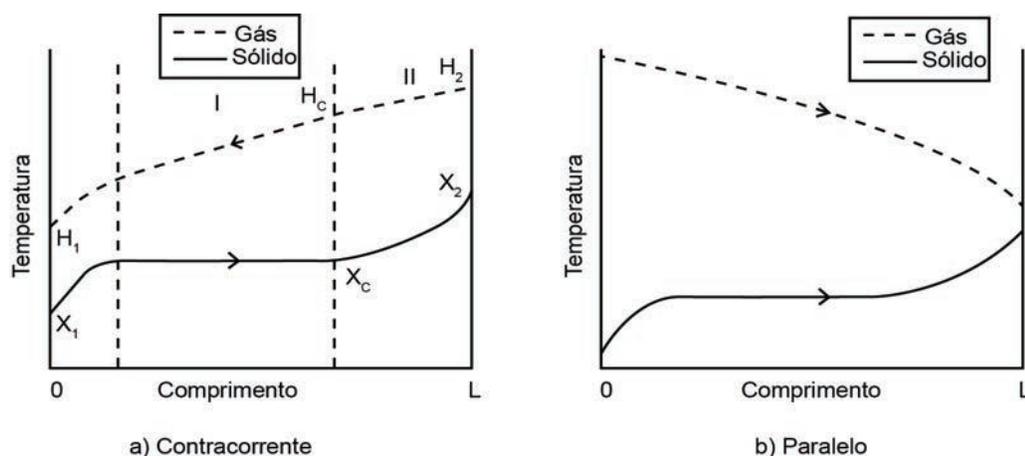


Figura 4.8 Perfil de temperatura ao longo do secador.

Na região II, umidade ligada e da superfície insaturada são evaporadas, e o sólido será seco até a umidade final X_2 . A umidade do gás entrando nessa região é H_2 e ela aumentará até H_c . A equação do balanço material pode ser utilizada para calcular H_c . Ainda nessa região, o gás mais quente está em contato com o sólido mais seco, e o sólido seco é aquecido até uma temperatura

que pode se aproximar da temperatura de entrada do gás – a mais alta do secador. Isso faz com que a secagem seja mais rápida, pois, especificamente no caso de umidade ligada, os últimos traços de umidade são os mais difíceis de serem removidos e, nessa configuração, isso é feito a altas temperaturas. Mas, por outro lado, o sólido seco pode ser danificado devido às altas temperaturas. Outro problema é que o sólido será descarregado quente, diminuindo, assim, a eficiência térmica da operação de secagem.

Na Figura 4.8b é apresentada a operação adiabática em paralelo; na entrada do secador, o sólido úmido está em contato com o gás mais quente. Enquanto o sólido contiver umidade superficial não ligada, ele será aquecido até a temperatura de bulbo úmido do gás. Dessa forma, sólidos sensíveis ao calor podem ser secos com gás moderadamente aquecido e com fluxo em paralelo. Por exemplo, ar aquecido pela queima direta de um combustível pode ter umidade de aproximadamente 0,031 kg água/kg de ar seco e 315 °C, porém sua temperatura de bulbo úmido será de apenas 65 °C. Em qualquer caso, a temperatura de bulbo úmido nunca poderá exceder a temperatura de ebulção do líquido na pressão do ambiente. Conforme o gás percorre o secador, sua temperatura diminui e, na saída, ele estará consideravelmente resfriado e nenhum prejuízo será causado ao sólido seco. Fluxo paralelo também permite maior controle da umidade do sólido, quando este não tiver que ser completamente seco. Isto é feito por meio do controle da quantidade de gás que passa pelo secador e, conseqüentemente, pela sua temperatura e umidade de saída.

Balanco material e de energia

Na Figura 4.9 é apresentado um esquema do escoamento em um secador contínuo operando em contracorrente. Nesse esquema, o sólido entra pela extremidade 1 e sai pela extremidade 2, ao contrário do gás. O sólido entra no secador com uma vazão mássica W_s (massa de sólido seco/tempo) e umidade X_1 (massa de água/massa de sólido seco), saindo na outra extremidade com umidade X_2 , a sua temperatura varia de t_{s1} a t_{s2} . O gás entra no terminal 2 com uma vazão M_s (massa de ar seco/tempo) e umidade H_2 (massa de água/massa de ar seco), saindo no outro terminal com umidade H_1 , sua temperatura varia de t_{g2} a t_{g1} .

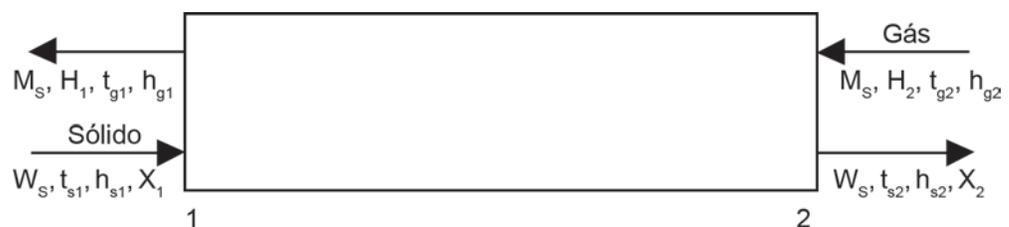


Figura 4.9 Correntes em um secador contínuo.

O balanço de massa, no estado estacionário, para a umidade (normalmente água) pode ser expresso por:

$$W_s X_1 + M_s H_2 = W_s X_2 + M_s H_1 \quad (4.19)$$

Rearranjando:

$$W_s (X_1 - X_2) = M_s (H_1 - H_2) \quad (4.20)$$

O balanço de energia será:

$$W_s h_{s1} + M_s h_{g2} = W_s h_{s2} + M_s h_{g1} + Q \quad (4.21)$$

sendo h_{gi} as entalpias do ar e h_{si} as entalpias do sólido.

As entalpias para o gás (h_g) podem ser calculadas de acordo com o que foi apresentado na Psicrometria, isto é:

$$h_t = h_B + Hh_A = c_s(t - 0) + H\lambda_0 \quad (4.22)$$

sendo c_s o calor úmido do ar e λ_0 o calor latente de vaporização da água a 0 °C.

A entalpia do sólido a temperatura t_s , expressa como energia/massa de sólido seco, pode ser representada como a soma das entalpias do sólido seco, da umidade do sólido e um termo adicional referente a um calor de umedecimento (ou adsorção, ou hidratação, ou solução). Então:

$$h_s = c_{sol} (t_s - t_0) + X c_A (t_s - t_0) + \Delta H_A \quad (4.23)$$

sendo c_{sol} o calor específico do sólido seco, c_A o calor específico da umidade (líquido) e ΔH_A o calor integral de umedecimento (ou adsorção, ou hidratação, ou solução), expresso em energia/massa de sólido seco.

Para o cálculo da entalpia do sólido úmido, assumiu-se, para o sólido, a temperatura t_0 como referência e, para a umidade, a mesma temperatura t_0 e umidade no estado líquido. Se a umidade for água usar o mesmo estado de referência para a umidade do ar (água líquida a 0 °C).

Para operações adiabáticas, $Q = 0$, se o calor é adicionado dentro do secador e o valor é maior que as perdas, Q é negativo. Se o sólido é carregado em

suportes ou outros transportadores para dentro do secador, o calor sensível desse suporte deve também ser incluído no balanço.

As equações apresentadas foram deduzidas para operação em contracorrente; para operação em paralelo, mudanças relacionadas às correntes de entrada e saída devem ser feitas.

4.4 Estudos complementares

Podem ser deduzidas equações para estimativas do tempo de secagem considerando os diferentes períodos do processo de secagem e as características dos sólidos. Para o período de velocidade de secagem decrescente, essas equações dependerão da forma desse período e da estrutura do sólido. Para a secagem descontínua, Foust et al. (1982) apresentam essas equações.

4.4.1 Saiba mais

Existem inúmeros tipos de secadores e várias maneiras de classificá-los. A maioria das referências apresentadas na bibliografia possui capítulos com descrição dos principais tipos de secadores. Devido às características particulares do material a sofrer a secagem, o secador necessita ter certas peculiaridades, muitos produtos são sensíveis ao calor, outros sofrem contração durante a secagem, alguns são difíceis de manusear e transportar etc.

Uma maneira simples de classificar os secadores seria quanto ao tipo de operação, contínua ou descontínua; outra maneira seria quanto à forma do fornecimento de calor, secadores diretos ou indiretos. McCabe, Smith & Harriott (1993) e Foust et al. (1982) apresentam esses equipamentos.

Algumas técnicas de secagem consideradas há alguns anos como não convencionais têm hoje em dia muitas aplicações. É o caso, por exemplo, da liofilização, que é o congelamento da mistura sólido-líquido por resfriamento e posterior sublimação do líquido congelado. Mais informações podem ser obtidas em Mujumdar (1995).

4.5 Considerações finais

Vimos os fundamentos da secagem, definição de umidade de um sólido, curvas de equilíbrio, curvas que caracterizam um processo de secagem e secagem contínua. Quanto às curvas de secagem, vimos que elas podem ser divididas em dois períodos, um com velocidade de secagem constante e outro

decrecente, cada um com suas características. Na secagem contínua, foram apresentados os balanços de massa e energia.

4.6 Exercícios

Exercício 1

Um sólido deve ser seco por uma corrente de ar com umidade de 0,028 kg de água/kg de ar seco, 50 °C e fluxo de 3000 kg/(hm²). O ar escoava paralelamente ao sólido. Se o sólido estiver no início da secagem com umidade maior do que a umidade crítica, determinar:

- A velocidade de secagem no período de velocidade de secagem constante.
- Se apenas o fluxo de ar for alterado para 6000 kg/(hm²), qual a nova velocidade de secagem constante?
- Em relação ao item a), se a umidade do ar fosse 0,02 kg de água/kg de ar seco, qual o valor da velocidade de secagem constante?

Exercício 2

Um secador rotativo, não isolado, operando em contracorrente com ar quente é utilizado para secar sulfato de amônia de 3,5% a 0,2% de umidade em base úmida. O secador tem 1,2 m de diâmetro e 6,7 m de comprimento. Ar atmosférico a 25 °C e com 50% de umidade porcentual será aquecido pela passagem sobre serpentina com vapor, até 90 °C antes de entrar no secador e espera-se que saia do equipamento de secagem a 32 °C. O sólido entrará a 25 °C e espera-se que seja descarregado a 60 °C. O produto será obtido a uma vazão de 900 kg/h de material úmido. Estimar a quantidade de ar necessária e a quantidade de vapor de água utilizada no aquecimento do ar (vapor disponível a 0,90 kgf/cm²). **Considere:** perdas de calor para o ambiente como 11000 W, ΔH_A desprezível, calor específico do sólido (c_{sol}) = 1507 J/kg K.

Resolução:

Para aplicação dos balanços de massa e energia, necessitamos das umidades do sólido em base seca, da vazão de sólido seco (W_s) e também da umidade do ar na entrada do secador.

Umidades do sólido em base seca (equação 4.3):

- $X_1 = 0,035/(1 - 0,035) = 0,0363$ kg água/kg sólido seco
- $X_2 = 0,002/(1 - 0,002) = 0,002004 \approx 0,002$ kg água/kg sólido seco

Vazão de sólido seco (W_s):

A vazão produzida de produto úmido é 900 kg sólido úmido/h e sua umidade em base úmida é 0,002 kg água/kg de sólido úmido. O produto vazão de sólido úmido e umidade em base úmida desse produto é a água que sai do secador com o sólido.

$900 \times 0,002 = 1,80$ kg de água/h. Ou seja, em 900 kg de sólido úmido há 1,8 kg de água, a diferença é, portanto, a massa de sólido seco.

$$W_s = 900 - 1,80 = 898,2 \text{ kg sólido seco/h}$$

Condições do ar ambiente:

$T_{bs} = 25$ °C e $H_p = 50\%$, pela carta psicrométrica (Figura 3.4) obtém-se $H_{amb} = 0,01$ kg de água/kg de ar seco. Esse ar é aquecido até 90 °C, passando por serpentinas, entrando em seguida no secador. Nesse aquecimento, a umidade absoluta permanece constante, portanto $H_2 = 0,01$ kg de água/kg de ar seco.

Balanço de massa para a água no secador (equação 4.19)

$$898,2 \times 0,0363 + M_s 0,010 = 898,2 \times 0,002 + M_s H_1$$

Há duas incógnitas, M_s e H_2 , necessitamos também do balanço de energia (equação 4.21).

$$W_s h_{s1} + M_s h_{g2} = W_s h_{s2} + M_s h_{g1} + Q$$

Para sua utilização, precisamos calcular as entalpias do ar e do sólido.

- O calor perdido para o ambiente (Q) foi dado, 11000 W.
- Entalpias do ar (equação 3.34: $h_t = c_s(t - 0) + H\lambda_0$).
- Entrada (90 °C e $H_2 = 0,001$ kg água/kg de ar seco).

- Calor úmido (c_s): obtenção diretamente da carta psicrométrica ou equação 3.17. Usaremos a equação e lembrando que $c_{pB} = 0,24 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C}) = 1003 \text{ J}/(\text{kg de ar seco } ^\circ\text{C})$ e $c_{pA} = 0,45 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C}) = 1881 \text{ J}/(\text{kg de ar seco } ^\circ\text{C})$, calores específicos do ar seco e vapor de água, respectivamente.

$$c_{s2} = 1003 + 0,01 \times 1881 = 1021,8 \text{ J}/(\text{kg de ar seco } ^\circ\text{C})$$

$$\text{Lembrando que } \lambda_0 = 597,2 \text{ kcal/kg} = 2,496 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$h_{g2} = 1021,8(90 - 0) + 0,01 \times 2,496 \times 10^6 = 116923 \text{ J}/(\text{kg de ar seco } ^\circ\text{C})$$

Saída

A temperatura do ar na saída do secador é $32 \text{ } ^\circ\text{C}$, porém sua umidade (H_1) não é conhecida, portanto a entalpia ficará em função de H_1 .

$$\begin{aligned} h_{g1} &= (1003 + 1881 \times H_1)(32 - 0) + H_1 \times 2,496 \times 10^6 \\ &= 32096 + 60192 \times H_1 + H_1 \times 2,496 \times 10^6 \\ &= 32096 + H_1 \times 2,556 \times 10^6 \end{aligned}$$

Entalpias do sólido (equação 4.23)

Pelo enunciado, $\Delta H_A = 0$ e $c_{sol} = 1507 \text{ J/kg K}$, independentemente da temperatura, e lembrando que a umidade do sólido é água líquida, $c_{pA} = 4180 \text{ J/kg K}$.

Entrada

$$h_{s1} = 1507 (25 - 0) + 0,0363 \times 4180 \times (25 - 0) + 0 = 41468 \text{ J/kg sólido seco}$$

Saída

$$h_{s2} = 1507 (60 - 0) + 0,002 \times 4180 \times (60 - 0) + 0 = 90922 \text{ J/kg sólido seco}$$

Podemos agora voltar para o balanço de energia. Atenção com as unidades, as vazões estão em massa/hora e o calor perdido para o ambiente está em W.

$$\begin{aligned} &898,2 \times 41468 + M_s \times 116923 = \\ &= 898,2 \times 90922 + M_s \times (32096 + H_1 \times 2,556 \times 10^6) + 11000 \times 3600 \end{aligned}$$

Temos duas equações e duas incógnitas. BM e BE e as incógnitas H_1 e M_s .
Resolvendo este sistema obtemos:

$$H_1 = 0,0212 \text{ kh água/kg de ar seco}$$

$$M_s = 2746 \text{ kg de ar seco/h}$$

Cálculo da vazão de vapor para aquecimento do ar

- Vapor de água saturado a $0,9 \text{ kgf/cm}^2$; $\lambda = 541,2 \text{ kcal/kg}$.
- Calor necessário para aquecer o ar com umidade de $0,01 \text{ kg de água/kg de ar seco}$ de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$q = M_s (h_2 - h_{\text{amb}})$$

$$h_{\text{amb}} = 1021,8(25 - 0) + 0,01 \times 2,496 \times 10^6 = 50505 \text{ J/(kg de ar seco } ^\circ\text{C)}$$

$$q = 2746(116923 - 50505) = 1,824 \times 10^8 \text{ J/h}$$

$$q = V\lambda$$

$$1,824 \times 10^8 = V \times 541,2 \times 4180$$

$$V = 80,6 \text{ kg /h}$$

REFERÊNCIAS

- APV. *Paraflows intercambiadores de calor a placas*. 12 p.
- ARAUJO, E. C. C. *Trocadores de calor*. São Carlos: EdUFSCar, 2002. (Série Apontamentos).
- _____. *Evaporadores*. São Carlos: EdUFSCar, 2007. (Série Apontamentos).
- BADGER, W. L.; BANCHERO, J. T. *Introduction to chemical engineering*. Nova York: McGraw-Hill, 1954.
- BALOH, T.; WITWER, E. *Energy manual for sugar factories*. Berlim: Bartens, 1995.
- BELL, K. J. Plate heat exchanger. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. (Orgs.). *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Washington: Hemisphere Publishing Corp., 1981. p. 165-175.
- BILLET, R. *Evaporation technology: principles, applications, economics*. Weinheim: VCH, 1989.
- BROWN, G. et al. *Ingeniería química*. Barcelona: Editorial Marin, 1955.
- COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. *Ingeniería química: operaciones básicas*. Barcelona: Editorial Reverté, 1981.
- FOUST, A. S. et al. *Princípios das operações unitárias*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.
- HOUGEN, O. A.; WATSON, K. M.; RAGATZ, R. A. *Princípios dos processos químicos: termodinâmica*. Porto: Lopes da Silva, 1973.
- HUGOT, E. *Handbook of cane sugar engineering*. Amsterdã: Elsevier, 1986.
- KERN, D. Q. *Processos de transmissão de calor*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.
- McCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. *Unit operation of chemical engineering*. Nova York: McGraw-Hill, 1993.
- MINTON, P. E. *Handbook of evaporation technology*. Nova Jérsei: Noyes Publications, 1986.
- MUJUMDAR, A. S. (Org.). *Handbook of industrial drying*. Nova York: Marcel Dekker, 1995.
- PERRY, R. H.; CHILTON, C. H. *Manual de engenharia química*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.
- SAUNDERS, E. A. D. *Heat exchangers: selection, design and construction*. Harlow: Longman Scientific & Technical, 1988.
- YOKELL, S. *A working guide to shell and tube heat exchangers*. Nova York: McGraw-Hill, 1990.

Referências consultadas

- GEANKOPLIS, C. J. *Transport process and separation process principles*. Nova Jérsei: Prentice Hall, 2003.
- KEEY, R. B. *Introduction to industrial drying operations*. Oxford: Pergamon Press, 1978.
- TREYBAL, R. E. *Mass transfer operations*. Nova York: McGraw-Hill, 1980.

SOBRE O AUTOR

Everaldo Cesar da Costa Araujo

Graduado (1978), mestre (1986) e doutor (1997) em engenharia química pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP). Atualmente é professor associado do Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar). Ministra as disciplinas Operações Unitárias da Indústria Química 2, Laboratório de Operações Unitárias da Indústria Química e Desenvolvimento de Processos Químicos 1 e 2 para o curso de graduação em Engenharia Química da UFSCar.

