Operações Unitarias II

Operações Unitárias II

Christiano Garcia da Silva Santim
Lorena Coelho Benevides

© 2018 por Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta publicação poderá ser reproduzida ou transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia, gravação ou qualquer outro tipo de sistema de armazenamento e transmissão de informação, sem prévia autorização, por escrito, da Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Presidente
Rodrigo Galindo

Vice-Presidente Acadêmico de Graduação e de Educação Básica
Mário Ghio Júnior

Conselho Acadêmico
Ana Lucia Jankovic Barduchi
Camila Cardoso Rotella
Danielly Nunes Andrade Noé
Grasiele Aparecida Lourenço
Isabel Cristina Chagas Barbin
Lidiane Cristina Vivaldini Olo
Thatiane Cristina dos Santos de Carvalho Ribeiro

Revisão Técnica
Roberta Lopes Drekener
Natália Maira Braga Oliveira

Editorial
Camila Cardoso Rotella (Diretora)
Lidiane Cristina Vivaldini Olo (Gerente)
Elmir Carvalho da Silva (Coordenador)
Letícia Bento Pieroni (Coordenadora)
Renata Jéssica Galdino (Coordenadora)

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Santim, Christiano Garcia da Silva
S235o Operações unitárias II / Christiano Garcia da Silva Santim, Lorena Coelho Benevides. – Londrina : Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2018.
224 p.

ISBN 978-85-522-0743-6

1. Engenharia. 2. Operações. I. Santim, Christiano Garcia da Silva. II. Benevides, Lorena Coelho. III. Título.

CDD 620

Thamiris Mantovani CRB-8/9491

2018
Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Avenida Paris, 675 – Parque Residencial João Piza
CEP: 86041-100 — Londrina — PR
e-mail: editora.educacional@kroton.com.br
Homepage: http://www.kroton.com.br/

Sumário

Unidade 1 | Teoria básica de trocadores de calor, trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas 7

Seção 1.1 - Trocadores de calor: teoria básica 9
Seção 1.2 - Trocadores de calor bitubulares 25
Seção 1.3 - Trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas 41

Unidade 2 | Trocadores de calor do tipo casco e tubo 57

Seção 2.1 - Trocadores de calor casco e tubo - introdução 59
Seção 2.2 - Cálculo de trocadores de calor casco e tubo 76
Seção 2.3 - Projeto de trocadores de calor casco e tubo 90

Unidade 3 | Sistemas de troca de calor com mudança de fase e redes de troca térmica 109

Seção 3.1 - Evaporadores e condensadores 111
Seção 3.2 - Refervedores e caldeiras 130
Seção 3.3 - Redes de troca térmica 150

Unidade 4 | Umidificação e refrigeração 169

Seção 4.1 - Umidificação 171
Seção 4.2 - Torres de resfriamento 187
Seção 4.3 - Refrigeração 206

Palavras do autor

A indústria química abrange um conjunto de processos que visa a produção de produtos e bens de consumo para as mais variadas áreas. A todo processo estão vinculadas diversas operações, as quais podem ser classificadas conforme a sua finalidade dentro do sistema produtivo: operações preliminares de conservação, transformação dentre outras. Como princípios básicos que fundamentam tais operações, podemos mencionar a mecânica dos fluidos, transferência de massa e transferência de calor. No processo de fabricação de sal comum (produto final), por exemplo, são aplicadas operações físicas para que o processo químico ocorra, tais como transporte de sólidos e líquidos, triagem, processos físicos fundamentados pelo mecanismo de transferência de calor e de massa, tais quais evaporação, cristalização, secagem, não havendo reação química alguma em cada uma dessas etapas. Assim, podemos inferir que operações unitárias são sequências de operações físicas necessárias à realização de um processo químico. Devido ao fato de as operações unitárias consistirem de um ramo da engenharia, elas são baseadas tanto na ciência quanto na experiência, de maneira que a teoria e a prática devam caminhar congruentes no desenvolvimento de projetos de produção. Em suma, para alcançarmos um produto comercializável, partindo da matéria-prima (bruta), devemos ter uma linha de produção, a qual seja constituída pelo sequenciamento e interligação das operações unitárias e de conversão necessárias para tal. Cabe a você escolher e definir as etapas (operações) apropriadas dispondo-as numa ordem satisfatória, e, em conjunto com o engenheiro mecânico e civil, dimensionar a linha de processo e os equipamentos.

A disciplina de Operações Unitárias II apresenta operações com transferência de calor (aquecimento e resfriamento de fluidos) ou com troca térmica e de massa simultaneamente (evaporação e condensação), sendo fundamentada nos princípios de fenômenos de transporte. Assim, a transferência de calor é abordada em todas as unidades. Nas Unidades 1 e 2 serão apresentados os trocadores de calor e suas aplicações, mais especificamente os do tipo bitubular, de placas paralelas e casco e tubo, sendo este último amplamente

empregado na indústria química devido a sua flexibilidade na etapa de construção. O aluno também aprenderá sobre seleção e projeto de equipamentos pertinentes. Já a transferência de massa começará a ser abordada na terceira unidade, na qual serão discutidos os processos que envolvem evaporação e condensação, além da integração dos equipamentos de troca térmica (redes de troca térmica). Por fim, a operação de umidificação é abordada, assim como o conceito, funcionamento e classificação das torres de resfriamento (sistemas ar-água e outros) e dos ciclos de refrigeração mediante uso de refrigerantes puros e combinados.

O conhecimento e a compreensão da disciplina são requisitos mínimos para atuação na indústria de processos em geral, na qual o responsável pelo processo deve, por meio de seu senso crítico, alicerçado no seu conhecimento teórico e de aplicação, e perspicácia, solucionar os problemas do dia a dia, desde a prevenção do seu aparecimento até a solução. E lembre-se: estar preparado é uma obrigação, persistir na assimilação do conteúdo é uma virtude.

Teoria básica de trocadores de calor, trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas

Convite ao estudo

Na indústria de processos, usualmente surge a necessidade de aquecer um fluido frio ou de esfriar um fluido quente, os quais geralmente possuem importância significativa dentro de uma unidade produtiva, precisando atender determinadas demandas. Esta operação de aquecimento e refrigeração é feita por meio de trocadores de calor, os quais são dimensionados para promover a troca térmica desejada, destacando-se o trocador de placas, quando o espaço de instalação é limitado, e os bitubulares, devido a sua simplicidade e flexibilidade.

A partir de agora você é contratado de uma empresa referência e líder de mercado em equipamentos de troca térmica voltados para a indústria química e de processos em geral. Nesta empreitada, você será supervisionado por um senhor bastante exigente. A empresa que o contratou oferece serviços de consultoria direcionados às operações unitárias que envolvem transferência de calor. Esta esfera de atuação abrange empresas de cunho alimentício, indústria de transformação, petroquímicas, além de outras frentes. Pois é, trata-se de um alcance bem amplo. Portanto, ser cuidadoso e atento são duas qualidades que terão de andar congruentes com a sua criatividade e com o seu senso solucionador de problemas.

Pois bem, a sua hora chegou. Uma empresa de processos químicos contratou a empresa em que você trabalha para resolver alguns de seus problemas. O primeiro problema está

relacionado com o tipo e seu respectivo volume (ocupação do mesmo no espaço) de trocador de calor que deve ser usado para o resfriamento de óleo lubrificante necessário para o funcionamento de um motor de turbina a gás, presente em uma de suas plantas industriais. O seu supervisor pensou, a princípio, em dois tipos de trocadores de calor que acredita serem satisfatórios: trocador de calor bitubular e trocador de calor de placas paralelas. A empresa contratante também busca uma maneira de reutilizar água que sairá aquecida de outra planta destinando-a a determinado processo, uma vez que procura cortar custos relacionados ao aquecimento de água (via resistência elétrica).

Partindo desse pressuposto, você deve tomar a iniciativa e verificar, por meio de análises, fazendo-se uso das metodologias de cálculo do coeficiente global de transferência de calor, da Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (MLDT) e do método da Efetividade-NUT (Número de Unidades de Transferência). Quais são as melhores alternativas para a resolução dos problemas trazidos pela empresa contratante? Passando por esta problemática, você mostrará ao seu supervisor que é capaz de analisar e solucionar os processos envolvendo trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas.

A primeira unidade da disciplina apresentará a você operações físicas corriqueiras da indústria química e de processos em geral, as quais são necessárias para que se obtenha um produto comercializável. Processos de aquecimento e refrigeração são abordados nesta primeira unidade a qual dispõe de uma introdução teórica básica dos fundamentos da transferência de calor, dos equipamentos de troca térmica, das metodologias de cálculo dos trocadores, focando especificamente nos trocadores de calor do tipo bitubular e de placas paralelas

Seção 1.1

Trocadores de calor: teoria básica

Diálogo aberto

Nesta seção, você aprenderá a analisar e solucionar problemas inerentes à transferência de calor em equipamentos de troca térmica do tipo bitubular, aplicados em processos de refrigeração e aquecimento de fluidos nas indústrias química e de processos em geral, podendo, os fluidos, após a troca térmica, serem usados como reagentes ou para outros fins dentro de uma planta industrial. O conhecimento desse tipo de trocador de calor é importante, uma vez que é usado de maneira corriqueira devido a sua flexibilidade na construção e facilidade de implementação.

Uma indústria química contratou a empresa de consultoria em que você trabalha para colaborar na solução de alguns de seus problemas. O primeiro problema está relacionado com o tipo de trocador de calor que deve ser usado para o resfriamento de óleo lubrificante necessário para o funcionamento de um motor de turbina a gás, presente em uma de suas plantas industriais, e seu respectivo volume. O seu supervisor pensou, a princípio, em dois tipos de equipamentos de troca térmica que acredita serem satisfatórios: trocadores de calor bitubulares e trocadores de calor de placas paralelas.

Considerando que o trocador bitubular, operando em contracorrente, é comumente utilizado nas indústrias químicas, você começará avaliando essa configuração. A seguir são apresentados alguns dados relacionados ao equipamento e a sua operação. A vazão mássica da água de resfriamento procedente da rede de recursos hídricos é de 0,25 kg/s, apresentando temperatura de 20 °C, enquanto o óleo lubrificante, que deve ser resfriado mediante escoamento pela região anular, ao passar pelo sensor de temperatura localizado antes do trocador, marca 100 °C, com o medidor de vazão (localizado na mesma posição do termostato) indicando 0,15 kg/s. A temperatura de saída do óleo deve estar no ponto de operação de 58 °C. Diante desse cenário, considerando que o trocador de calor bitubular possui diâmetros interno e externo de, respectivamente, 0,0254 m e 0,048 m e com operação na posição horizontal, o seu supervisor quer

saber de você qual será o comprimento necessário do equipamento para garantir o resfriamento do óleo até a temperatura desejada? Sabendo que a disposição espacial do trocador na planta industrial é fator determinante, e que ele não pode ocupar mais que 0,10 m^3, o volume total do trocador de calor bitubular é satisfatório? Você deve solucionar estas questões com perícia, pois este é só o primeiro passo da análise proposta pelo supervisor para este processo de resfriamento do óleo lubrificante. Os resultados aqui obtidos serão importantes na comparação com os referentes ao uso do trocador de calor de placas paralelas, que você calculará posteriormente.

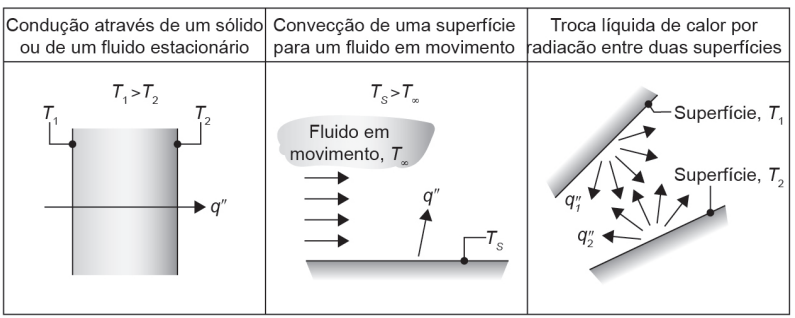
Para a resolução desta problemática, você deverá fazer uso da teoria básica de transferência de calor, do coeficiente global de troca térmica e dos métodos de cálculo apresentados na seção.

Não pode faltar

Princípios básicos de transferência de calor

A transferência de calor pode ser definida como uma energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura, ou seja, existindo uma diferença de temperatura, haverá transferência de calor. A transferência de calor pode ocorrer de três maneiras, a saber: condução, convecção e radiação (Figura 1.1).

Figura 1.1 | Mecanismos de transferência de calor por condução, convecção e radiação.



Fonte: Bergman et al. (2016, p. 2)

- **Condução**: dá-se a níveis atômico e molecular, consistindo da transferência de energia entre partículas (das mais energéticas para as menos energéticas). Ocorre através de um sólido ou por meio de um

fluido estacionário. A equação que define a taxa de transferência de calor por unidade de área (perpendicular à direção de transferência), que é o fluxo de calor (q''_x), é a lei de Fourier, dada por:

$$q''_x = -k\frac{dT}{dx},$$

na qual, k é a condutividade térmica do material ($W/m\cdot K$).

Assumindo uma parede de espessura L com as temperaturas prescritas nas extremidades, T_1 e T_2 e considerando que $T_1 > T_2$ a equação toma a seguinte forma:

$$q''_x = k\frac{(T_1 - T_2)}{L} = k\frac{\Delta T}{L}.$$

- **Convecção**: a transferência de calor devido à convecção compreende dois mecanismos diferentes, um a nível molecular, no qual a transferência de energia ocorre por difusão (movimento aleatório) e outro a nível macroscópico, no qual a energia é transferida por meio do movimento global. A convecção também pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido: forçada ou natural. Sendo forçada quando o escoamento é causado por agentes externos (exemplo: ventilador). Por outro lado, a convecção é dita natural (ou livre) quando o escoamento é induzido por forças de empuxo devido à variação de temperatura no fluido (causa a alteração da massa específica, ρ). O fluxo de calor por convecção (q''_x) pode ser representado pela Lei do resfriamento de Newton (considerando que a transferência de calor ocorra para o ambiente):

$$q'' = h\left(T_{superfície} - T_{ambiente}\right),$$

na qual h representa o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2\cdot K$). Este coeficiente depende da natureza do escoamento, de propriedades de transporte do fluido, termodinâmicas, arranjo geométrico da superfície além da camada limite.

- **Radiação**: qualquer corpo (matéria) que possua temperatura maior que zero, emite energia. Este modo de transferência de calor é definido por radiação. Pode ocorrer no vácuo, não necessitando de um meio material para transferir calor. Cabe mencionar que o termo irradiação é dado à taxa na qual a radiação incide sobre determinada área unitária da superfície.

Da relação com a termodinâmica e mediante considerações de regime estacionário, ausência de geração de energia e inexistência de mudança no calor latente, podemos fazer uso da seguinte equação: $q = \dot{m} c_p \left(T_{saída} - T_{entrada}\right)$, onde $\dot{m}$ é a vazão mássica ($\mathbf{kg/s}$) e $\mathbf{c}_p$ é o calor específico ($\mathbf{J/kg \cdot K}$).

A equação da taxa de transferência de calor (q) somente pode ser usada em alguns cenários. Portanto, sempre devemos assumir hipóteses. Aqui, são apresentadas algumas, a saber:

- Gás ideal com variações das energias potencial e cinética desprezíveis, apresentando trabalho desprezível.
- Líquido incompressível com as energias potencial e cinética desprezíveis, assim como o trabalho.
- Gás ideal e líquido incompressível com dissipações viscosas desprezíveis.

Assimile

Iniciar a resolução de um problema assumindo hipóteses e, a posteriori, obter as propriedades dos fluidos, são etapas primordiais para que o desenvolvimento da solução seja adequado.

No Quadro 1.1 são apresentadas as propriedades termofísicas dos líquidos saturados, óleo de motor e etilenoglicol, ao passo que no Quadro 1.2 são apresentadas as propriedades da água saturada.

Quadro 1.1 | Propriedades termofísicas do óleo de motor e do etilenoglicol saturados

T (K)	ρ ($\mathbf{kg/m^3}$)	cp ($\mathbf{J/kg \cdot K}$)	μ($\mathbf{Pa \cdot s}$)	k ($\mathbf{W/m \cdot K}$)	Pr
Óleo de motor (não usado)					
340	859,9	2076	0,0531	0,139	793
350	853,9	2118	0,0356	0,138	546
360	847,8	2161	0,0252	0,138	395

Etilenoglicol					
300	1114,4	2415	0,0157	0,252	151
310	1103,7	2460	0,0107	0,255	103
340	1083,8	2592	0,00431	0,261	42,8
350	1079,0	2637	0,00342	0,261	34,6
360	1074,0	2682	0,00278	0,261	28,6

Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 638).

Quadro 1.2 | Propriedades termofísicas da água saturada (fase líquida)

T (K)	$v_{específico}\ (m^3/kg)$	cp ($J/kg \cdot K$)	$\mu(Pa \cdot s)$	k ($W/m \cdot K$)	Pr
295	0,001002	4181	0,000959	0,606	6,62
300	0,001003	4179	0,000855	0,613	5,83
305	0,001005	4178	0,000769	0,620	5,20

Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 640).

Por vezes, será necessário o uso de interpolação para a obtenção das propriedades dos fluidos numa temperatura que não conste nas tabelas.

Exemplificando

Suponhamos que você necessite da condutividade do etilenoglicol na temperatura de 303 K. Por meio do Quadro 1.1, faz-se:

$$\frac{303-300}{310-300}=\frac{k_{303K}-0,252}{0,255-0,252} \Rightarrow k_{303K}=0,253$$

Trocadores de calor

A troca térmica entre dois fluidos de diferentes temperaturas separados por um meio sólido possui diversas aplicações na indústria química e de processos em geral e é realizada com o uso de equipamentos de troca térmica, ou trocadores de calor. A análise do desempenho de trocadores de calor que operam sob condições prescritas, assim como seu projeto e a avaliação de sua eficácia são tarefas que o engenheiro responsável deve ser capaz de resolver.

Classificação dos trocadores de calor

Os trocadores de calor podem ser classificados quanto ao processo de transferência de calor (direta ou indireta), ao número de correntes, ao contato entre os escoamentos (ou correntes), à razão da área de troca térmica pelo volume, à disposição das correntes, aos mecanismos de transferência de calor, à sua utilização (aquecedor, refrigerador) e à sua construção. No entanto, a classificação típica se dá em função da construção do trocador de calor e a configuração/disposição do escoamento. Deste modo, temos:

- Trocadores de calor de tubos: bitubular e casco e tubo.
- Trocadores de calor de placas.
- Trocadores de calor aletados.

Assumindo passe simples, os fluidos podem se mover em escoamento paralelo (as correntes quente e fria se movem no mesmo sentido), contracorrente (as correntes quente e fria se movem em sentidos opostos) e cruzado (um fluido escoa perpendicularmente ao outro). Considerando passes múltiplos, se o trocador for aletado pode possuir escoamento contracorrente-cruzado, por exemplo. Se for casco e tubo, pode ser paralelo ou contracorrente com diferentes passes entre as correntes, assim como o de placas. Cabe citar que na presente seção será dada ênfase aos trocadores de calor bitubulares de passe simples.

Como características o trocador de calor bitubular apresenta dois tubos concêntricos, onde no anular escoa uma corrente fluida sem contato algum com a outra corrente que escoa no tubo interno. Para efeito de cálculo, geralmente assume-se que ambos estejam plenamente desenvolvidos, com propriedades constantes e que a temperatura da superfície interna do anular seja constante ao longo de toda a parede, enquanto a superfície externa esteja perfeitamente isolada. Duas configurações são possíveis nesse tipo de trocador, em paralelo e, a mais comumente encontrada nos processos da indústria, a contracorrente.

Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor (U) é definido em termos da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos de diferentes temperaturas. A resistência à transferência de

calor entre as correntes de diferentes temperaturas pode aumentar devido à deposição (por conta das impurezas dos fluidos) nas paredes do trocador. Assumindo-se transferência de calor regida pelos mecanismos de condução e convecção entre um fluido quente e outro frio, separados por uma parede, podemos chegar a seguinte equação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{(hA)_q} + R_{condutiva} + \frac{1}{(hA)_f}.$$

Agora, incluindo os efeitos referentes à deposição nas paredes, chega-se a:

$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_q} + \frac{R''_{d,q}}{A_q} + R_{condutiva} + \frac{R''_{d,f}}{A_f} + \frac{1}{(hA)_f}$, onde R''_d é a resistência causada pela deposição (fator de incrustação), $R_{condutiva}$ refere-se à resistência condutiva na parede e os subscritos q e f representam os fluidos quente e frio.

Uma das etapas mais difíceis durante a análise de um trocador de calor trata da obtenção dos coeficientes de troca térmica (quando estes não são especificados a priori). Aqui, serão apresentadas correlações do número de Reynolds e de Nusselt para escoamento interno em tubo circular e na região anular de tubos circulares concêntricos, que são configurações observadas nos trocadores bitubulares. Assumindo escoamento plenamente desenvolvido turbulento ($\mathrm{Re} > 2.400$) no interior de tubo circular:

$\mathrm{Re} = \frac{\rho u_{médio} D_{hidráulico}}{\mu} = \frac{\rho D_i}{\mu} \times \frac{4\dot{m}_q}{\pi \rho D_i} = \frac{4\dot{m}_q}{\mu \pi D_i}$. Assim, pode-se empregar a equação de Dittus-Boelter: $\mathrm{Nu} = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{4/5}\,\mathrm{Pr}^n$ (com $\mathrm{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$), onde n pode ser 0,3 (fluido sendo resfriado) ou 0,4 (fluido sendo aquecido). O número de Nusselt se relaciona com o coeficiente de troca térmica convectivo ($\mathrm{W/m^2 \cdot K}$), como segue: $h = \mathrm{Nu}\frac{k}{D_i}$. Por outro lado, para escoamento laminar plenamente desenvolvido, temos que $\mathrm{Nu} = 3{,}66$ (seção transversal circular com temperatura constante na parede), com o número de Reynolds e o coeficiente convectivo sendo calculados da mesma forma. Já na região anular de tubos concêntricos, o número de Reynolds pode ser calculado como:

$\mathrm{Re} = \frac{\rho u_{médio} D_{hidráulico}}{\mu} = \frac{\rho (D_e - D_i)}{\mu} \times \frac{4\dot{m}_q}{\pi \rho (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4\dot{m}_q}{\mu \pi (D_e + D_i)}$. Para escoamento

turbulento, usa-se a mesma equação $\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}_{D_{hidráulico}}^{4/5}\mathrm{Pr}^{n}$ para o número de Nusselt com Reynolds sendo calculado pelo diâmetro hidráulico $D_{hidráulico} = D_e - D_i$. Para escoamento laminar plenamente desenvolvido e temperatura constante na superfície interna do anular, usamos o Quadro 1.3.

Quadro 1.3 | Número de Nusselt na superfície interna do anular assumindo escoamento laminar plenamente desenvolvido e considerando paredes interna e externa da região anular circular a temperatura constante e isolada respectivamente

D_i / D_e	0	0,05	0,10	0,25	0,50	≈100
Nu	---	17,46	11,56	7,37	5,74	4,86

Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 350).

Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (MLDT)

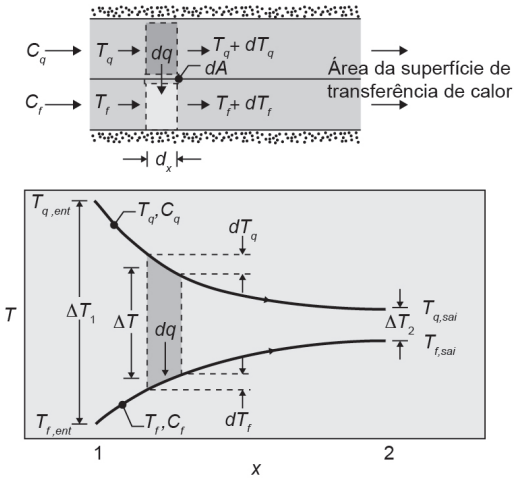
Tanto no projeto quanto na análise dos trocadores de calor a taxa de transferência de calor deve ser relacionada a parâmetros determinantes tais quais temperaturas de entrada e saída das correntes, área superficial de troca térmica e coeficiente global de transferência de calor, da seguinte maneira: $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$. A área de troca térmica (superficial) de um trocador bitubular é dada por $A_{troca} = \pi D_i L$, onde D_i representa o diâmetro interno do canal circular e L seu respectivo comprimento. Lembrando que área de troca térmica é diferente de área da seção transversal. A área da seção transversal de um tubo circular é $A_t = \pi\dfrac{D_i^2}{4}$, enquanto a área anular entre tubos concêntricos é dada por $A_t = \pi\dfrac{\left(D_e^2 - D_i^2\right)}{4}$.

Assumindo escoamento estacionário, sem mudança de fase, com energias potencial e cinética desprezíveis, perda de calor para o ambiente desprezível e propriedades dos fluidos constantes, também podemos obter a taxa de transferência de calor fazendo-se uso do balanço de energia em cada corrente. Sendo assim, para a corrente quente, temos: $q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right)$. Já para a corrente fria, fica: $q = \dot{m}_f c_{p,f}\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right)$.

Trocadores de calor com escoamento em paralelo:

Para os trocadores de calor que apresentam escoamento em paralelo, as distribuições de temperaturas são dadas pela Figura 1.2.

Figura 1.2 | Perfis de temperatura num trocador de calor com correntes em paralelo



Fonte: Bergman et al. (2016, p. 455).

Nesta configuração, o método da MLDT é dado por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,s}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,s}\right)}\right]},$$

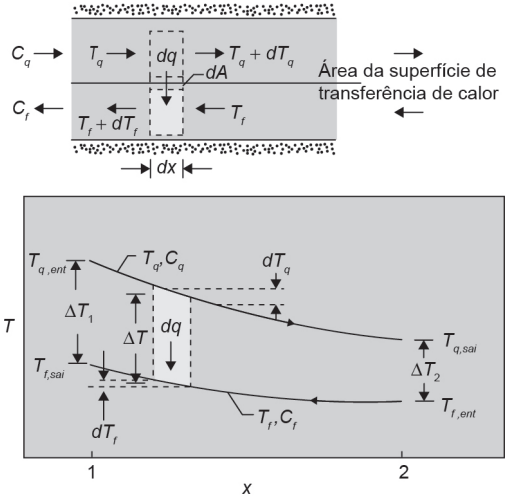
na qual, os subscritos s e e representam os subscritos sai e ent (referentes à saída e entrada das correntes) mostrados na Figura 1.2.

Quando o comprimento do duto tende ao infinito (caso hipotético), a temperatura da corrente fria de saída se iguala à temperatura da corrente quente de saída ($T_{f,s} = T_{q,s}$).

Trocadores de calor com escoamento em contracorrente:

Quando o escoamento ocorre em contracorrente, as distribuições de temperaturas podem ser representadas pela Figura 1.3.

Figura 1.3 | Perfis de temperatura num trocador de calor com escoamento contracorrente.



Fonte: Bergman et al. (2016, p. 457).

Neste caso, a seguinte relação é empregada.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]}$$

Nesta configuração em contracorrente, se o comprimento do duto tender ao infinito (caso hipotético), a temperatura da corrente fria de saída se iguala à temperatura da corrente quente de entrada ($T_{f,s} = T_{q,e}$).

Reflita

Em qual configuração, em paralelo ou contracorrente, seria possível obtermos a máxima transferência de calor possível de um trocador? Para tanto, qual seria o comprimento do trocador?

Efetividade-NUT (Número de Unidades de Transferência)

Quando não se sabe os valores de temperatura das correntes na saída, é preferível empregar o método da efetividade-NUT. A efetividade (ε) é dada por:

$\varepsilon \quad \frac{q}{q_{máxima}}$. Na qual, $q_{máxima}$ representa a máxima taxa de transferência de calor, a qual é calculada pela equação $q_{máxima} = C_{mínimo}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)$ onde $C_{mínimo}$ é o menor valor entre $C_q = \dot{m}_q c_{p,q}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$, que representam as taxas de capacidade calorífica dos fluidos quente e frio, de modo respectivo.

Para todo e qualquer trocador de calor a relação $\varepsilon = f\left(\text{NUT}, C_{razão}\right)$ é válida, onde $C_{razão} = \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}$. O NUT é definido como $\text{NUT} \quad \frac{UA}{C_{mínimo}}$ representando um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor. A efetividade pode ser expressa em função do NUT explicitamente, de acordo com o tipo de escoamento, como segue:

- Escoamento paralelo: $\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NUT}\left(1 + C_{razão}\right)\right]}{1 + C_{razão}}$;
- Escoamento contracorrente: $\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NUT}\left(1 - C_{razão}\right)\right]}{1 - C_{razão}\exp\left[-\text{NUT}\left(1 - C_{razão}\right)\right]}$, com $C_{razão} < 1$ e

  $\varepsilon = \frac{\text{NUT}}{1 + \text{NUT}}$, se $C_{razão} = 1$;
- Casco e tubo: com um passe no casco e (2, 4, ... passes nos tubos)

$$\varepsilon_1 = 2\left\{1 + C_{razão} + \left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2} \frac{\left\{1 + \exp\left[-\text{NUT}_1\left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2}\right]\right\}}{\left\{1 - \exp\left[-\text{NUT}_1\left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2}\right]\right\}}\right\}^{-1}$$

Com N passes no casco e (2N, 4N, ... passes nos tubos)

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_{razão}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_{razão}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - C_{razão}\right]^{-1}$$

Pesquise mais

É interessante que você ratifique o seu conhecimento relativo aos escoamentos internos. Consulte o capítulo 8 - Escoamento Interno (p. 345-351). In: BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

Sem medo de errar

Atuando como consultor em uma indústria química, você foi encarregado de solucionar um problema relacionado ao tipo de trocador de calor. A empresa contratante quer saber qual é o comprimento do trocador de calor (com diâmetros interno e externo iguais a 0,0254 m e 0,048 m) para que a temperatura de saída do óleo seja alcançada, assumindo que o trocador seja bitubular contracorrente, horizontal e sabendo que as temperaturas de entrada e saída do óleo devem ser de 100 °C e 58 °C, com vazão mássica de 0,15 kg/s, e a temperatura de entrada da água de 20 °C numa vazão de 0,25 kg/s, usando o método da MLDT.

Hipóteses:

1. Propriedades dos fluidos constantes.
2. Escoamentos de óleo e água plenamente desenvolvidos, regime estacionário.
3. Fatores de deposição desprezíveis assim como a condução térmica.
4. Perda de calor desprezível para o meio externo (vizinhança).
5. Para o cálculo do coeficiente convectivo na região anular assumir temperatura uniforme ao longo da superfície interna e superfície externa do anular perfeitamente isolada.
6. Mudança nas energias cinética e potencial no referido sistema desprezíveis.

Definição das propriedades:

As propriedades devem ser definidas na temperatura média do escoamento dada por $\bar{T} = \frac{(T_e + T_s)}{2}$, onde $\bar{T}$ é a temperatura média da corrente, T_e é a temperatura de entrada e T_s representa a temperatura de saída. Assim, para a água temos, através do Quadro 1.2, assumindo, a priori, $\bar{T} \approx 27\ °C$ ou $300\ K$:

$c_p = 4179\ J/kg.K$, $\mu = 855\ \ 10^{-6}\ Pa.s$, $k = 0{,}613\ W/m.K$, $Pr = 5{,}83$

Já as propriedades do óleo, em $\bar{T} = \frac{(100+58)}{2} = 79\ °C = 352\ K$ interpolando os valores entre 350 K e 360 K (vide Quadro 1.1), são:

$c_p = 2127\ J/kg \cdot K$, $\mu = 3{,}35 \times 10^{-2}\ Pa \cdot s$, $k = 0{,}138\ W/m \cdot K$.

A equação que fornece o comprimento do trocador de calor, por meio do método da MLDT, é $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$, ou seja, é necessário

calcular a taxa de transferência de calor, a média logarítmica das diferenças de temperaturas e o coeficiente global de transferência de calor, o qual depende dos coeficientes de transferência de calor, neste caso, convectivos. Fazendo um balanço de energia global no fluido quente, obtemos a taxa de transferência de calor: $q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) = 0{,}15 \text{ x } 2127 \text{ x } (100 - 58) = 13400 \text{ W}$. Usando o balanço de energia na corrente fria para o cálculo da temperatura de saída da água:

$$T_{f,s} = \frac{q}{\dot{m}_f c_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{13400}{0{,}25 \text{ x } 4179} + 20 = 32{,}8 \text{ °C}$$

Se calcularmos a temperatura média da corrente da água chegaremos a 26,4 °C, mostrando a consideração inicial de $\bar{T} \approx 27$ °C ser satisfatória. Calculando agora a MLDT:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)/\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)\right]} = \frac{(100 - 32{,}8) - (58 - 20)}{\ln\left[(100 - 32{,}8)/(58 - 20)\right]} = 51{,}2 \text{ °C}$$

O coeficiente global de transferência de calor, neste caso, onde só existe troca convectiva, pode ser expresso por $u = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_e)}$, sendo os coeficientes convectivos de transferência de calor h_i, calculado pela corrente interna de água, e h_e, calculado pela corrente externa de óleo. Para isso, devem ser quantificados os números adimensionais de Reynolds e de Nusselt. Assim, para o escoamento da água através do tubo interno:

$\text{Re} = \frac{4\dot{m}_f}{\pi D_i \mu} = \frac{4 \text{ x } 0{,}25}{\pi(0{,}0254)855 \text{ x } 10^{-6}} = 14665$, que representa escoamento turbulento.

Logo, $\text{Nu} = 0{,}023\,\text{Re}^{4/5}\,\text{Pr}^{0{,}4} = 0{,}023(14665)^{4/5}(5{,}83)^{0{,}4} = 100$,

consequentemente: $h = \text{Nu}\frac{k}{D_i} = 100 \text{ x } \frac{0{,}613}{0{,}0254} = 2413 \text{ W/m}^2\text{.K}$. Agora, fazendo similarmente para o óleo:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_{médio} D_{hidráulico}}{\mu} = \frac{\rho\left(D_e - D_i\right)}{\mu} \text{ x } \frac{4\dot{m}_q}{\pi\rho\left(D_e^2 - D_i^2\right)} = \frac{4\dot{m}_q}{\mu\pi\left(D_e + D_i\right)} \Rightarrow$$

$\frac{4 \text{ x } 0{,}15}{3{,}35 \text{ x } 10^{-2}\pi(0{,}048 + 0{,}0254)} = 78$, portanto o escoamento é laminar.

Desta forma, da hipótese 5, pode-se usar o Quadro 1.3 (com $D_i/D_e = 0{,}53$) para obter o número de Nusselt $\text{Nu} = \frac{h_e D_{hidráulico}}{k} = 5{,}69$. Logo,

$h_e = \frac{5,69 \text{ x } 0,138}{0,048 - 0,0254} = 34,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Definidos h_i e h_e, o coeficiente global de transferência de calor por convecção fica definido como segue: $U = \frac{1}{(1/2413) + (1/34,7)} = 34,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Finalmente, o comprimento pode, então, ser calculado por $A_{troca} = \frac{q}{U \Delta T_{ml}} = \frac{13400}{34,2 \text{ x } 51,2} = 7,65 \text{ m}^2 \Rightarrow L = \frac{7,65}{\pi D_i} = 96 \text{ m}$. O Volume total não é satisfatório pois $V_{trocador} = \pi (D_e^2/4) L = 0,17 \text{ m}^3$, sendo maior que $0,10 \text{ m}^3$.

Avançando na prática

Busca da efetividade e sua relação com o NUT na refrigeração do óleo

Descrição da situação-problema

Na prática, é sempre bom que dominemos diferentes metodologias para a resolução dos problemas que vierem a ocorrer. Seu supervisor na empresa de consultoria, a pedido de outra empresa contratante, quer saber qual é a efetividade e o NUT de um equipamento de troca térmica bitubular com área superficial (A_{troca}) igual a 7,65 m^2. Sendo que água com vazão de 0,25 kg/s a 20 °C (corrente fria que escoa no tubo interno) é usada para refrigerar óleo lubrificante com vazão de 0,15 kg/s (corrente quente na região anular) de 100 °C para 58 °C, assumindo um coeficiente global de troca térmica de 34,2 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Resolução da situação-problema

Para determinar a efetividade de um trocador de calor, devemos, em primeiro lugar, calcular a taxa máxima de transferência de calor em um trocador $q_{máxima} = C_{mínimo} (T_{q,e} - T_{f,e})$ onde $C_{mínimo}$ é o menor valor entre $C_q = \dot{m}_q c_{p,q}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$, que representam as taxas de capacidade calorífica dos fluidos quente (óleo) e frio (água). Logo, sendo $C_o = 0,15 \text{ x } 2127 = 319 \text{ J/s} \cdot \text{K}$ e $C_f = 0,25 \text{ x } 4179 = 1045 \text{ W/K}$, o menor valor entre eles será $C_{mínimo} = 319 \text{ J/s} \cdot \text{K}$. Desta forma, $q_{máxima} = 319 (100 - 20) = 25520 \text{ W}$. Sendo a efetividade dada pela

relação $\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{máxima}}$, concluímos que esta efetividade é igual a 0,53. Calculemos agora o NUT. A partir da equação $NUT \equiv \frac{UA_{troca}}{C_{mínimo}}$, tem-se que $NUT \equiv \frac{34,2 \times 7,65}{319} \equiv 0,82$.

Para qualquer trocador de calor, pode ser mostrado que $\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}\right)$. Como a razão $\frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}$ é menor que 1 e o trocador bitubular é contracorrente, pode-se empregar a correlação:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NUT\left(1 - \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}} \exp\left[-NUT\left(1 - \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}\right)\right]}$$

. Substituindo os valores, chega-se a $\varepsilon = 0,53$, mostrando a relação entre a efetividade do trocador com o número adimensional NUT. Através de tal análise, podemos concluir que a efetividade do trocador de calor analisado é relativamente baixa.

Faça valer a pena

1. A empresa na qual você trabalha acredita que, ao ratificar a aplicação das metodologias teóricas, os funcionários solidifiquem o conhecimento cada vez mais de maneira a resolver a maior quantidade de problemas possíveis num menor intervalo de tempo. Neste sentido, espera-se que você resolva a seguinte problemática de maneira concisa, sucinta e direta.

Em determinado processo de refrigeração e aquecimento, não se conhecem os fluidos, tampouco as suas propriedades. No entanto, sabe-se que as temperaturas dos fluidos quente e frio de entrada são 200 °C e 100 °C, ao passo que as temperaturas de saída são, respectivamente, 110 °C e 125 °C. O trocador de calor bitubular, horizontal e contracorrente está operando com qual efetividade?

a) 0,20.

b) 0,90.

c) 0,15.

d) 0,18.

e) 0,46.

2. Em determinado processo de produção, a empresa contratante quer aquecer água através de uma corrente de óleo, para lavagem de tanques de armazenamento, por meio de um trocador de calor de tubos concêntricos em contracorrente e horizontal. A vantagem é que, neste caso, os coeficientes de película não devem ser calculados de maneira que o coeficiente global de transferência de calor seja dado. No entanto, é importante o uso das propriedades dos fluidos de maneira correta para que não haja equívocos na análise.

Sabendo que as temperaturas de entrada e saída da água são de 20 °C e 80 °C e que o óleo quente alimentado na região anular a 160 °C é retirado do trocador a 140 °C, com D_i = 0,020 m e coeficiente global de transferência de calor igual a **500 W/m² · K**, qual o comprimento do trocador de calor para que uma taxa de transferência de calor total de 3.000 W seja alcançada?

a) 3,8 m.
b) 3,7 m.
c) 60 m.
d) 12 m.
e) 0,97 m.

3. No processo de refrigeração do etilenoglicol, a empresa contratante passou a usar água como fluido refrigerante. No caso, sabe-se apenas a temperatura de entrada da água e as temperaturas de entrada e a de saída que se quer alcançar do etilenoglicol, além da vazão de ambos. Este é um cenário típico de uso do método da efetividade-NUT. Cabe a você aplicá-lo da maneira mais adequada na análise do trocador de calor bitubular horizontal.

Dentro de um trocador de calor bitubular horizontal escoam água e etilenoglicol, com temperaturas na entrada de 15 °C e 100 °C, respectivamente, com ambas as correntes apresentando vazão mássica de 0,5 kg/s. Na saída, o etilenoglicol deve ser retirado a 60 °C. Qual a taxa de transferência máxima de calor do trocador e sua respectiva efetividade? Qual a temperatura da água na saída do trocador de calor?

a) 4800 W, 0,67 e 64,9 °C.
b) 48000 W, 0,60 e 48,5 °C.
c) 112625 W, 0,47 e 40,4 °C.
d) 53000 W, 0,67 e 48,0 °C.
e) 112625 W, 0,47 e 72,4 °C.

Seção 1.2

Trocadores de calor bitubulares

Diálogo aberto

Os equipamentos de troca térmica estão presentes em inúmeros processos inerentes das empresas de cunho alimentício (refrigeração de produtos), indústria de transformação (refrigeração, condensação, evaporação), petrolífera (controle de temperatura), de conversão de energia etc. Nestes processos de refrigeração e aquecimento, usualmente é verificado o uso dos trocadores de calor bitubulares, os quais podem ser facilmente implementados nos processos apresentando elevada flexibilidade na construção. Portanto, conhecer as suas características e seu funcionamento são fundamentais numa carreira voltada a processos em geral.

No setor industrial, existe uma demanda crescente de diminuição de energia elétrica. Em vista disso, uma indústria química procura uma solução para diminuir o uso de energia elétrica otimizando a troca térmica e, sendo assim, contratou a empresa de consultoria onde você trabalha para colaborar na solução desta temática. Numa determinada linha de produção desta empresa contratante existe um reagente químico que necessita estar em sua temperatura de operação para andamento satisfatório da reação e obtenção de determinado produto. Para tanto, necessita-se de água aquecida e o uso de resistência elétrica para aquecer a água proveniente da rede hídrica não é mais recomendável devido ao seu elevado custo. No entanto, sabe-se que nesta mesma unidade produtiva existem águas residuais aquecidas a temperaturas mais elevadas do que o valor necessário para ter o reagente operando na temperatura de trabalho. Assim, o seu supervisor solicita a você que analise a possibilidade de aquecer a água "fria" do sistema da rede hídrica (proveniente a 20 °C) por meio desta água quente de reuso (60 °C), fazendo-se uso de um trocador de calor bitubular, ao invés de usar a água quente diretamente no processo, já que a temperatura da água deve estar entre 35-45 °C. Desta forma, é possível que as duas fontes de água (tanto a ser aquecida como a ser resfriada) possam ser empregadas para se ter o reagente na sua temperatura de trabalho. Como recomendações chave para a

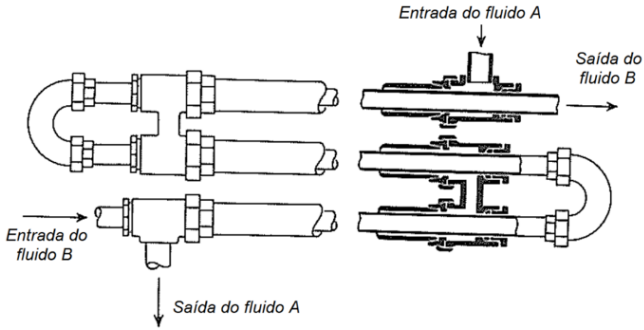
elaboração do sistema de troca térmica, a empresa contratante pede para que o trocador de calor seja bitubular, contracorrente, vertical, apresentando 1 m de comprimento. O diâmetro interno do sistema deve ter 0,050 m, onde a água quente escoará. Assumindo que a temperatura da água quente que entra no trocador bitubular seja de 60 °C (vazão mássica de 0,167 kg/s) e que a água fria que entra no anular (com diâmetro externo de 0,070 m) apresente temperatura de 20 °C (com a mesma vazão mássica de 0,167 kg/s) e considerando que a água quente forme nas paredes do tubo interno um filme de líquido com coeficiente de transferência de calor convectivo igual a $9.000\ W/m^2.K$, qual é a taxa de transferência de calor? Qual a perda de carga no tubo interno e na região anular? Qual a temperatura das correntes interna e externa de água na saída? Ambas as correntes estão no intervalo de temperatura 35-45 °C? Se as temperaturas de saída das correntes de água não estiverem entre 35-45 °C, o que poderia ser feito para obtê-las, uma vez que as vazões mássicas e as temperaturas de entrada são parâmetros do processo que você não pode alterar (sabe-se que o uso de mola helicoidal na região anular neste caso pode elevar o valor do coeficiente convectivo de troca térmica em 60 vezes)? O objetivo é solidificar o seu conhecimento mediante aplicação dos conceitos aprendidos em sala de aula. A análise e solução deste caso é parte determinante no contrato de consultoria.

Não pode faltar

Características dos trocadores de calor bitubulares

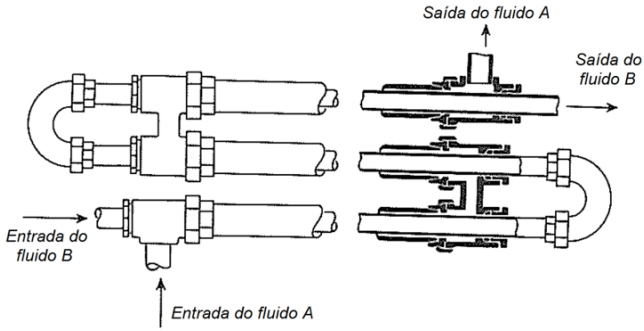
Os trocadores de calor de tubos concêntricos ou bitubulares são bastante usados na indústria de processos em geral, com duas configurações que se destacam de acordo com o tipo de escoamento: em paralelo (concorrente) e em contracorrente. Na primeira, as correntes quentes (a serem resfriadas) e frias (a serem aquecidas), percorrem o tubo interno e a região anular no mesmo sentido. Já em contracorrente, as correntes são dispostas em sentidos opostos. A Figura 1.4 apresenta um trocador de calor bitubular em contracorrente, disposto em pilha vertical, enquanto a Figura 1.5 mostra o mesmo trocador com escoamento em paralelo ou concorrente.

Figura 1.4 | Trocador de calor bitubular (tubos concêntricos) com escoamento em contracorrente



Fonte: adaptada de McCabe, Smith e Harriott (1993, p. 311).

Figura 1.5 | Trocador de calor bitubular (tubos concêntricos) com escoamento em paralelo



Fonte: adaptada de McCabe, Smith e Harriott (1993, p. 311).

O emprego do trocador de calor bitubular geralmente se dá nas operações de aquecimento ou resfriamento de fluidos, podendo apresentar escoamento separado líquido-líquido, gás-líquido e gás-gás, já que não há contato entre os fluidos e o calor é transferido continuamente através de uma parede. Na indústria química, o escoamento mais usual é líquido-líquido, sendo que a água pode resfriar óleos e determinados reagentes, aquecer oleodutos evitando a formação de parafinas (as quais podem causar parada de produção de petróleo), pode ser aquecida por meio de fluidos quentes para ser empregada na lavagem/higienização de embalagens, tanques de armazenamento e equipamentos. O emprego de correntes gás-líquido é mais encontrado em projetos *Green Building*, nos quais o ar pode ser resfriado ou aquecido (de acordo com a necessidade do

local, devido ao inerente clima) no trocador de calor como alternativa aos equipamentos de ar condicionado ou aquecedores elétricos no condicionamento de ambientes. O par de correntes gás-gás não é muito utilizado, mas quando o é, faz-se em sua maioria nos trocadores de calor bitubulares, uma vez que estes podem ser projetados para suportar elevadas pressões e temperaturas.

O trocador de calor bitubular possui como característica positiva o fato de poder ser colocado como arranjo em série ou em paralelo, ou seja, para ficar claro para você, pode-se aumentar o número de passes, de maneira que o trocador se torne mais efetivo na troca térmica, moldando-o ao espaço físico disponível. Neste aspecto, o trocador bitubular, dependendo da quantidade de calor que precisa ser trocada, pode tomar grandes proporções. Assim, seu uso é indicado para áreas de troca térmica em torno de até 45 m^2. Acima deste valor, o custo da sua construção em relação ao espaço físico que ele ocupa, torna-se inviável. Geralmente, acima desta área faz-se uso dos trocadores de calor compactos de placas paralelas ou casco e tubo. Com relação aos diâmetros interno e externo, McCabe, Smith e Harriott (1993) sugerem que fique em torno de uma polegada (0,0254 m) e duas polegadas e meia (0,0635 m), respectivamente. Cabe citar que a espessura dos tubos geralmente é bastante estreita/fina de maneira a facilitar a troca de calor.

Exemplificando

O volume total ocupado por um trocador de calor bitubular que possui formato cilíndrico é calculado usando-se o diâmetro externo do equipamento: $V_{trocador} = A_{trocador} L = \pi \frac{D_e^2}{4} L$. Para o cálculo da área de troca térmica usamos o diâmetro interno: $A_{troca} = P \times L = \pi D_i L$

Assimile

Um parâmetro que deve ser levado em conta na escolha por determinado tipo de trocador de calor é a razão da área de troca térmica pelo seu respectivo volume total. O trocador de calor será tão mais efetivo no que tange a troca térmica, quanto maior for esta razão.

A fácil limpeza e manutenção destes trocadores, além da flexibilidade no processo de montagem (componentes disponíveis a priori empregados para outros fins na linha de produção podem ser usados) tornam viável o uso dos mesmos.

Parâmetros para projeto de um trocador de calor

O projeto de um trocador de calor a ser usado em determinado processo depende de alguns parâmetros importantes, como os listados a seguir.

- **Taxa de transferência de calor**: todo projeto começa por tal informação. A partir da quantidade de calor que precisa ser trocada é que se definem os demais parâmetros.
- **Vazão mássica de ambas as correntes**: através das vazões é possível o cálculo da capacidade calorífica ($C = \dot{m}c_p$) na qual $\dot{m}$ é a vazão mássica da corrente e c_p seu calor específico correspondente. A capacidade calorífica é usada na obtenção da razão $C_{razão} = \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}$, a qual define qual relação efetividade-NUT será usada. Além disso, a capacidade calorífica serve para o cálculo da taxa de transferência de calor por meio do balanço de energia em determinada corrente, como $q = \dot{m}c_p\Delta T$.
- **Valor da média logarítmica das diferenças de temperaturas**: a média logarítmica é calculada de acordo com a configuração do escoamento diferindo quando em paralelo ou contracorrente. Auxilia no cálculo da área de troca térmica necessária para transferir a quantidade de calor desejada.
- **Área de troca térmica que o trocador precisa possuir**: sabendo os valores das temperaturas e vazões das correntes nas regiões de entrada do trocador, além da definição das temperaturas que se quer obter nas saídas, pode-se calcular a MLDT. Por meio da temperatura média das correntes obtêm-se as propriedades termofísicas dos fluidos empregados. Desta forma, aplicando-se os conhecimentos de escoamento interno dentro das regiões interna e anular, chegamos ao coeficiente global de troca térmica. Assim, podemos obter a área superficial de troca térmica $A_{troca} = \frac{q}{U\Delta T_{ml}}$.
- **Tipo do fluido a ser escoado**: por meio das propriedades termofísicas de determinado fluido, pode-se calcular o coeficiente

convectivo de transferência de calor ($h = \mathrm{Nu}\frac{k}{D}$). A escolha do tipo de fluido também impacta no material a ser usado na construção do trocador de calor e devidas precauções de uso.

- **Coeficiente global de transferência de calor**: tal coeficiente é calculado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre duas correntes.
- **Efetividade**: a efetividade é dada pela razão $\varepsilon = \frac{q}{q_{máxima}}$, na qual $q_{máxima} = C_{mínimo}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)$, representando a máxima transferência de calor.
- **Efetividade e sua relação com o número de unidades de transferência (NUT)**: tal relação é importante, pois do NUT (NUT $\frac{UA_{troca}}{C_{mínimo}}$) podemos chegar à efetividade e vice-versa, por meio das relações já vistas anteriormente.
- **Espaço disponível para instalação do trocador**: para saber se o trocador de calor será implantando de maneira adequada em determinado espaço físico, é importante que calculemos o volume total da área, para então verificar a viabilidade da instalação.
- **Perda de carga das correntes quente e fria**: consiste da perda de energia dinâmica do fluido escoado devido ao atrito com a parede do tubo. Este parâmetro define qual a potência da bomba a ser usada para se obter a vazão necessária da corrente do fluido.
- **Condutividade térmica do material a ser usado nos tubos interno e anular**: a condutividade térmica (k) entra no cálculo da resistência condutiva quando a espessura do tubo interno é significativa.

Além dos parâmetros determinantes citados previamente, a escolha do tipo de trocador de calor também passa pela análise de pontos críticos como a facilidade de manutenção e higienização/limpeza do trocador de calor, além do aspecto econômico, ou seja, dos recursos financeiros disponíveis no projeto para compra (ou construção) e manutenção do trocador.

Assimile

O cálculo da área transversal de um trocador de calor bitubular é dado por: $\pi\frac{D_e^2}{4}$, que é equivalente à soma das áreas transversais: $\pi\frac{D_i^2}{4} + \pi\frac{\left(D_e^2 - D_i^2\right)}{4}$.

Cabe salientar que o termo $\pi\frac{\left(D_e^2 - D_i^2\right)}{4}$ é diferente de $\pi\frac{\left(D_e - D_i\right)^2}{4}$! E que a área transversal não representa a área de troca térmica. A área transversal representa a área do plano no qual o escoamento atravessa perpendicularmente com determinada velocidade. Pode ser usada para cálculo do diâmetro hidráulico ($D_{hidrâulico}$ $\frac{4A_t}{P}$).

Reflita

A troca térmica entre as duas correntes (interna e do anular) de um trocador de calor bitubular, com $A_{troca} = \pi D_i L$, seria a única área de troca possível, assumindo que a superfície externa do trocador não esteja isolada termicamente (perda de calor nula/desprezível para o ambiente)? Caso ocorra troca para o meio externo, assumindo que a troca se dê numa planta industrial ao ar-livre, quais seriam os mecanismos de transferência de calor envolvidos?

Intensificação da troca térmica nos trocadores de calor bitubulares

A equação da taxa de transferência de calor em função do coeficiente global de temperatura (U), da área de troca térmica ou superficial (A_{troca}) e da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT), $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$, evidencia a importância destes três termos no cálculo de projeto dos trocadores de calor. Partindo-se do pressuposto que tenhamos um trocador de dimensões fixas, assim como seu coeficiente global de transferência de calor, um maior valor da MLDT é preferível para se aumentar a troca térmica e isto é alcançado quando fazemos uso do escoamento em contracorrente. O escoamento em paralelo sempre nos fornece um valor da MLDT menor, o que explica a necessidade de uma área maior para realizar a mesma quantidade de troca de calor nesta configuração.

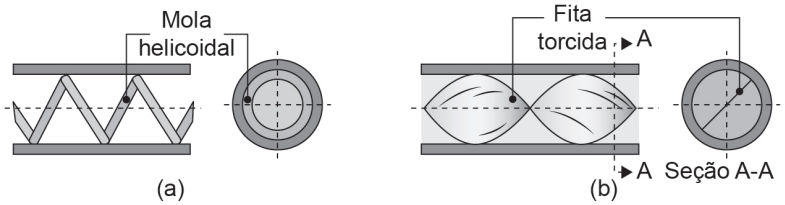
Em alguns casos em que o trocador de calor bitubular necessite de um comprimento considerável para obter a desejada troca térmica (mesmo mediante uso do escoamento em contracorrente), deixando assim de ser a opção mais efetiva, pode-se fazer uso de algumas alternativas visando o aumento do coeficiente convectivo de

transferência de calor (h) ou da área superficial por meio da qual ocorre a convecção térmica. Essas alternativas são alicerçadas na introdução de superfícies/rugosidades, geradoras de turbulência no escoamento, restringindo-o por mais tempo no interior do tubo, intensificando, assim, a troca térmica. Essa intensificação pode ser obtida de algumas formas, a saber:

- Inserção de mola helicoidal em contato com a superfície interna do tubo, aumentando o coeficiente convectivo.
- Usinagem da superfície (inserção de sulcos, aletas longitudinais), aumentando, assim, a área de transferência de calor.
- Inserção de fita periodicamente torcida em 360° para aumentar o coeficiente convectivo pela indução de movimento rotacional do fluido.

A Figura 1.6a disponibiliza a mola helicoidal enquanto a Figura 1.6b mostra a fita torcida, ambas ajustadas aos canais internos.

Figura 1.6 | Estruturas de intensificação da transferência de calor (a) mola helicoidal nas vistas longitudinal e frontal; (b) fita torcida nas vistas longitudinal e seção transversal



Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 351).

Como efeito negativo, o uso de tais alternativas pode elevar a perda de carga no escoamento, causando uma necessidade do aumento da potência de bombas ou sopradores.

Pesquise mais

A intensificação da troca térmica é de suma importância quando estamos restringidos a usar apenas determinado trocador de calor e este não é capaz de trocar todo o calor necessário para chegarmos às temperaturas de interesse nas regiões de saída das correntes. Desta maneira, abordagens amplas para a intensificação da troca térmica estão

disponíveis em diversas referências bibliográficas, como opção, consulte o capítulo 8 (Escoamento Interno - p. 351-352) do livro: BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

Queda de pressão devido ao atrito

Para o cálculo da queda de pressão, podemos usar $\Delta p_{fluido} = f \frac{\rho u_m^2}{2D_{hidráulico}} L$, onde f é o fator de atrito, L o comprimento percorrido pelo escoamento, u_m representa a velocidade média, ρ é a mássica específica do fluido e $D_{hidráulico}$ refere-se ao diâmetro hidráulico. A referida equação de queda de pressão pode ser aplicada tanto no interior do tubo circular quanto na região anular circular, desde que o diâmetro hidráulico seja empregado. O fator de atrito para escoamento laminar é dado por $f = \frac{64}{\mathrm{Re}}$. Para o escoamento turbulento plenamente desenvolvido pode-se usar a equação de Petukhov para tubo liso: $f = (0{,}790 \ln(\mathrm{Re}) - 1{,}64)^{-2}$ na faixa $3.000 \leq \mathrm{Re} \leq 5 \times 10^6$.

Lembre-se

Quando a área transversal não é circular, devemos fazer uso de um diâmetro efetivo como comprimento característico. Este diâmetro efetivo é chamado de diâmetro hidráulico, e é definido por $D_{hidráulico} \equiv \frac{4A_t}{P}$, onde *At* é a área transversal e *P* representa o perímetro molhado.

Fator de deposição

As superfícies dos trocadores de calor bitubulares, ao longo de sua vida útil, estão propensas às incrustações (causadas por impurezas das correntes, formação de ferrugem etc.), as quais elevam a resistência à troca térmica diminuindo, assim, a eficiência do trocador de calor. A essa resistência podemos dar o nome de fator de deposição, $R_d^{"}$, também conhecido como fator de incrustação, o qual afeta o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de um trocador, como mencionado anteriormente: $\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_q} + \frac{R_{d,q}^{"}}{(A)_q} + R_{condutiva} + \frac{R_{d,f}^{"}}{(A)_f} + \frac{1}{(hA)_f}$, na qual $R_{d,q}^{"}$ refere-se à incrustação na superfície de troca térmica da região em que o fluido quente escoa, enquanto $R_{d,f}^{"}$ é o fatos de deposição na superfície de troca térmica onde escoa a corrente fria.

Alguns fatores são determinantes para a formação de tais incrustações. Dentre eles podemos citar o tempo de operação do trocador de calor, ausência de limpeza, a magnitude das vazões das correntes envolvidas e suas respectivas faixas de temperatura durante passagem pelo trocador.

Pesquise mais

Na engenharia, ferramentas numéricas aparecem com frequência para nos auxiliar na resolução de problemas mais complexos, como configurações tanto em 2D como em 3D. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=UUQiEUIm6AA> você poderá acompanhar a simulação numérica, fazendo-se uso do ANSYS Fluent (pacote computacional de fluidodinâmica), de um trocador de calor bitubular em paralelo, tridimensional. Ansys Fluent Tutorials -03: cfd analysis of concentric tube heat exchanger. Acesso em: 6 out. 2017

Vantagens e desvantagens do trocador de calor bitubular

Aqui são sumarizadas as principais vantagens, já mencionadas, que o trocador de calor bitubular apresenta:

- Tipo mais simples de equipamento de troca térmica.
- Acomoda os três tipos de arranjos possíveis (líquido-líquido, líquido-gás e gás-gás).
- Pode suportar elevados valores de pressão e temperatura.
- É viável economicamente para áreas de troca térmica de cerca de até 45 m^2.
- Flexibilidade, tanto na montagem como na aplicação.
- Limpeza e manutenção relativamente fáceis.

Por outro lado, como principal desvantagem, apresenta elevado custo por unidade de área de troca térmica. Além disso, por não ser um trocador de característica compacta, pode apresentar eventuais vazamentos devido ao grande número de conexões quando é necessário o aumento da área de troca térmica em locais de pouco espaço disponível.

Sem medo de errar

Inicialmente, pontuaremos as considerações importantes a serem feitas para a solução das questões apresentadas.

Hipóteses:

1. Propriedades termofísicas da água constantes.
2. Escoamento plenamente desenvolvido no tubo interno e anular.
3. Perda de calor para o ambiente desprezível.
4. Não há deposição nas paredes, nem resistência condutiva.
5. Temperatura uniforme na superfície interna do anular, com superfície externa isolada.

Como não temos a priori as temperaturas das correntes nas regiões de saída, mas sabemos os valores desejados (intervalo entre 35-45 °C), podemos escolher valores médios de temperatura fazendo-se uso desta projeção de saída. Deste modo, é razoável considerar $\bar{T}_f = 32\ ^\circ C$ com $c_p = 4178\ \text{J/kg.K}, \mu = 769 \times 10^{-6}\ \text{Pa.s}, k = 0{,}620\ \text{W/m.K}, \rho = 995\ \text{kg/m}^3$ para a corrente fria e $\bar{T}_q = 47\ ^\circ C$ com $c_p = 4180\ \text{J/kg·K}, \mu = 577 \times 10^{-6}\ \text{Pa·s}, k = 0{,}640\ \text{W/m·K}, \rho = 989\ \text{kg/m}^3$ para a corrente quente.

Sem as temperaturas das correntes quente e fria nas saídas, não podemos usar o método da MLDT. Uma alternativa é usar a relação entre a efetividade e o número de unidades de transferência NUT $\frac{UA_{troca}}{C_{mínimo}}$. Como $U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_e)}$ e não conhecemos h_e (coeficiente convectivo na região anular) devemos calcular o número de Reynolds da corrente anular (fria) a fim de sabermos se ela está em regime laminar ou turbulento, para assim obtermos o número de Nusselt (Nu) e, por fim, o coeficiente de troca térmica convectivo. Assim, para o escoamento da água fria através do anular:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_m D_{hidráulico}}{\mu} = \frac{\dot{m}}{\mu}\frac{D_{hidráulico}}{A_t} = \frac{4\dot{m}_f}{P\mu} = \frac{4 \times 0{,}167}{\pi(0{,}050 + 0{,}070)769 \times 10^{-6}} = 2304$$

que representa escoamento laminar (Re<2400). Desta maneira,

a hipótese 5 nos permite calcular o coeficiente de troca térmica convectivo h_e, por meio da obtenção de Nu, como já visto. Sendo a razão entre os diâmetros interno e externo $D_i/D_e = 0{,}71$, podemos verificar no Quadro 1.3 que uma interpolação deverá ser feita. Após interpolação, o valor encontrado para o número de Nusselt é de 5,37. Assim, $h_e = \mathrm{Nu}\dfrac{k}{D_h} = 5{,}37 \times \dfrac{0{,}620}{(0{,}070 - 0{,}050)} = 166{,}5\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$. Agora é possível calcularmos o coeficiente global de troca de calor por convecção, como segue:

$$U = \frac{1}{(1/9000) + (1/166{,}5)} = 163{,}5\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}.$$

Desta forma, $\mathrm{NUT} = \dfrac{U \times \pi D_i L}{C_{mínimo}} = \dfrac{163{,}5 \times 0{,}050\pi \times 1}{0{,}167 \times 4178} = 0{,}037$. Como o trocador de calor é contracorrente e a razão $\dfrac{C_{mínimo}}{C_{máximo}} = \dfrac{0{,}167 \times 4178}{0{,}167 \times 4180} \approx 1$, podemos fazer uso da seguinte relação efetividade-NUT:

$$\varepsilon = \frac{\mathrm{NUT}}{1 + \mathrm{NUT}} = \frac{1{,}07}{1 + 1{,}07} = 0{,}036.$$

A taxa de transferência de calor pode, então, ser calculada por:

$$q = \varepsilon C_{mínimo}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) = 0{,}036 \times (0{,}167 \times 4178)(60 - 20) = 1005\ \mathrm{W}.$$

A queda de pressão na corrente fria (região anular) pode ser calculada partindo-se do número de Reynolds, o qual foi calculado previamente mostrando valor Re<2.400. Sendo assim, o regime é laminar e o fator de atrito é dado por $f = \dfrac{64}{\mathrm{Re}}$. Usando a equação da perda de carga $\Delta p_{fluido} = f\dfrac{\rho u_m^2}{2D_{hidráulico}}L$, chegamos a:

$$\Delta p_f = \frac{64}{2304}\frac{995\left(4 \times 0{,}167 / \pi 995\left(0{,}070^2 - 0{,}050^2\right)\right)^2}{2(0{,}070 - 0{,}050)}1 = 5{,}48\ \mathrm{N/m^2}.$$

No interior do tubo interno, $\mathrm{Re} = \dfrac{4\dot{m}_f}{\pi D_i \mu} = \dfrac{4 \times 0{,}167}{\pi(0{,}05)577 \times 10^{-6}} = 7370$, ou seja, o regime é turbulento. Desta maneira, a perda de carga é obtida da seguinte forma:

$$\Delta p_q = (0{,}790\ln(7370) - 1{,}64)^{-2}\frac{989\left(4 \times 0{,}167 / \pi 989\left(0{,}05^2\right)\right)^2}{2 \times 0{,}05}1 = 0{,}77\ \mathrm{N/m^2}.$$

A perda de carga é desprezível em ambos os casos.

A temperatura da água fria na região de saída do anular pode ser calculada como: $T_{f,s} = \frac{q}{\dot{m}_f c_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{1005}{0{,}167 \text{ x } 4178} + 20 = 21{,}4 \text{ °C}$. Enquanto a temperatura da corrente de água interna na saída vale: $T_{q,s} = -\frac{q}{\dot{m}_q c_{p,q}} + T_{q,e} = -\frac{1005}{0{,}167 \text{ x } 4180} + 60 = 58{,}6 \text{ °C}$. Analisando os valores de temperatura na saída de ambas as correntes, verificamos que eles não se encontram na faixa de interesse. Desta maneira, uma saída possível é a inserção de uma mola helicoidal na região anular, de maneira que a corrente fria demore mais a sair do sistema, aumentando, assim, a troca térmica com a água da corrente quente. Se assumirmos que a colocação da mola eleve o coeficiente de troca térmica convectivo em tal região para $9.990 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, as novas temperaturas de saída das correntes serão:

Cálculo do novo coeficiente global $U = \frac{1}{(1/9000) + (1/9990)} = 4734{,}6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, logo, $\text{NUT} = \frac{U \text{ x } \pi D_i L}{C_{mínimo}} = \frac{4734{,}6 \text{ x } 0{,}050 \pi \text{ x } 1}{0{,}167 \text{ x } 4178} = 1{,}07$ e a efetividade

$\varepsilon = \frac{\text{NUT}}{1 + \text{NUT}} = \frac{1{,}07}{1 + 1{,}07} = 0{,}52$. Por fim:

$q = \varepsilon C_{mínimo} \left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) = 0{,}52 \text{ x } (0{,}167 \text{ x } 4178)(60 - 20) = 14513 \text{ W}$ e

$T_{f,s} = \frac{q}{\dot{m}_f c_{p,f}} + T_{f,e} = \frac{14513}{0{,}167 \text{ x } 4178} + 20 = 40{,}8 \text{ °C}$,

$T_{q,s} = -\frac{q}{\dot{m}_q c_{p,q}} + T_{q,e} = -\frac{14513}{0{,}167 \text{ x } 4180} + 60 = 39{,}2 \text{ °C}$. A partir das temperaturas de saída podemos verificar que a temperatura média da corrente fria é de $\bar{T}_f = \frac{T_{f,entra} + T_{f,sai}}{2} = \frac{20 + 40{,}8}{2} = 30{,}4 \text{ °C}$, enquanto a temperatura média da corrente quente é de $49{,}6 \text{ °C}$, mostrando ambas as estimativas iniciais serem adequadas.

Podemos concluir, portanto, que esta alternativa resulta em um U maior devido ao uso de uma mola helicoidal, permitindo a obtenção de temperaturas de saída das correntes de água dentro da faixa de interesse, mostrando assim, ser uma saída satisfatória para a resolução desse problema. Neste exercício, você foi capaz de analisar diferentes situações, solucionar o problema por meio

das metodologias assimiladas, e desenvolver seu senso crítico e de proposição de novas alternativas!

Avançando na prática

Lidando com a deposição no trocador de calor bitubular

Descrição da situação-problema

A empresa contratante, numa outra planta de produção, quer verificar se existe deposição em um de seus trocadores de calor bitubulares contracorrente de 5 m^2 de área de troca térmica, com valor de projeto do coeficiente global de troca térmica $U = 58\ W/m^2 \cdot K$. Durante um teste de verificação, observou-se que o óleo de motor (corrente externa) escoa com vazão mássica de 0,15 kg/s, entrando no trocador a 100 °C e sendo resfriado até o valor de saída de 58 °C pela água do sistema hídrico (corrente interna) a 20 °C e vazão de 0,25 kg/s. Verifique se de fato houve deposição. Se sim, calcule o fator de deposição $R_d^* (m^2 \cdot K/W)$.

Resolução da situação-problema

Como hipóteses, consideraremos: estado estacionário, propriedades dos fluidos constantes ao longo dos tubos e perda de calor para o ambiente desprezível, assim como as variações de energia cinética e potencial. As propriedades termofísicas da água por meio de tabelas, como as apresentadas anteriormente. Para uma estimativa de $\bar{T}_f \approx 27\ °C$ ou $300\ K$, é dada por:

$$c_p = 4179\ J/kg \cdot K,\ \mu = 855 \times 10^{-6}\ Pa \cdot s,\ k = 0{,}613\ W/m \cdot K,\ Pr = 5{,}83$$

Já as propriedades do óleo, em $\bar{T}_q = \frac{(100+58)}{2} = 79\ °C = 352\ K$ interpolando os valores entre 350 K e 360 K, são: $c_p = 2127\ J/kg \cdot K,\ \mu = 3{,}35 \times 10^{-2}\ Pa \cdot s,\ k = 0{,}138\ W/m \cdot K$. Fazendo o balanço de energia no fluido quente, obtemos a taxa de transferência de calor, de maneira que seja possível o cálculo da temperatura de saída da água aquecida (corrente fria), como segue:

$q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) = 0{,}15 \text{ x } 2127 \text{ x } (100 - 58) = 13400 \text{ W}$. Usando o balanço de energia na corrente fria para o cálculo da temperatura de saída da água:

$T_{f,s} = \dfrac{q}{\dot{m}_f c_{p,f}} + T_{f,e} = \dfrac{13400}{0{,}25 \text{ x } 4179} + 20 = 32{,}8 \text{ °C}$. Por meio da temperatura média da corrente fria $\bar{T}_f = \dfrac{(20 + 32{,}8)}{2} = 26{,}4 \text{ °C} = 299{,}4 \text{ K}$ verificamos que a estimativa inicial foi adequada.

Sendo $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$, para sabermos o valor de U devemos calcular a ΔT_{ml}. Calculando agora a MLDT:

$\Delta T_{ml} = \dfrac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) / \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)\right]} = \dfrac{(100 - 32{,}8) - (58 - 20)}{\ln\left[(100 - 32{,}8) / (58 - 20)\right]} = 51{,}2 \text{ °C}$, deste modo:

$U = \dfrac{q}{\left(A_{troca} \text{ x } \Delta T_{ml}\right)} = \dfrac{13400}{(5 \text{ x } 51{,}2)} = 52{,}3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Assim, fica claro que existe deposição no tubo. Sendo o coeficiente de transferência de calor global, incluindo a deposição, $U = \dfrac{1}{(1/U_d) + R_d^{"}}$, o valor do fator de deposição será:

$$R_d^{"} = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_d} = \frac{1}{52{,}3} - \frac{1}{58} = 0{,}00188 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

Faça valer a pena

1. A empresa contratante pediu para que um trocador de calor bitubular horizontal fosse colocado em uma de suas plantas, mas não especificou se os fluidos e nem se o equipamento de troca térmica operam em paralelo ou contracorrente. Mesmo assim, o seu supervisor disse a tal empresa que a análise do referido caso é possível e designou esta tarefa a você. Com base nos balanços de energia das correntes quente e fria, resolva a questão seguinte.

Um trocador de calor bitubular com área de troca térmica de 10 m2 opera com o fluido quente a uma temperatura de entrada de 60 °C, enquanto o fluido frio entra a 30 °C e sai do trocador a 54 °C. Qual é a temperatura de saída do fluido quente sabendo que a taxa de capacidade calorífica do fluido quente e do frio é de 6.000 W/K e 3.000 W/K respectivamente?

a) 58 °C.

b) 22 °C.

c) 48 °C.

d) 21 °C.

e) 52 °C.

2. A influência da área no coeficiente global de transferência de calor é algo que o seu supervisor considera importante num projeto de trocador de calor e, diante disto, ele quer que você solucione a seguinte problemática.

Um trocador de calor bitubular com área de troca térmica de 10 m^2 opera com o fluido quente a uma temperatura de entrada de 60 °C apresentando 48 °C na saída, ao passo que o fluido frio entra a 30 °C saindo do trocador a 54 °C. Sabendo que a taxa de capacidade calorífica do fluido quente e do frio é de 6.000 W/K e 3.000 W/K, respectivamente, conclui-se que o trocador está operando com escoamento em paralelo ou contracorrente? Qual é o coeficiente global de transferência de calor? Aumentando a área para 50 m^2 teríamos um aumento (ou diminuição) no valor do coeficiente global de quanto, em porcentagem? Qual a efetividade do trocador com a nova área?

a) Contracorrente, 710,2 $W/m^2 \cdot K$, - 20 % e 0,6.

b) Paralelo, 660,6 $W/m^2 \cdot K$, - 80 % e 0,6.

c) Paralelo, 710,2 $W/m^2 \cdot K$, + 80 % e 0,9.

d) Paralelo, 660,6 $W/m^2 \cdot K$, + 80 % e 0,8.

e) Contracorrente, 660,6 $W/m^2 \cdot K$, - 80 % e 0,8.

3. Cenários hipotéticos são importantes para desenvolvermos a nossa capacidade de resolução de problemas. Suponhamos que exista um trocador de calor bitubular consideravelmente longo, de maneira que as temperaturas dos fluidos quente e frio sejam iguais na região de saída do trocador de calor. Com base nos seus conhecimentos, resolva a seguinte questão.

Um trocador de calor demasiadamente longo recebe água quente e fria com temperaturas de 85 °C e 15 °C respectivamente. Sabe-se que a vazão mássica de água quente é duas vezes a vazão mássica de água fria. Assumindo que os calores específicos das correntes de água sejam os mesmos, determine a temperatura de saída da água em ambas as correntes assumindo as configurações em contracorrente e em paralelo e suas respectivas efetividades.

a) 30 °C, 61,7 °C, 1,00 e 0,50.

b) 50 °C, 70,7 °C, 0,90 e 0,60.

c) 30 °C, 61,7 °C, 1,00 e 0,70.

d) 20 °C, 72,7 °C, 0,80 e 0,80.

e) 50 °C, 61,7 °C, 1,00 e 0,67.

Seção 1.3

Trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas

Diálogo aberto

Na presente seção, você conhecerá as características dos trocadores de calor de placas paralelas, suas vantagens e desvantagens, além de aprender a calcular e analisar problemas relacionados à transferência de calor em tal tipo de trocador. Os trocadores de calor de placas, assim como os bitubulares, são comumente aplicados em processos de aquecimento e refrigeração de fluidos nas indústrias em geral, podendo, assim, estarem presentes em diversas etapas de uma unidade produtiva. E por estarem presentes nas indústrias química, petrolífera, de alimentos, entre outras, saber calcular os parâmetros de troca térmica do trocador de placas paralelas, conhecer o seu funcionamento e suas características se faz necessário.

No processo de resfriamento do óleo lubrificante, na primeira problemática designada a você pelo seu supervisor, analisou-se como seria a troca térmica fazendo-se uso de um trocador de calor bitubular. Agora, prosseguindo em sua análise, o seu supervisor pediu para que você projete um trocador de calor de placas paralelas, também contracorrente e horizontal, visando compará-lo ao trocador bitubular, projetado anteriormente. As variáveis do processo são as mesmas, ou seja, temperatura de entrada e saída do óleo iguais a $100\ ^{o}C$ e $58\ ^{o}C$, enquanto a água que entra no trocador de calor, proveniente do sistema hídrico, está a $20\ ^{o}C$. As vazões mássicas de entrada da água e do óleo são de 0,25 kg/s e 0,15 kg/s, respectivamente, e a taxa de transferência de calor, assim como a ΔT_{ml} são 13400 W e $51{,}2\ ^{o}C$ respectivamente. O trocador de calor que será usado consiste de um conjunto de placas finas de metal, separadas por *N* espaços de espessura esp. Nesta configuração, água e óleo escoam em sentidos opostos (contracorrente) por *N/2* subdivisões individuais. Como o fator espaço é relevante neste projeto (o volume não pode ultrapassar $0{,}10\ m^3$), seu supervisor

pediu para você calcular qual seria o comprimento característico em função do número de canais $L = f(N)$ desse trocador de calor, assumindo que ele seja de forma geométrica cúbica? Qual o volume desse trocador de calor de placas, assumindo um número de 50 placas paralelas? Comparando com o volume de $0{,}17\ m^3$ do trocador de calor bitubular, qual deveria ser empregado na planta industrial da empresa contratante? Qual o valor da queda de pressão nos escoamentos de água e óleo devido ao atrito com as paredes dos canais?

A sua capacidade de solucionar e analisar problemas relacionados à transferência de calor usando trocadores de calor de placas paralelas é posta à prova nessa situação profissional, pressupondo-se que você já esteja embasado com as metodologias vistas para o cálculo de trocadores de calor bitubulares.

Os fins para os quais empregam-se os trocadores de calor de placas paralelas são os mesmos dos trocadores de calor bitubulares: refrigeração e aquecimento de correntes quentes e frias. No entanto, você verá que, geralmente, os trocadores de calor de placas são empregados em situações em que se deseja um trocador mais compacto, de maneira a se obter uma maior área de transferência de calor por unidade de volume.

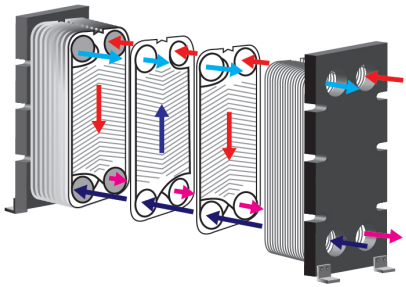
Não pode faltar

Características dos trocadores de calor de placas paralelas

Os trocadores de calor de placas paralelas, assim como os trocadores bitubulares, permitem que o escoamento se dê em paralelo ou em contracorrente. Os equipamentos de troca térmica de placas paralelas (trocadores de placas e armação ou trocadores de placas e quadro) basicamente consistem de um conjunto de estreitos canais (variam normalmente de 0,001 a 0,005 m) formados por finas placas metálicas dispostas numa armação, que possui placa de aperto móvel e placa fixa, ambas contendo bocais para conexão dos tubos de coleta e alimentação. As placas (podem ser de aço inoxidável, titânio, entre outros metais "prensáveis") geralmente possuem orifícios nos quatro cantos, os quais permitem a passagem dos fluidos para dentro dos canais. O fechamento e abertura destes orifícios, além da forma das gaxetas (juntas de vedação), é que indicam o sentido da corrente

fluida, delineando seu caminho. O número de placas depende da área superficial de troca térmica que se quer obter. Definido o número, deve-se escolher um pedestal (geralmente de aço) que suporte tal quantidade. Os trocadores de placas paralelas são mais indicados para razões de área de troca térmica (A_{troca}) pelo volume do trocador ($V_{trocador}$), $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} \geq 400\ m^2/m^3$, quando as correntes são líquido-líquido, e $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} \geq 700\ m^2/m^3$, para correntes líquido-gás. A Figura 1.7 apresenta um trocador de calor de placas paralelas em contracorrente, no qual a corrente quente possui sentido descendente nos canais (placas), sendo coletada na região inferior (resfriada) enquanto a corrente fria escoa no sentido ascendente nas placas, sendo coletada na região superior (aquecida).

Figura 1.7 | Trocador de calor de placas paralelas com escoamento em contracorrente



Fonte: <http://www.processequipmentco.com/blog/alfa-laval-heat-exchangers>. Acesso em: 13 set. 2017.

Cálculo dos trocadores de calor de placas paralelas

O cálculo dos parâmetros de projeto de um trocador de calor de placas paralelas tais como a ΔT_{ml} pelo método da MLDT, a efetividade (ε) e sua relação com as unidades de transferência (NUT) assim como a taxa de transferência de calor (q) e o coeficiente global de transferência de calor (U) é feito do mesmo modo como apresentado anteriormente para o trocador de calor bitubular. A diferença existe na obtenção do coeficiente convectivo de troca térmica (h) para o trocador de placas, além do cálculo de suas áreas de troca térmica (A_{troca}), transversal (A_t) e seu volume total ($V_{trocador}$).

O volume total de um trocador de calor de placas paralelas é calculado pela relação: $V_{trocador} = A_{t,trocador} L$, onde $A_{t,trocador}$ representa a área transversal de todo o trocador (e não só de um canal, dada por

A_t) e L seria seu comprimento (profundidade). Se o trocador possuir forma cúbica, L representa o seu comprimento característico (global), ou seja, em qualquer dimensão o trocador possuirá o mesmo comprimento L. Assim, $V_{trocador} = L^3$. Já a área superficial de troca térmica para cada canal é dada por: $A_{troca} = A_{superfície}(N-1)$, na qual $A_{superfície}$ é obtida pela multiplicação de duas dimensões que delimitam um plano do canal paralelo ao escoamento. Caso o trocador seja de forma cúbica, $A_{troca} = L^2(N-1)$.

Exemplificando

Considerando um trocador de calor hipotético com forma cúbica, constituído por 50 placas paralelas, de comprimento característico (global) igual a $L = 0{,}15\ \text{m}$, o volume do trocador será de $V_{trocador} = L^3 = 0{,}0034\ \text{m}^3$, enquanto a sua área superficial de troca térmica será $A_{troca} = L^2(N-1) = 0{,}15^2 \times 49 = 1{,}1\ \text{m}^2$. Assim, a razão da área de troca térmica pelo volume do trocador será $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} = \frac{1{,}1}{0{,}0034} = 324\ \text{m}^2/\text{m}^3$.

Cálculo do coeficiente de troca térmica convectivo

Diferentemente dos trocadores de calor bitubulares, os trocadores de calor de placas paralelas possuem, em sua maioria, área (seção) transversal retangular ou quadrangular. Assim, para o cálculo do número de Reynolds, $\text{Re} = \frac{\rho u_m D_{hidráulico}}{\mu}$, devemos usar a relação $D_{hidráulico} = \frac{4A_t}{P}$, na qual A_t representa a área transversal de um canal ao passo que P é o perímetro molhado. A velocidade média (u_m com unidade de m/s) é dada por $u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_t}$, onde $\dot{m}$ é a vazão mássica em (kg/s) e ρ é a massa específica em (kg/m^3).

Considerando escoamento plenamente desenvolvido e turbulento ($\text{Re} > 2400$) no interior de um canal retangular, o número de Nusselt é obtido pela equação $\text{Nu} = 0{,}023\text{Re}^{4/5}\text{Pr}^n$ (com $\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$), na qual μ é a viscosidade dinâmica, k representa a condutividade térmica, c_p é o calor específico (com as propriedades termofísicas dadas na temperatura média da corrente), enquanto n é dado pelo valor de 0,3 (corrente resfriada) ou 0,4 (corrente aquecida). O número de Nusselt (Nu) se relaciona com o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), como segue: $h = \text{Nu}\frac{k}{D_{hidráulico}}$.

Para escoamento laminar plenamente desenvolvido, o número de Reynolds e o coeficiente convectivo são calculados da mesma maneira, e Nu é obtido por meio do Quadro 1.4, assim como o fator de atrito, de acordo com

a seção transversal. No caso de seção transversal retangular, considerando que a espessura a seja muito menor que o comprimento da placa da seção transversal, de maneira que $\frac{L}{a} \to \infty$, e assumindo temperatura uniforme na parede, $\mathbf{Nu = 7{,}54}$ e o fator de atrito (f) é igual a $\frac{96}{Re}$.

Quadro 1.4 | Valores do número de Nusselt ($Nu = \frac{hD_{hidráulico}}{k}$) em diferentes seções transversais, assumindo escoamento laminar plenamente desenvolvido (fluxo de calor ou temperatura constante na superfície).

Nu				
Seção transversal	L/a	q''_{sup}	T_{sup}	*f x Re*
	---	4,36	3,66	64
	1,0	3,61	2,98	57
	∞	8,23	7,54	96

Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 350).

Cabe mencionar que, geralmente, para efeito de cálculo, considera-se que os coeficientes de transferência de calor por convecção são iguais nas duas superfícies de cada canal e em todos os canais ocupados por determinado fluido.

Assimile

O Quadro 1.4 nos fornece o número de Nusselt para diferentes seções transversais, ao passo que o Quadro 1.3 apresentada anteriormente, nos disponibiliza o mesmo parâmetro (Nu), no entanto, para razões entre diâmetro interno e externo de tubos concêntricos, assumindo temperatura uniforme em toda a parede, considerando também regime estacionário e escoamento laminar plenamente desenvolvido.

Aplicações de trocadores de calor bitubulares e de placas paralelas

Tanto os trocadores de calor bitubulares quanto os de placas paralelas são utilizados em operações de aquecimento e resfriamento nas indústrias alimentícia (no processamento de produtos, como cervejas e laticínios), farmacêutica (manipulação de meios de cultura), petrolífera (prevenção da formação de parafinas nos oleodutos e processos de separação nas plataformas), química (alcance da temperatura de operação de reagentes) e para aquecimento de

água usada a qual pode ser destinada à limpeza de tanques de armazenamento na indústria de processos em geral. Um processo que faz uso tanto da operação de aquecimento quanto da operação de resfriamento é o de pasteurização do leite. O leite cru é inicialmente aquecido até a temperatura de pasteurização, sendo, a posteriori, resfriado até a temperatura de empacotamento. Além disso, também podemos ter o reaproveitamento da energia térmica no sistema. Esse reaproveitamento de energia ocorre na etapa de regeneração, na qual o calor do leite quente pasteurizado é usado para aquecer o leite cru.

Os trocadores de calor bitubulares assim como os de placas paralelas podem ser usados com escoamento tanto em paralelo quanto em contracorrente, sendo a última configuração de troca térmica mais efetiva. Os trocadores bitubulares suportam pressões maiores que 150000 Pa, valor este que consiste aproximadamente da pressão limite a que os trocadores de placas podem ser sujeitos. Quando o espaço no qual o trocador de calor será instalado/construído é reduzido, é preferível o uso dos trocadores de placas paralelas, pois possuem a característica de compactação.

Possíveis problemas com o uso de trocadores de calor bitubulares

Dependendo da construção do trocador de calor bitubular, sua limpeza pode ser difícil de realizar. Por exemplo, nos casos em que uma das extremidades do anular é soldada ao tubo interno e a outra, tratada com sistema de prensa/preme gaxetas, não é possível a limpeza mecânica (exemplo: água junto do uso de escovas de nylon) da região anular, uma vez que a desmontagem do trocador se torna inviável.

Além disso, em arranjos nos quais seja necessária uma grande quantidade de conexões e flanges, mesmo fazendo uso de gaxetas para a vedação, vazamentos podem ocorrer. Estes vazamentos podem ser causados pelo tempo de uso das gaxetas, erro no ajuste das conexões, pressões maiores que as de projeto, entre outros fatores.

Outro problema comum, geralmente ocorre quando da entrada em operação do trocador de calor bitubular. Neste momento, se o escoamento for líquido-líquido, por exemplo, os gases presentes no interior do sistema devem ser eliminados. Dependendo do comprimento do trocador e da presença de gás no tubo interno, pode-se formar um escoamento bifásico gás-líquido que, de acordo

com o seu padrão de escoamento, pode vir a prejudicar a eficiência de equipamentos de bombeio.

O controle da vazão mássica de entrada dos fluidos deve ser feito com perícia, já que uma variação nele pode acarretar mudanças abruptas de pressão nas correntes que, a depender de sua magnitude, podem danificar os equipamentos de troca térmica.

A verdade é que todos esses problemas podem ser evitados desde que haja planejamento e prevenção no momento de elaboração do projeto, além de inspeção dos equipamentos em operação. Um exemplo prático: caso as correntes de entrada não estejam totalmente livres de impurezas, certamente o trocador de calor perderá performance (devido à deposição nas paredes), necessitando, assim, de uma parada de operação até que sua limpeza seja realizada.

Reflita

Quais poderiam ser os impactos de uma parada de operação de um trocador de calor num determinado processo de produção?

Vantagens e desvantagens do trocador de calor de placas paralelas

As vantagens inerentes do uso dos trocadores de calor de placas paralelas se dão:

- no processo de limpeza → uma vez que o trocador é facilmente desmontável, podendo, praticamente, todas as suas peças serem inspecionadas e limpas;
- no aspecto econômico → necessita de espaço reduzido para instalação, oferecendo grande área superficial de troca térmica por unidade de volume;
- na flexibilidade da montagem → o trocador de placas paralelas pode ser remontado de acordo com a área de troca térmica necessária para aquecer, refrigerar ou fazer ambas as operações conjuntas, adicionando aos pedestais quantas placas forem necessárias, limitando tal ação à capacidade do equipamento;
- no rendimento térmico → possuem elevada eficiência na transferência de calor entre os fluidos.

A principal desvantagem dos trocadores de calor de placas paralelas é no tocante à limitação da pressão (cerca de 150000 Pa). Uma saída eficiente para se trabalhar com pressões mais altas é por meio da soldagem das placas, entretanto, tal ação resulta na impossibilidade de se limpar o trocador de calor internamente, criando, assim, uma desvantagem considerável. Os valores baixos de pressão suportada também dificultam o uso dos trocadores de placas em operações de evaporação e condensação.

Além das limitações de pressão, os trocadores de calor de placas paralelas comumente são usados a temperaturas menores que $145\ ^{o}C$, devido ao material empregado na construção das gaxetas (elastômeros). Ademais, outro problema, também comum aos trocadores de calor bitubulares, é relativo ao vazamento dos fluidos, no entanto, no trocador de placas o vazamento mais usual é decorrente da fricção entre os componentes que formam os canais.

Pesquise mais

Alguns fabricantes disponibilizam seus itens de catálogo na Internet, outros disponibilizam vídeos dos seus equipamentos de troca térmica, suas características, funcionamento etc. No link a seguir você poderá visualizar, de maneira sucinta, concisa e direta (2 min de vídeo) a montagem e o princípio de funcionamento de um trocador de calor de placas paralelas em contracorrente: *Sondex Plate Heat Exchanger - Working Principle*. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms>. Acesso em: 17 out. 2017.

Sem medo de errar

A empresa contratante deseja saber qual seria o comprimento em função do número de canais ($L = f(N)$) empregando-se um trocador de calor de placas paralelas, assumindo que ele seja de forma geométrica cúbica, contracorrente, e sabendo que as temperaturas de entrada e saída do óleo devem ser de $100\ ^{o}C$ e $58\ ^{o}C$ (temperatura de interesse), com vazão mássica de 0,15 kg/s e a temperatura de entrada da água de $20\ ^{o}C$ numa vazão de 0,25 kg/s.

Hipóteses:

1. Propriedades dos fluidos constantes.

2. Escoamentos de óleo e água plenamente desenvolvidos, regime estacionário.

3. Fatores de deposição desprezíveis.

4. Resistência térmica condutiva nas placas desprezíveis.

5. Coeficientes de transferência de calor por convecção iguais nas duas superfícies de cada canal (placa) e em todos os canais ocupados por determinado fluido.

6. Perda de calor desprezível para o meio.

7. Mudança nas energias cinética e potencial no referido sistema desprezíveis.

8. Espessura de cada canal << que o comprimento global L $a = \frac{L}{N}$ com $N = 50$).

Como as temperaturas de entrada e saída das correntes são as mesmas empregadas no cálculo do trocador bitubular, as propriedades dos fluidos são obtidas da mesma forma. Assim, para a água, usando o Quadro 1.2 para $\bar{T} \approx 27\ ^{o}\text{C}$: $c_p = 4179\ \text{J/kg·K},\ \mu = 855 \times 10^{-6}\ \text{Pa·s},\ k = 0{,}613\ \text{W/m·K},\ \text{Pr} = 5{,}83$. As propriedades do óleo na $\bar{T} = \frac{(100+58)}{2} = 79\ ^{o}\text{C} = 352\ \text{K}$, através da interpolação entre 350 K e 360 K (ver Quadro 1.1), são: $c_p = 2127\ \text{J/kg·K},\ \mu = 3{,}35 \times 10^{-2}\ \text{Pa·s},\ k = 0{,}138\ \text{W/m·K}$. As massas específicas são dadas por $\rho = \frac{1}{v_{específico}}$. Desta forma, $\rho_{água} = 997\ \text{kg/m}^3$ e $\rho_{óleo} = 853\ \text{kg/m}^3$.

Precisamos calcular os coeficientes convectivos inerentes das correntes de água e óleo para, então, termos o coeficiente global de transferência de calor. Vamos supor que ambos os escoamentos são laminares. Assim, calculando para a água:

Do Quadro 1.4, assumindo que a razão $L/a \rightarrow \infty$ e a temperatura na superfície das paredes seja constante, temos $\text{Nu} = \frac{h_{água} D_{hidráulico}}{k} = 7{,}54$.

Quadro 1.4 | Valores do número de Nusselt ($\text{Nusselt}\ (\text{Nu} = \frac{hD_{hidráulico}}{k})$) em diferentes seções transversais, assumindo escoamento laminar plenamente desenvolvido (fluxo de calor ou temperatura constante na superfície).

Nu				
Seção transversal	L/a	q''_{sup}	T_{sup}	*f x Re*
	---	4,36	3,66	64
	1,0	3,61	2,98	57
	∞	8,23	7,54	96

Fonte: adaptada de Bergman et al. (2016, p. 350).

Como $D_{hidráulico} = \frac{4A_t}{P} = \frac{4\left(\frac{L}{N}L\right)}{2\left(\frac{L}{N}+L\right)} = \frac{4L \times a}{2L\left(\frac{a}{L}+1\right)} = 2a$. Logo,

$h_{água} = \frac{7{,}54 \times 0{,}613}{2a} = 2{,}31(\text{W/m}\cdot\text{K}) \times \frac{N}{L}$. Similarmente, para o óleo:

$h_{óleo} = \frac{7{,}54 \times 0{,}138}{2a} = 0{,}520(\text{W/m}\cdot\text{K}) \times \frac{N}{L}$. A área total de transferência de calor é: $A_{troca} = L^2(N-1)$. Sabendo que $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$ e que a taxa de transferência de calor e a ΔT_{ml}, calculadas na SP1, foram respectivamente, 13400 W e 51,2 °C, chegamos a $\frac{L^2(N-1)}{(1/h_{água})+(1/h_{óleo})} = \frac{q}{\Delta T_{ml}}$

Substituindo os valores conhecidos e explicitando o comprimento L em função de N, obtemos:

$L = \frac{13400}{51{,}2(N-1)} \frac{1}{N}\left(\frac{1}{2{,}3} + \frac{1}{0{,}52}\right) = \frac{617}{(N-1)N}$ m. Assumindo que o trocador possua 50 placas (canais), como foi proposto, a dimensão característica será de $L = \frac{617}{49 \times 50} = 0{,}25$ m, de maneira que a espessura de cada canal (a) e o diâmetro hidráulico são: $a = \frac{0{,}25}{50} = 0{,}0050$ e $D_{hidráulico} = 2 \times 0{,}005 = 0{,}010$ m. O volume do trocador de calor de placas cúbico é de $V_{trocador} = 0{,}25^3 = 0{,}016\ \text{m}^3$, enquanto que o volume do trocador bitubular calculado anteriormente é de $0{,}17\ \text{m}^3$. Assim, optando pelo trocador de placas, teremos uma redução no volume do trocador em relação ao bitubular de 90,6%. Além disso, cabe mencionar que

apenas o volume do trocador de placas está dentro do valor limite de especificação de $0{,}10\ m^3$, dado pela empresa contratante. Agora, para calcular a queda de pressão, precisamos das velocidades médias e dos números de Reynolds das correntes quente e fria. Partindo da corrente fria (água), temos:

$$u_{m,água} = \frac{\dot{m}_{água}}{\rho A_t} = \frac{2 \times 0{,}25}{997 \times (0{,}25^2)} = 0{,}0080 \text{ m/s}$$ e

$\text{Re}_{água} = \frac{\rho u_{m,água} D_{hidráulico}}{\mu} = \frac{997 \text{ x } 0{,}0080 \text{ x } 0{,}01}{0{,}000855} = 93$. Similarmente, desenvolvendo para a corrente quente:

$u_{m,óleo} = \frac{\dot{m}_{óleo}}{\rho A_t} \frac{2 \text{ x } 0{,}15}{853 \text{ x } (0{,}25^2)} = 0{,}0056 \text{ m/s}$ e $\text{Re}_{óleo} = 1{,}4$, sendo ambos escoamentos laminares, mostrando que o uso do Quadro 1.4 para o cálculo de Nu é válido. Por fim, a queda de pressão em cada escoamento é dada como segue:

$$\Delta p_{água} = \left(\frac{96}{93}\right) \frac{997(0{,}0080)^2}{2 \text{ x } 0{,}01} 0{,}25 = 0{,}82 \text{ N/m}^2$$ e

$\Delta p_{óleo} = \left(\frac{96}{1{,}4}\right) \frac{853(0{,}0056)^2}{2 \text{ x } 0{,}01} 0{,}25 = 23 \text{ N/m}^2$. Cabe mencionar que N/m^2 pode ser representado por Pascal (Pa).

Para o trocador bitubular, fazendo de maneira análoga, chega-se a:

$$\Delta p_{óleo} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{\rho u_m^2}{2 D_{hidráulico}} L = \frac{64}{78} \frac{853\left(4 \times 0{,}15 / \pi 853\left(0{,}048^2 - 0{,}0254^2\right)\right)^2}{2(0{,}048 - 0{,}0254)} 100 = 28238 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_{água} = f \frac{\rho u_m^2}{2 D_i} L = (0{,}790 \ln(14665) - 1{,}64)^{-2} \frac{997\left(4 \times 0{,}25 / \pi 997\left(0{,}0254^2\right)\right)^2}{2 \times 0{,}0254} 100 = 4226 \text{ N/m}^2$$

Comparando a queda de pressão dos trocadores de calor bitubular e de placas paralelas, podemos notar uma redução, tanto na corrente de água como na do óleo, em valores de 99,98% e 99,92% quando usamos o trocador de placas. Diante de tal cenário você pode concluir que o trocador de placas paralelas, neste caso, é a melhor opção para a empresa contratante, uma vez que, além de diminuir o volume ocupado, também diminui drasticamente a queda de pressão.

Avançando na prática

Análise da efetividade e do número de unidades de transferência (NUT) inerente ao trocador de placas paralelas na refrigeração de óleo lubrificante

Descrição da situação-problema

A aplicação do método da efetividade, o número de unidades de transferência (NUT), além da relação efetividade-NUT, são alternativas bastante efetivas no cálculo de parâmetros de projeto de trocadores de calor quando não se sabe a temperatura de saída de uma das correntes. Sabendo disso, o seu supervisor está interessando em conhecer o valor da efetividade do trocador de placas cúbico de comprimento característico de 0,25 m, qual seu respectivo NUT e qual a razão $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}}$ dele. Considerando que o trocador necessita resfriar óleo de $100\ ^{o}C$ para $58\ ^{o}C$ a uma vazão de 0,15 kg/s, por meio de uma corrente fria de água com vazão de 0,25 kg/s a $20\ ^{o}C$. Além disso, comparando-se com o trocador de calor bitubular analisado anteriormente ($\varepsilon = 0{,}53$ e NUT = 0,82), qual possui maior efetividade, maior NUT e maior razão $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}}$?

Resolução da situação-problema

A efetividade é dada pela relação $\varepsilon \quad \frac{q}{q_{máxima}}$. Partindo-se da taxa máxima de transferência de calor do trocador $q_{máxima} = C_{mínimo}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)$ onde $C_{mínimo} = 319\ \text{J/s·K}$ é o menor valor entre $C_{óleo} = 0{,}15 \text{ x } 2127 = 319\ \text{W/K}$ e $C_{água} = 0{,}25 \times 4179 = 1045\ \text{W/K}$, temos:

$q_{máxima} = 319(100 - 20) = 25520\ \text{W}$. Assim, a efetividade é de 0,53, que representa o mesmo valor da efetividade do trocador de calor bitubular. O NUT é dado pela equação $\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{mínimo}}$, apresentando valor de $\text{NUT} = \frac{\frac{L^2(N-1)}{\left(1/h_{água}\right)+\left(1/h_{óleo}\right)}}{C_{mínimo}} = \frac{\frac{0{,}25^2(50-1)}{(0{,}25/50)[(1/2{,}31)+(1/0{,}520)]}}{319} = 0{,}82$. Mediante análise dos resultados, verificamos que tanto a efetividade quanto o NUT

são iguais para ambos os trocadores de calor. Isto deve-se ao fato de que a temperatura do óleo na saída tenha sido prescrita e a taxa de transferência de calor é igual em ambos. Um fator muito importante e que deve ser levado em conta é a razão área de troca térmica pelo volume total do trocador. Fazendo tal análise para o trocador de calor bitubular, temos:

$$\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} = \frac{\pi D_i L}{\pi\left(D_e^2/4\right)L} = \frac{4\times 0{,}0254}{0{,}048^2} = 44\ \mathrm{m^2/m^3}.$$ Já para o trocador de placas paralelas:

$$\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} = \frac{L^2(N-1)}{L^3} = \frac{0{,}25^2(49)}{0{,}25^3} = 196\ \mathrm{m^2/m^3}.$$ Desta maneira, podemos concluir que o trocador de calor de placas troca mais calor por unidade de volume. Isto explica a sua menor dimensão para trocar a mesma quantidade de calor entre as correntes de óleo e água. Cabe mencionar que este valor de $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} = 196\ \mathrm{m^2/m^3}$ está abaixo do valor de referência para o trocador de placas, que é de $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}} = 400\ \mathrm{m^2/m^3}$ em escoamento líquido-líquido.

Faça valer a pena

1. A empresa contratante confiou outra tarefa para a empresa na qual você trabalha. Numa outra planta, são armazenados benzeno e tolueno em tanques próximos entre si. Para que o benzeno possa produzir outras substâncias químicas, é necessário que ele seja aquecido. Como o tolueno está numa temperatura mais alta, existe a possibilidade de bombeá-lo para troca térmica através de trocadores de placas, aquecendo, desta forma, o benzeno.

Sabendo que o benzeno, a uma vazão de 1,24 kg/s, precisa ser aquecido de $27\ ^{o}\mathrm{C}$ para $50\ ^{o}\mathrm{C}$ por um escoamento de tolueno contracorrente entrando a $71\ ^{o}\mathrm{C}$ e saindo a $38\ ^{o}\mathrm{C}$ (também para ser reaproveitado em outro processo), qual é a vazão mássica de tolueno? Qual é o número de trocadores de calor que devem ser empregados neste processo de aquecimento do benzeno, sabendo que cada um possui área total de troca térmica de $1\ \mathrm{m^2}$?

Dados: Os calores específicos do benzeno e tolueno em suas temperaturas médias de operação são, respectivamente, 1780 e $1840\ \mathrm{J/kg.K}$ e o coeficiente global de transferência de calor $U = 846\ \mathrm{W/m^2.K}$.

a) 40 kg/s e 5.

b) 2,2 kg/s e 5.

c) 0,84 kg/s e 7.

d) 2,1 kg/s e 6.

e) 0,84 kg/s e 4.

2. Determinada empresa, ao saber que precisaria de alguns trocadores de calor de placas paralelas para aquecer benzeno de sua unidade produtiva, acredita que haja uma alternativa mais viável e, sendo assim, pediu para a empresa de consultoria na qual você trabalha para colaborar nesta problemática. Desta maneira, o seu supervisor pediu para que você analisasse a seguinte proposta.

Qual seria o comprimento característico (global) se fosse utilizado um único trocador de calor cúbico, com 100 placas paralelas, para aquecer o benzeno de $27\ ^{o}C$ para $50\ ^{o}C$ a uma vazão de 1,24 kg/s, por meio de tolueno entrando a $71\ ^{o}C$ e saindo a $38\ ^{o}C$. Qual a razão área de troca pelo volume total do trocador? Qual a sua respectiva efetividade? Qual a espessura de cada canal (placa) assumindo que todos possuam a mesma dimensão?

Dados: Os calores específicos do benzeno e tolueno em suas temperaturas médias de operação são, respectivamente, 1780 e $1840\ J/kg \cdot K$, o coeficiente global de troca térmica $U = 846\ W/m^2 \cdot K$ e a $\Delta T_{ml} = 15,5\ ^{o}C$.

a) 0,300 m, 500 m^2/m^3, 0,25 e 2,10 m.

b) 0,198 m, 500 m^2/m^3, 0,75 e 0,00198 m.

c) 0,300 m, 400 m^2/m^3, 0,52 e 8,10 m.

d) 0,250 m, 600 m^2/m^3, 0,75 e 0,00450 m.

e) 0,250 m, 400 m^2/m^3, 0,65 e 400 m.

3. No projeto de determinado processo de aquecimento de benzeno com uso de tolueno, a empresa contratante questionou o seu supervisor a respeito de qual seria o melhor cenário para um trocador de calor de placas paralelas cúbico: escoamento em paralelo ou contracorrente. Como ele confia em você, destinou-lhe esta tarefa, dentre outras passadas por tal empresa.

Partindo das temperaturas de entrada e saída do benzeno (corrente fria com vazão de 1,24 kg/s), $27\ ^{o}C$ e $50\ ^{o}C$, e do tolueno (corrente quente), $71\ ^{o}C$ e $38\ ^{o}C$, haveria a possibilidade de colocar um trocador de calor com 100 placas paralelas (cúbico) numa configuração com correntes em paralelo? Assumindo que ele esteja em contracorrente, qual seria a área

de troca térmica necessária para se chegar a uma efetividade de 0,95? E o correspondente comprimento característico L? A razão área de troca pelo volume total aumentaria em quantos %, tomando como valor de referência para comparação a razão $\frac{A_{troca}}{V_{trocador}}$ de $600\ m^2/m^3$?

Dados: Os calores específicos do benzeno e tolueno em suas temperaturas médias de operação são $1780\ J/kg \cdot K$ e $1840\ J/kg \cdot K$, respectivamente, o coeficiente global de transferência de calor é $U = 846\ W/m^2 \cdot K$ e $\Delta T_{ml} = 15{,}5\ ^oC$.

a) Não, 4,93 m^2, 0,223 m e + 26%.

b) Sim, 3,00 m^2, 0,400 m e – 26%.

c) Não, 4,93 m^2, 0,223 m e – 26%.

d) Não, 6,94 m^2, 0,320 m e – 19%.

e) Sim, 4,93 m^2, 0,420 m e + 90%.

Referências

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa**: uma abordagem prática. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. 2. ed. LTC, 1982.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 5. ed. McGraw-Hill, 1993.

SONDEX Plate Heat Exchanger - Working Principle. 2014. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms>. Acesso em: 17 out. 2017

URNODES. **Ansys fluent tutorials -03: cfd analysis of concentric tube heat exchanger**. 2015. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=UUQiEUIm6AA>. Acesso em: 6 out. 2017

Trocadores de calor do tipo casco e tubo

Convite ao estudo

Caro aluno, nesta unidade aprenderemos sobre conceitos, características, cálculos e métodos de projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo. Você sabia que são inúmeras as aplicações de trocadores de calor e que este é o tipo de trocador mais utilizado industrialmente? Eles podem ser utilizados para aquecer, resfriar, evaporar, condensar, pasteurizar, secar, cristalizar, entre outras aplicações.

Com base nesse raciocínio e assimilando todos os assuntos relevantes ao tema desta unidade, temos como competências compreender o funcionamento de trocadores de calor casco e tubo e realizar a seleção e projeto desses trocadores, tendo como produto desta unidade a aplicação do conhecimento sobre projetos de trocadores de calor casco e tubo.

A fermentação é utilizada para a produção de cerveja, vinhos e licores e é um dos processos no qual podemos aplicar os trocadores de calor. Além da fermentação, são utilizados anteriormente nos processos de mosturação e fervura, sendo que todo o processo pode durar semanas. A mosturação consiste na produção do mosto, extraindo-se os açúcares fermentáveis do malte. Ao mosto é acrescido o lúpulo, enquanto ele é aquecido por algumas horas. Após o que, o mosto é separado do lúpulo e resfriado por meio de um trocador de calor. Por fim, a cerveja é fermentada, carbonatada e envasada.

Uma cervejaria artesanal encontra-se há dez anos no mercado de bebidas e deseja implementar novos sabores ao seu produto. Isso leva a necessidade de otimizar o uso do espaço para viabilizar o aumento de produção. Você é o profissional responsável por esta cervejaria e seu gestor te

solicitará vários desafios durante esse processo de expansão. Em um deles, você deverá escolher um trocador de calor de casco e tubo para realizar o resfriamento do mosto, antes do início da fermentação das matérias-primas. Assim, deverá considerar fatores construtivos e questões operacionais, visando aumentar a eficiência do trocador. Você também precisará projetar um trocador de calor de casco e tubo com área térmica menor que 70 m^2 e que atenda as exigências do processo. Além disso, para que ocorra uma expansão com abertura de uma nova loja, você deve avaliar se um trocador com configuração 1:8 (em estoque) garantiria o resfriamento para este processo. Quais fatores devem ser levados em consideração para projetar um trocador de calor de casco e tubo? Quais os tipos disponíveis no mercado? Como você calcula a capacidade de resfriamento de um trocador?

Na Seção 2.1, estudaremos as principais características de trocadores de calor casco e tubo, compreendendo conceitos relacionados a eles, como queda de pressão, deposição, coeficientes de troca térmica e diferenças de temperaturas. Nas seções seguintes serão abordados conteúdos sobre os cálculos associados a esses trocadores e os métodos de projeto, respectivamente.

Seção 2.1

Trocadores de calor casco e tubo - introdução

Diálogo aberto

Você, como responsável pelo processo químico, deverá ser capaz de desenvolver e aplicar processos de transformação nos quais estão envolvidas modificações químicas e físicas dos materiais. Para que este processamento seja possível são necessários diversos equipamentos e acessórios, como válvulas e dispositivos de controle. Você sabia que muitos desses equipamentos têm a capacidade de absorver ou liberar calor? Assim, são inúmeras as aplicações dos trocadores de calor na indústria química. Vale relembrar que trocadores de calor são dispositivos utilizados com a finalidade de troca térmica entre dois ou mais fluidos de temperaturas diferentes.

Em termos de produção, a indústria de cervejas destaca-se em segundo no setor de bebidas, perdendo apenas para a fabricação de refrigerantes. As cervejarias artesanais vêm despontando regionalmente, sendo que o produto é visto como um diferencial, instigando apreciadores. Considere que uma cervejaria artesanal, que há uma década encontra-se no mercado de bebidas, pretende implementar três sabores diferentes ao seu produto: a cerveja adocicada, a forte e a frutada. Para isso, a empresa precisa expandir seu espaço e seus equipamentos. Considere que seu gestor pediu para você elaborar um relatório indicando qual o trocador de calor deve ser utilizado na etapa de resfriamento do mosto, antes de entrar no fermentador. Diante dos conceitos e características que serão estudados nesta seção, o trocador de calor do tipo casco e tubo poderia ser uma opção viável para utilizar na expansão desta empresa? Quais as vantagens deste tipo de trocador de calor? Quais são os elementos que constituem esse trocador? Quais questões operacionais poderiam surgir que diminuiriam a eficiência desse trocador? O perfil de escoamento desse tipo de equipamento é em paralelo, contracorrente ou outro tipo particular?

Para resolver a problemática apresentada, você deverá compreender as características e elementos de um trocador do tipo casco e tubo, além de conceitos como queda de pressão e os coeficientes de troca térmica. Sendo assim, vamos aprender um pouco mais sobre este tipo de trocador!

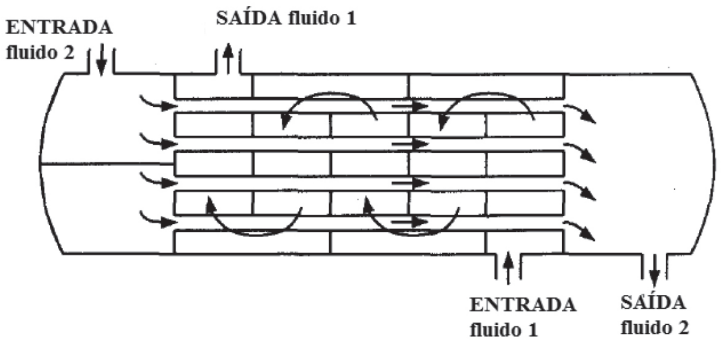
Não pode faltar

Características de trocadores de calor casco e tubo

Os trocadores de calor são dispositivos utilizados para realizar o processo da troca térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas. Como há uma crescente preocupação pela conservação de energia, é de suma importância que o trocador seja escolhido de acordo com as características do processo, de forma a garantir a sua eficácia.

Trocadores de calor do tipo casco e tubo funcionam em fluxo contínuo. Sua construção básica consiste em grupo de tubos em paralelo, que se encontram internos a uma carcaça cilíndrica. O fluido quente, geralmente, circula no interior dos tubos trocando calor com o fluido frio, de diferente temperatura, que flui na parte externa dos tubos, sendo limitado pela carcaça. Uma configuração é mostrada na figura a seguir.

Figura 2.1 | Esquema de um trocador de calor casco e tubo, um passo no casco e um passo nos tubos (trocador do tipo 1:1)



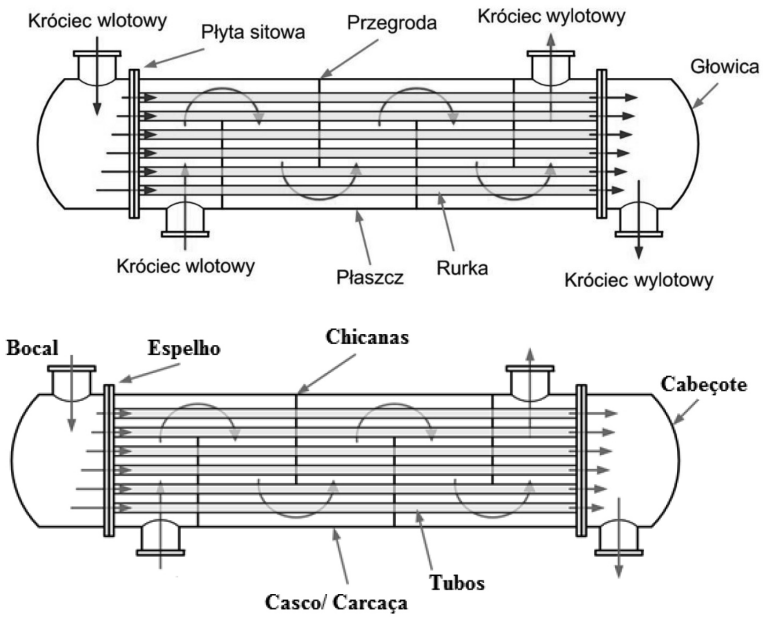
Fonte: adaptada de Geankoplis (1998, p. 302).

Os trocadores de calor de casco e tubo são os mais amplamente empregados na indústria química, visto que podem ser utilizados por uma ampla gama de fluidos, já que são fabricados a partir de aços de liga resistente à corrosão. Além disso, eles são construídos com uma superfície de transferência de calor muito grande em um volume relativamente pequeno, possuindo, então, baixo custo por unidade de

área de troca térmica. Sua desvantagem consiste em ter uma relativa inflexibilidade construtiva.

Os componentes constituintes deste trocador de calor encontram-se na Figura 2.2. Os tubos estão fixos pelas extremidades em dois discos de chapa, denominados espelhos. Os espelhos são flangeados à carcaça e aos cabeçotes, que tem por finalidade coletar o fluido dos tubos, promovendo o retorno e distribuindo o fluido pelos tubos. As chicanas têm a função de suportar os tubos e de garantir o fluxo cruzado do fluido do casco, aumentando a troca de calor pelos fluidos, que entram e saem do trocador pelos bocais. Vale ressaltar que os elementos construtivos desse tipo de trocador podem favorecer a turbulência do escoamento, resultando em elevados coeficientes de transferência de calor.

Figura 2.2 | Componentes de um trocador de calor casco e tubo



Fonte: adaptada de: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f6/Wymiennik_BEM_jednobiegowy.jpg>. Acesso em: 28 set. 2017.

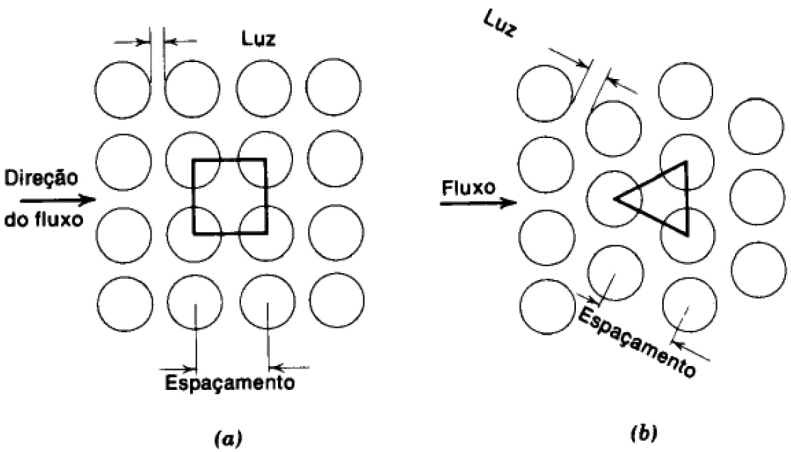
Reflita

O vídeo disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=9mV1tJ3uMwc>. Acesso em: 28 set. 2017. Apresenta apresenta o funcionamento de um trocador de calor do tipo casco e tubo e seus elementos básicos. Por que este trocador é considerado um trocador de espelho fixo?

O espaçamento entre tubos consiste na menor distância centro a centro de tubos adjacentes. A Figura 2.3 apresenta os arranjos usuais das configurações de feixes de tubos. Segundo Foust et al. (1982), cada configuração possui uma vantagem: a disposição triangular (Figura 2.3b) resulta em uma maior turbulência do fluido no casco e a quadrangular (Figura 2.3a) facilita a limpeza externa dos tubos, proporcionando maior coeficiente de troca de calor e menor queda de pressão.

A Figura 2.3 ainda apresenta os termos luz e espaçamento. O espaçamento entre tubos é definido como a menor distância centro a centro entre tubos adjacentes. Já a luz entre os tubos consiste na menor distância entre tubos adjacentes.

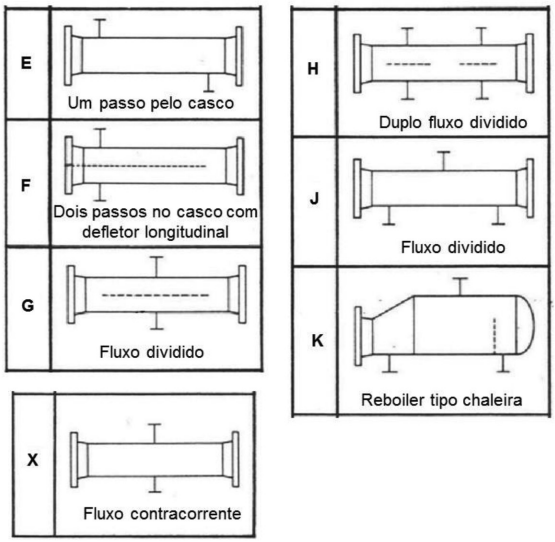
Figura 2.3 | Disposições geométricas dos tubos de um feixe: (a) arranjo quadrangular e (b) arranjo triangular



Fonte: Foust et al. (1982, p. 305).

A Associação Norte-Americana de Fabricantes de Trocadores de Calor do Tipo Casco e Tubo (*Tubular Exchanger Manufacturers Association* - TEMA) classifica os diversos tipos de arranjos mecânicos usados para esses tipos de trocadores de calor, como apresentado na próxima figura.

Figura 2.4 | Classificação dos tipos de cascos, segundo a TEMA



Fonte: adaptada de Coulson e Richardson (2011, p. 506).

O tipo de casco E, apresentado nas Figuras 2.1 e 2.2, com bocais de entrada e de saída nas extremidades opostas, é o mais simples e o mais utilizado nos projetos de trocadores, além disso, será o mais abordado nesta unidade.

O trocador tipo F tem um defletor longitudinal que possibilita duas passagens no casco; a queda de pressão em dois passos no casco é cerca de oito vezes maior do que a encontrada no design do tipo E (COULSON; RICHARDSON, 2011).

Já o trocador tipo G possui desempenho superior, embora a queda de pressão seja semelhante à obtida nos trocadores do tipo E. Este projeto é usado principalmente para *reboilers* e apenas ocasionalmente para sistemas em que não há mudança de fase. Quando deseja-se reduzir a perda de carga do fluido do casco, podemos utilizar o tipo H.

Pesquise mais

Reboilers são também denominados refervedores. Mas o que são refervedores? São trocadores de calor utilizados para fornecer a carga térmica na base de uma torre de destilação, cujo objetivo deste último equipamento é separar os constituintes, com pontos de ebulição diferentes de uma solução.

O trocador tipo J, com uma entrada e dois bocais de saída, tem uma queda de pressão de um oitavo do tipo E, e possui aplicação em refrigeradores de gás e em condensadores que operam a baixas pressões. Já o tipo K é utilizado em refervedores e em circuitos de refrigeração.

No tipo X, sem defletores cruzados, o fluido do lado do casco está em contracorrente pura, possibilitando operar em pressões baixas. Esse tipo de projeto também é usado para refrigeração e condensação a baixas pressões.

Queda de pressão e deposição em trocadores de calor

Como você viu anteriormente, ao projetarmos um trocador de calor, precisamos considerar o depósito de sujeira. Você já pensou que o depósito de sujeira sobre as superfícies de troca térmica é um problema frequente em equipamentos de transferência de calor? De acordo com Foust et al. (1982), esse depósito pode aparecer de diversas formas, podendo ser:

- Uma simples sujeira, depositada por fatores mecânicos.
- Um depósito formado pelas reações químicas entre o fluido e o tubo.
- Uma estrutura cristalina, depositada em virtude da curva de solubilidade invertida de algum constituinte presente no fluido.

Podemos calcular a grandeza da resistência da incrustação, sendo que ela proporcionará uma redução da taxa de troca térmica. É importante destacarmos, ainda, que como a incrustação está sempre crescendo em função do tempo, a resistência também será uma grandeza variável. Logo, são necessários dados sobre o desempenho real do equipamento, para que seja possível a determinação do intervalo de tempo de serviço após o qual seja indispensável a sua limpeza.

Os fatores de incrustação dependem dos seguintes parâmetros: do tipo do fluido e de sua velocidade e temperatura. O Quadro 2.1 mostra alguns fatores de incrustação recomendados pela TEMA.

Tabela 2.1 | Fatores típicos de incrustação

	Fator de incrustação $(h \cdot °F \cdot ft^2/Btu)$	
	Velocidade do fluido	
	Menor que 3 ft/s	Maior que 3 ft/s
Água do mar (até 125 ºF)	0,005	0,0005
Água de poço	0,001	0,001
Salmoura	0,001	0,001
Óleo combustível	0,005	0,005

Fonte: adaptada de Foust et al. (1982, p. 304).

Pesquise mais

Como a incrustação dos trocadores de calor é um grande problema das indústrias químicas, são realizados, frequentemente, estudos objetivando a minimização do impacto causado. Que tal entender mais sobre este assunto? Sugerimos que leia o artigo sobre *Otimização de Desempenho de Trocadores de Calor Compactos*. Disponível em: <http://www.fsma.edu.br/RESA/Edicao1/FSMA_RESA_2015_1_03.pdf>. Acesso em: 23 out. 2017.

A perda de carga num trocador de calor consiste na queda de pressão entre a entrada e a saída do equipamento, sendo que para um determinado processo, estipula-se um valor de perda de carga admissível. Uma queda acima do permitido geraria um consumo maior de energia pelo equipamento ou a perda de sua eficiência.

Tanto a perda de carga quanto a deposição de sujeiras estão associadas à velocidade de escoamento em um trocador. Quanto maior é esta velocidade, mais elevados são os valores de perda de pressão e menores as incrustações, uma vez que elas serão removidas devido à turbulência do escoamento. A relação do fator de incrustação com o coeficiente global de troca térmica é mostrada no item seguinte.

Correlações para determinação dos coeficientes de troca térmica

O coeficiente de transmissão de calor que é medido com mais facilidade é o coeficiente global de troca térmica (*U*). Se conhecermos a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}), a quantidade de calor (*q*) que foi trocada e a área de troca térmica (*A*), podemos facilmente calcular o coeficiente global:

$$q = U \cdot A \cdot (\Delta T_{ml}) \quad \rightarrow \quad U = \frac{q}{A \cdot (\Delta T_{ml})}$$

A determinação de coeficientes globais é muito difícil, pois existem incertezas nas medições das temperaturas superficiais. Você compreenderá que a resistência global é baseada na área da superfície interna (A), assim:

$$\frac{1}{UA} = R_c + R_{condutiva} + R_L + R_d'' \quad \rightarrow \quad \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta x}{k \cdot A_m} + \frac{1}{h_e A_e} + R_d''$$

Em que: U_i é o coeficiente global de troca térmica do fluido interno aos tubos; A_i é a área interna dos tubos; A_e é a área externa aos tubos; $A_m = {(A_i + A_e)}/{2}$ é a área média; k é a condutibilidade térmica do material constituinte dos tubos; Δx é a espessura dos tubos; h_i e h_e são os coeficientes convectivos de transferência de calor dos fluidos interno e externo aos tubos, respectivamente; e $R_c, R_{condutiva}, R_L$ e R_d'' são as resistências do condensado, da parede ou condutiva, do líquido e dos depósitos, respectivamente.

Assimile

Desprezando-se a resistência condutiva, podemos ainda escrever que a resistência dos depósitos será dada por:

$$R_d = \frac{1}{U_{sujo}} - \frac{1}{U_{limpo}}$$

Em que: U_{limpo} e U_{sujo} são os coeficientes de transferência de calor do trocador, sem e com incrustação, respectivamente.

Vamos considerar que não houve incrustação e que as seções são circulares, sendo as áreas proporcionais aos seus respectivos diâmetros (D). Ainda, a área de troca térmica é igual a área interna dos tubos. Multiplicando toda a equação anterior por A_i, tem-se:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x \cdot D_i}{k \cdot D_m} + \frac{D_i}{h_e \cdot D_e}$$

Exemplificando

Considerando que os tubos constituintes de um trocador de casco e tubo possuem diâmetro interno de 15,80 mm e diâmetro externo de 21,50 mm, como podemos calcular a espessura deste tubo (Δx) que será responsável pelo processo de condução no momento da troca térmica?

A espessura será dada por:

$$\Delta x = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{21{,}50 - 15{,}80}{2} = 2{,}85 \text{ mm}$$

Como calcularemos os coeficientes convectivos de transferência de calor dos fluidos interno e externo aos tubos, considerando-se um trocador de calor de casco e tubo?

a) Coeficiente convectivo de troca térmica para o fluido do lado interno dos tubos (h_i):

O equacionamento apresentado a seguir é equivalente ao proposto na Seção 1.1 para o escoamento no interior dos tubos dos trocadores bitubulares, no entanto, agora, para trocadores de calor do tipo casco e tubo.

Assim, podemos calcular este coeficiente utilizando a Equação Sieder-Tate, considerando regime turbulento ($\text{Re} > 10.000$) (COULSON; RICHARDSON, 2011, p. 518):

$$N_{Nu} = \frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = C \cdot (\text{Re})^{0,8} (\text{Pr})^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \rightarrow \frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = C \left(\frac{D_i \cdot G}{\mu}\right)^{0,8} \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k_i}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Sendo que C pode variar de acordo com o fluido, como segue: 0,021 para gases, 0,023 para líquidos não viscosos e 0,027 líquidos viscosos.

Já para regime laminar ($\mathrm{Re} < 2.400$), utiliza-se a equação a seguir: $\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 3{,}66$.

Em que N_{Nu} é o número de Nusselt; k_i é a condutibilidade térmica do fluido que encontra-se interno aos tubos; $\mathrm{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu} = \frac{G \cdot D_i}{\mu}$ é o número de Reynolds, sendo $G = \rho \cdot v$ a velocidade mássica, ρ é a densidade do fluido, v é a sua velocidade e μ é a viscosidade dinâmica; $\mathrm{Pr} = \frac{c_p \mu}{k_i}$ é o número de Prandtl e c_p é a calor específico do fluido; μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede. Vale ressaltar que esta equação é válida quando a temperatura na superfície é considerada constante.

b) Coeficiente convectivo de troca térmica para o fluido do lado do casco (h_e):

Este coeficiente pode ser calculado utilizando-se a Equação Donohue mostrada a seguir.

$$\frac{h_e \cdot D_e}{k_e} = 0{,}2 \left(\frac{D_e \cdot G_e}{\mu} \right)^{0{,}6} \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k_e} \right)^{0{,}33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0{,}14}$$

Em que k_e é a condutibilidade térmica do fluido que encontra-se do lado do casco; μ é a viscosidade dinâmica; c_p é a calor específico; μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede; D_e é o diâmetro externo dos tubos.

Ainda: $G_e = \sqrt{G_b \cdot G_c}$, sendo: $G_b = \frac{\dot{m}}{S_b}$ e $G_c = \frac{\dot{m}}{S_c}$

Em que:

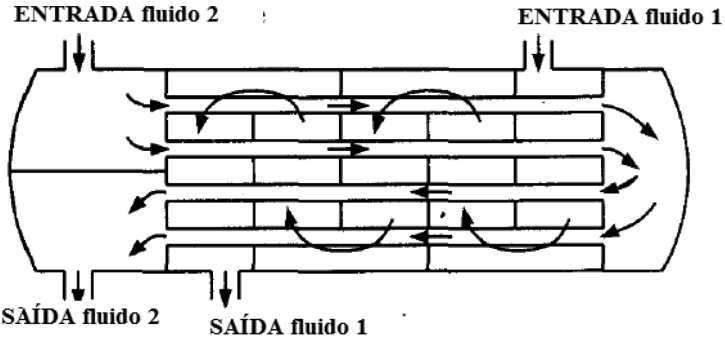
$$S_b = f_b \frac{\pi D_s^2}{4} - N_b \frac{\pi D_e^2}{4} \text{ e } S_c = P \cdot D_s \left(1 - \frac{D_e}{p} \right)$$

G_b é a velocidade mássica baseada em S_b; G_c é a velocidade mássica baseada em S_c; S_b é a área livre para fluxo na janela do defletor; S_c área para o fluxo transversal entre os tubos; f_b é a fração da área da seção transversal do casco ocupada pela janela do defletor (normalmente atribui-se 0,1955); D_s é o diâmetro interno do casco; D_e é o diâmetro externo dos tubos; N_b é número de tubos na janela do defletor; p é distância centro a centro entre os tubos; P é o passo do defletor.

Diferença de temperatura em um trocador de calor do tipo 1:2

Você sabia que para um trocador de calor de casco e tubo, o escoamento nem é em correntes paralelas nem em contracorrentes? Isto ocorre pois, muitas vezes, o escoamento apresenta uma configuração complicada, com diversas correntes, como é mostrado no trocador do tipo 1:2 (um passo no casco e dois passos nos tubos), Figura 2.5.

Figura 2.5 | Esquema de um trocador de calor casco e tubo, um passo no casco e dois passos nos tubos



Fonte: adaptada de Geankoplis (1998, p. 302).

Para o cálculo da média logarítmica de diferença de temperatura (ΔT_{ml}), podemos utilizar a equação que representa o escoamento contracorrente, conforme equação apresentada a seguir. No entanto, é necessário que haja a introdução de um fator corretivo (Y), de forma que se considere a geometria do trocador e o fato de que esse tipo de trocador não possui escoamento padrão (paralelo ou contracorrente).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]}$$

Em que: $T_{q,e}$ e $T_{q,s}$ são as temperaturas do fluido quente na entrada e saída do trocador, respectivamente; $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ são as temperaturas do fluido frio na entrada e saída, respectivamente.

Assim, a diferença de temperatura corrigida será dada por:

$$\Delta T_{corrigido} = Y \cdot \Delta T_{ml}$$

O fator corretivo (Y) também é usado em outros trocadores de calor casco e tubo a escoamento misto, trocadores de um passo no casco, dois ou mais passes nos tubos; dois passes no casco, quatro ou mais passes nos tubos; quatro passes no casco, oito ou mais passes nos tubos; e seis passes no casco, doze ou mais passes nos tubos.

Este fator depende ainda de dois outros parâmetros, o Z e o X. No entanto, os ambos serão estudados na Seção 2.2 desta unidade, quando abordaremos os cálculos de trocadores de calor casco e tubo.

Sem medo de errar

Trabalhando em uma fábrica de cerveja que está em expansão, você precisa entregar um relatório com uma indicação de qual o melhor trocador de calor para o processo de resfriamento do mosto, para a produção da cerveja artesanal. Também há a necessidade de expor neste relatório a resolução de alguns questionamentos: o trocador de calor do tipo casco e tubo poderia ser uma opção viável para a expansão dessa empresa? Quais as vantagens deste tipo de trocador de calor? Quais são os elementos que constituem este trocador? Quais questões operacionais poderiam surgir que diminuiriam a eficiência deste trocador? O perfil de escoamento desse tipo de equipamento é em paralelo, contracorrente ou outro tipo particular?

Um caminho para realizar esta escolha é compreender as vantagens de um trocador de calor de casco e tubo, que são:

- Flexibilidade em relação aos tipos de fluido, isso porque ele pode suportar diversos tipos, resistindo à corrosão e às bruscas mudanças de temperatura.
- A área física (volume ocupado) utilizada pelo o equipamento é mínima: já que a área de troca térmica, proporcionada pelos tubos internos ao casco, é muito grande.
- Elevados coeficientes de transferência de calor: a turbulência no escoamento é favorecida pelos seus elementos construtivos.
- Reduzido custo por unidade de área de troca térmica.

Assim, este tipo de trocador pode ser uma opção viável para essa empresa.

Vale ressaltar que como há várias configurações de trocadores de calor de casco e tubo, e que o escoamento é considerado misto (nem em correntes paralelas nem em contracorrentes), é necessário um estudo detalhado de forma a definir-se as seguintes variáveis relacionadas aos elementos constituintes do trocador (Figura 2.2):

- Materiais de que serão constituídos os elementos do trocador, como o aço carbono, de forma a suportar diversos fluidos e temperaturas.
- O espaçamento entre tubos, de acordo com a queda de pressão permitida no processo.
- O tipo de espelho usado para a fixação dos tubos, seja por solda ou por expansão.
- A escolha do tipo de chicana a ser utilizada, lembrando que ela possui duas funções importantes: fixar os tubos evitando vibração e provocar mudanças na direção do fluxo do fluido do casco, aumentando a sua velocidade e o coeficiente global de troca térmica.
- Identificação da necessidade de dois ou mais bocais de saída/entrada do fluido, de acordo com a configurações propostas pela TEMA (Figura 2.4). Entre outras análises prévias.

A análise desta problemática é fundamental para que possamos compreender as características desse tipo de trocador, relacionando-as com a sua queda de pressão, possíveis incrustações e correlações para a determinação dos coeficientes de troca térmica.

A queda de pressão de um trocador está associada à deposição de sujeiras nele. Aumentando-se a resistência de incrustação, haverá uma redução da taxa de troca térmica e da eficiência do equipamento, muitas vezes impossibilitando sua utilização, caso haja seu entupimento. Logo, uma avaliação de desempenho deve sempre ser realizada no trocador de calor de casco e tubo, de forma que a sua eficácia no processo seja mantida.

Avançando na prática

Análise do coeficiente global de transferência de calor com o trocador limpo e sujo

Descrição da situação-problema

Uma empresa precisa esfriar um fluido de seu processo de produção, a nafta. Para isso, ela utilizará um trocador de calor de casco e tubo que irá operar com água como fluido frio. A água que se encontra no casco tem coeficiente convectivo de 200 $\mathrm{W/m^2 \cdot °C}$ e a nafta que passa pelos tubos tem coeficiente de película de 500 $\mathrm{W/m^2 \cdot °C}$. Durante a operação, foi observado que houve um aumento na resistência à transferência de calor, cujo fator de deposição foi igual a 0,003 $\mathrm{m^2 \cdot °C/W}$. Seu gestor pediu que você analisasse a situação, explicando a razão do aumento da resistência, para que essa situação seja resolvida. Você também deve avaliar qual a redução aproximada do coeficiente global de transferência de calor desse trocador de calor.

Resolução da situação-problema

Para encontrarmos os coeficientes globais de transferência de calor, precisamos relembrar das seguintes equações:

$$\frac{1}{UA} = R_c + R_p + R_L + R_d \quad \rightarrow \quad \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta x}{k \cdot A_m} + \frac{1}{h_e A_e} + R_d$$

Os dados fornecidos pela situação-problema são: $h_i = 500\ \mathrm{W/m^2 \cdot °C}$; $h_e = 200\ \mathrm{W/m^2 \cdot °C}$ e $R_d = 0{,}003\ \mathrm{m^2 \cdot °C/W}$. O problema não forneceu informações referentes à resistência da parede, portanto, desconsideraremos o termo R_p.

Podemos reescrever a equação anterior considerando apenas o trocador limpo, de forma a calcular o coeficiente global sem incrustações. Vale ressaltar que consideraremos A_i igual a A_e.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \rightarrow \frac{1}{U} = \frac{1}{500\ W/m^2 \cdot °C} + \frac{1}{200\ W/^2 \cdot °C} = 0{,}007\ \mathrm{m^2 \cdot °C/W}$$

$$U_{limpo} = 143\ \frac{W}{(m^2 \cdot °C)}$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmico sujo é necessário considerarmos o fator de depósito, logo:

$$\frac{1}{U_{sujo}} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d = \frac{1}{U_{\lim po}} + R_d = 0{,}007 + 0{,}003 = 0{,}01\ \text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

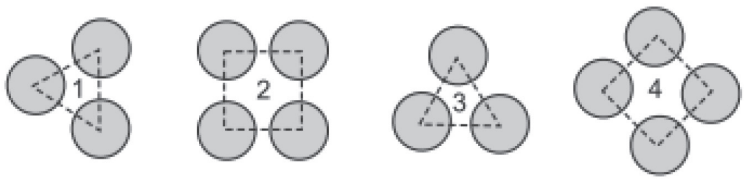
$$U_{sujo} = 100\ \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

O aumento da resistência pode ter sido causado devido a deposição de impurezas, de compostos metálicos e de partículas pesadas do petróleo nas superfícies de troca térmica. Este aumento está associado à redução do coeficiente global de transferência de calor, conforme podemos observar na situação-problema, já que houve uma alteração nesse valor de, aproximadamente, 30%, saindo de $142\ \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$ para $100\ \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$. Essa situação é um grande desafio para diversas áreas industriais, já que essas incrustações acarretam em uma redução da quantidade de calor a ser trocada e, consequentemente, da eficiência do trocador de calor e do processo.

Faça valer a pena

1. Você trabalha em uma indústria que deseja substituir um trocador de calor antigo por um novo.
Sabe-se que o trocador escolhido foi o do tipo casco e tubo e que ele pode apresentar diversas configurações, inclusive em relação aos arranjos dos tubos internos a carcaça. Espera-se, inicialmente, que você consiga reconhecer essas configurações e compreender algumas de suas características. A Figura 2.6 mostra os arranjos mais comuns para uso em trocadores de calor do tipo casco e tubo.

Figura 2.6 | Arranjos de tubos em um trocador de calor de casco e tubo



Fonte: elaborada pela autora

Quanto a esses arranjos, marque a alternativa correta.

a) 1 e 3 são triangulares, 2 e 4 são quadrangulares, e os triangulares têm maior facilidade para limpeza quando comparados com os quadrangulares.
b) 1 e 3 são triangulares, 2 e 4 são quadrangulares, e os triangulares trabalham com maior queda de pressão.
c) 1 e 2 são normais, 3 e 4 são rodados, e os quadrangulares trabalham com maior ΔP.
d) 1 e 4 são rodados, 2 e 3 são normais, e os triangulares trabalham com menor ΔP.
e) 1 e 2 são normais, 3 e 4 são rodados, e os quadrangulares trabalham com menor ΔP.

2. Uma empresa multinacional deseja avaliar o coeficiente de troca de calor por convecção, necessário para um processo em um trocador de calor do tipo carcaça e tubo de diversos fluidos, de forma a compreender o funcionamento térmico desse trocador. O primeiro fluido utilizado por você nesta análise é o benzeno. O trocador de calor possui seus tubos nas seguintes especificações: tubo BWG 16, 7/8'' ($D_i = 19\ \text{mm}$) e temperatura da parede de 29 °C ($\mu_W = 2{,}16\ \text{kg/(h·m)}$). O fluido utilizado no interior dos tubos é o benzeno que se encontra a uma temperatura local de 43 °C e velocidade média de 1,5 m/s.
Calcule o coeficiente convectivo de troca térmica para o fluido do interior do tubo.
Considere as propriedades físicas do benzeno a 43 °C: condutibilidade térmica $k = 0{,}134\ \text{kcal/(h·m·°C)}$; massa específica $\rho = 850\ \text{kg/m}^3$; viscosidade $\mu = 1{,}76\ \text{kg/(h·m)}$; calor específico $c_p = 0{,}43\ \text{kcal/kg·°C}$.

a) $3200\ \dfrac{\text{cal}}{\text{s·m}^2\text{·°C}}$.

b) $200\ \dfrac{\text{kcal}}{\text{h·m}^2\text{·°C}}$.

c) $1601\ \dfrac{\text{kcal}}{\text{h·m}^2\text{·°C}}$.

d) $23850\ \dfrac{\text{cal}}{\text{h·m}^2\text{·°C}}$.

e) $10000\ \dfrac{\text{kcal}}{\text{h·m}^2\text{·°C}}$.

3. Você é o engenheiro encarregado por uma empresa especializada em dimensionamento de equipamentos e pelos cálculos de transferência térmica envolvidos em trocadores de calor. Para tanto, uma indústria o contratou, pois deseja compreender o processo de aquecimento de uma quantidade de óleo de algodão utilizando-se um trocador de calor casco e tubo. Mil barris por dia de óleo de algodão devem ser aquecidos, de 70 até 180 °F, mediante a condensação do vapor de água com uma vazão de $246280\ \text{lb/(h}\cdot\text{ft²)}$. Serão utilizados Dez tubos de cobre ($D_i = 0{,}622\ \text{in}$ e $D_e = 0{,}840\ \text{in}$), cada qual com 6 ft de comprimento, e montados em paralelo em cada passo do trocador. Admite-se que o coeficiente convectivo de transmissão de calor do vapor de água contido no casco seja de $2000\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.
Calcule o coeficiente global de troca térmica e assinale abaixo a alternativa correta.
Considere as propriedades físicas do óleo de algodão a 70 °F: condutibilidade térmica $k = 220\ \text{Btu/(h}\cdot\text{ft}\cdot\text{ºF)}$; densidade $\rho = 7{,}20\ \text{lb/gal}$; viscosidade dinâmica $\mu = 16{,}8\ \text{cP}$; calor específico $c_p = 0{,}456\ \text{Btu/(lb}\cdot\text{ºF)}$; e a viscosidade dinâmica da parede do tubo $\mu_W = 2{,}6\ \text{cP}$.

a) $3000\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.

b) $3000\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.

c) $1500\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.

d) $1800\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.

e) $600\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft²}\cdot\text{°F}$.

Seção 2.2

Cálculo de trocadores de calor casco e tubo

Diálogo aberto

Cada processo industrial tem características e parâmetros diferentes a serem avaliados, de acordo com a vazão mássica de produto a ser obtida e a eficiência requerida pelo processo. Assim, identificamos que o estudo dos parâmetros e dos cálculos que envolvem trocadores de calor de casco e tubo são fundamentais para a inserção destes equipamentos em uma planta química.

Você sabia que os trocadores de calor casco e tubo são os mais comumente utilizados na indústria? Assim, é imprescindível seu interesse por eles. Vimos anteriormente que uma das etapas de produção de cerveja é o resfriamento do mosto, que necessariamente deve acorrercom o auxílio de um trocador de calor.

Trabalhando em uma cervejaria, você foi confrontado com novos desafios: aumentar a variedade de produtos e otimizar o uso do espaço. Umas das suas atribuições foi em relação ao projeto de um trocador de calor de casco e tubo, utilizado no processo de resfriamento do mosto, que não deveria ter uma área de troca térmica maior que 70 m^2. Além disso, deseja-se escolher uma das configurações de trocadores a ser utilizada para o processo. Esse trocador deve ter as especificações apresentadas a seguir. Sabe-se que o mosto, com um coeficiente convectivo de $700\ W/(m^2 \cdot K)$, passará pelo interior dos tubos e deverá ser resfriado de 70 °C a 30 °C. Para isso, deverá ser aquecido 0,4 kg/s de fluido refrigerante, com um coeficiente convectivo de $400\ W/(m^2 \cdot K)$, de 20 °C a 60 °C. O calor específico da água, fluido refrigerante empregado, é $4181\ J/(kg \cdot K)$ para esta faixa de temperatura. Ressalta-se também que não há incrustação no trocador e que a resistência da parede de seus tubos é de $0{,}001\ m^2 \cdot °C/W$.

Para revolver esta problemática, devemos recorrer aos principais cálculos de trocador de calor casco e tubo, como para o coeficiente global de troca térmica, a temperatura média logarítmica, entre outros. Nesta seção, abordaremos os principais cálculos que envolvem esse tipo de trocador, como os cálculos de área, de quantidade de calor e do coeficiente global de transferência de calor.

Seja minucioso em seus estudos e vamos começar!

Não pode faltar

Você viu que os trocadores de calor do tipo casco e tubo não se apresentam em uma configuração de escoamento convencional (paralelo ou contracorrente), e sim em configurações especiais, como serão apresentadas a seguir. Além disso, abordaremos com mais profundidade os dois métodos de cálculo para esse tipo de trocador, o MLTD e o NUT.

Método de Diferença de Temperatura Corrigida (MLDT)

Este método é utilizado quando são conhecidos o coeficiente global de transferência de calor (U) ou as temperaturas de entrada e saída dos fluidos.

A quantidade de calor transferida (q) em um trocador de casco e tubo pode ser calculada utilizando-se a diferença de temperatura média corrigida ($\Delta T_{corrigido}$), já que esse tipo de trocador de calor tem um escoamento particular.

$$q = U \cdot A \cdot \left(\Delta T_{corrigido}\right)$$

Além da equação anterior, podemos calcular **q** utilizando, ou o calor liberado pelo fluido quente ou o calor absorvido pelo fluido frio, os quais devem apresentar valores iguais, considerando que nesta troca térmica, o sistema (trocador) não perde calor para a vizinhança.

$$q = \dot{m}_q \cdot (c_{p,q}) \cdot \left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) = \dot{m}_f \cdot (c_{p,f}) \cdot \left(T_{f,s} - T_{f,e}\right)$$

Em que $\dot{m}$ é a vazão mássica dos respectivos fluidos.

Vimos também, na Seção 2.1, que o $\Delta T_{corrigido}$ deve ser obtido com o uso do fator corretivo (Y), que considera a geometria do trocador, e a força motriz térmica (ΔT_{ml}), como mostrado na equação a seguir:

$$\Delta T_{corrigido} = Y \cdot \Delta T_{ml}$$

Assim:

$$q = U \cdot A \cdot Y \cdot \left(\Delta T_{ml}\right)$$

Assimile

Vale ressaltar que consideraremos a média logarítmica da diferença de temperatura para escoamento contracorrente, conforme apresentado na equação a seguir:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]}$$

Em que $T_{q,e}$ e $T_{q,s}$ são as temperaturas do fluido quente na entrada e saída do trocador, respectivamente; $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ são as temperaturas do fluido frio na entrada e saída, respectivamente.

O fator corretivo (Y) depende de dois outros parâmetros, Z e X, que podem ser obtidos pelas seguintes correlações:

$$Z = \frac{T_{A,e} - T_{A,s}}{T_{B,s} - T_{B,e}} \text{ e } X = \frac{T_{B,s} - T_{B,e}}{T_{A,e} - T_{B,e}}$$

Em que, considerando-se A, o fluido no casco, e B, o fluido nos tubos.

Segundo Coulson e Richardson (2011), para que o método de diferença de temperatura corrigida possa ser aplicado deve-se manter as seguintes condições:

- O fluido do lado do casco deve estar bem misturado, de forma que a sua temperatura seja uniforme na seção transversal.
- Igualdade da área de troca térmica em cada uma das passagens.
- O coeficiente global de transferência de calor é constante em todo o trocador.
- Inexistência de mudanças de fase dos fluidos.
- Os calores específicos são constantes.
- As perdas de calor da unidade são insignificantes.

Segundo Araújo (2013), caso haja a necessidade da escolha de uma configuração de trocador de calor de casco e tubo, sempre se

procurará projetar o trocador mais simples e, portanto, mais barato, com uma passagem no casco. Se o valor do fator Y 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 Y atinja o mínimo necessário.

Reflita

Utilizando-se das correlações Z e X apresentadas, reflita sobre o significado dessas razões adimensionais.

- Z representa a razão das capacidades térmicas horárias? Pode-se dizer que se trata da quantidade de calor necessária para elevar em 1 °F a temperatura das massas de cada um dos fluidos que passam pelo trocador em 1 hora?
- X exprime a eficiência do trocador de calor?

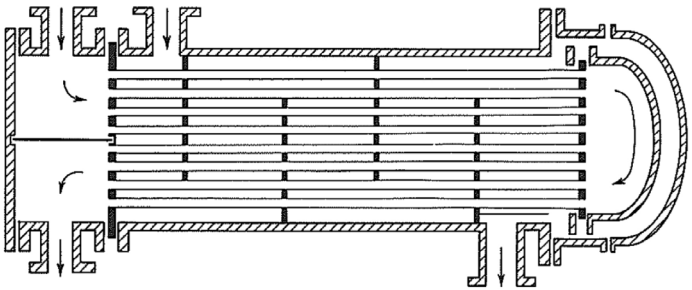
Para isso, considere os calores liberados pelo fluido quente e absorvido pelo fluido frio e a definição de q_{max} .

Vamos apresentar, a seguir, os gráficos para obtermos o fator corretivo (Y), a partir das correlações (X e Z), para cada configuração de trocadores de calor casco e tubo:

a) Um passo no casco, dois ou mais passos nos tubos

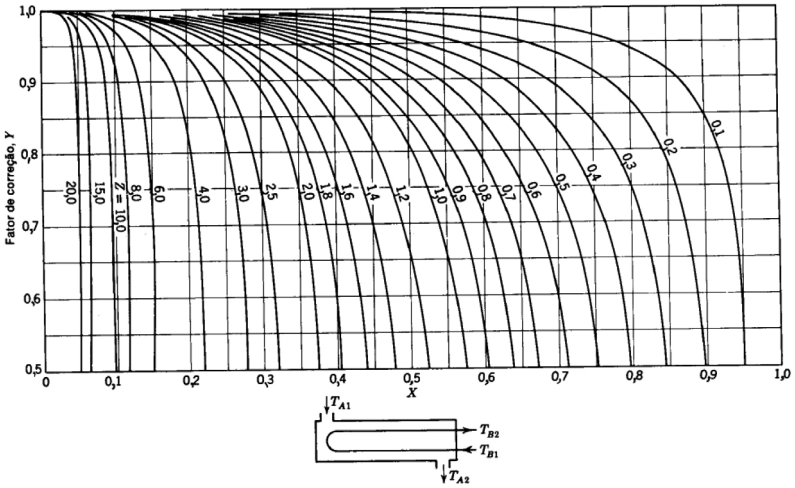
A Figura 2.7 mostra o esquema de um trocador de calor casco e tubo, um passo no casco e dois passos nos tubos e, a Figura 2.8, a correlação gráfica para esse trocador.

Figura 2.7 | Esquema de um trocador de calor do tipo 1:2



Fonte: McCabe, Smith e Harriott (1993, p. 431).

Figura 2.8 | Fator de correção da ΔT_{ml} para um trocador de calor do tipo 1:2



Fonte: Foust et al. (1982, p. 301).

Exemplificando

Vamos obter as razões adimensionais para um trocador de calor do tipo 1:2? Considere que o fluido contido no casco entra a 400 °C e sai a 250 °C, e que o fluido do lado dos tubos entra a 100 °C e sai a 180 °C.

De acordo com os dados do problema, temos:

$T_{A,e} = 400\ °C, T_{A,s} = 250\ °C, T_{B,e} = 100\ °C$ e $T_{B,s} = 180\ °C$. Assim:

$$Z = \frac{T_{A,e} - T_{A,s}}{T_{B,s} - T_{B,e}} = \frac{(400 - 250)\ °C}{(180 - 100)\ °C} \cong 1{,}90$$

$$X = \frac{T_{B,s} - T_{B,e}}{T_{A,e} - T_{B,e}} = \frac{(180 - 100)\ °C}{(400 - 100)\ °C} \cong 0{,}27$$

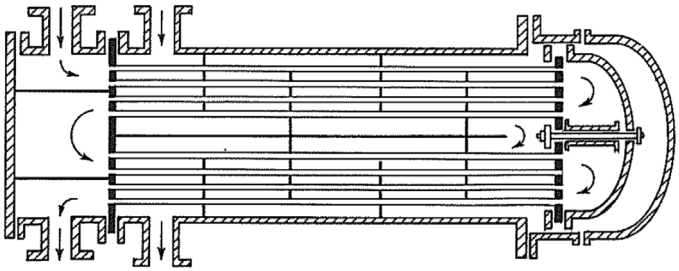
Traçando os valores de Z (curva) e X (abscissa) no gráfico da Figura 2.8, obtemos: $Y = 0{,}94$.

b) Dois passos no casco, quatro ou mais passos nos tubos

A Figura 2.9 mostra o esquema de um trocador de calor casco e tubo, dois passos no casco, quatro passos nos tubos, e a Figura 2.10, a

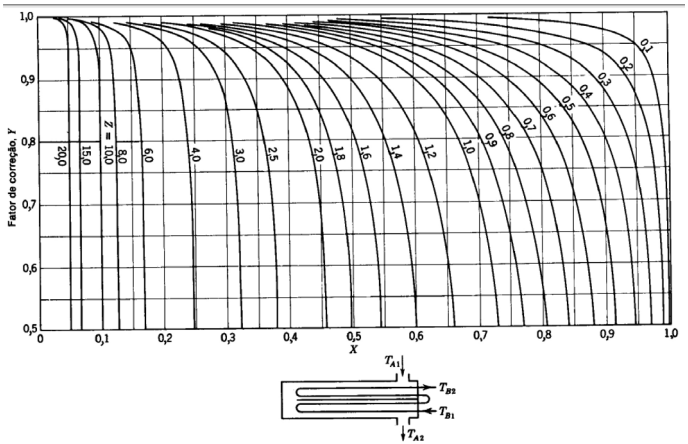
correlação gráfica para esse trocador. Vale salientar que os trocadores de calor casco e tubo de configurações 1:2 e 2:4 são os mais utilizados.

Figura 2.9 | Esquema de um trocador de calor do tipo 2:4



Fonte: McCabe, Smith e Harriott (1993, p. 431).

Figura 2.10 | Fator de correção da ΔT_{ml} para um trocador de calor de dois passos no casco, quatro ou mais passos nos tubos

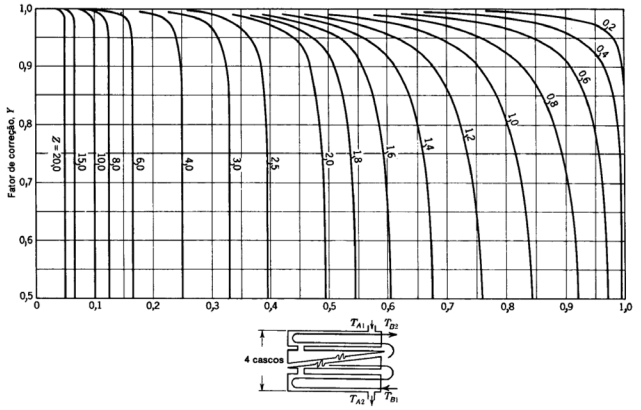


Fonte: Foust et al. (1982, p. 301).

c) Quatro passos no casco, oito ou mais passos nos tubos

A Figura 2.11 mostra a correlação gráfica de um trocador de calor casco e tubo, com quatro passos no casco, e oito ou mais passos nos tubos, conhecido também como escoamento misto, já que não se apresenta com escoamento convencional.

Figura 2.11 | Fator de correção da ΔT_{ml} para um trocador de calor de escoamento misto com quatro passos no casco

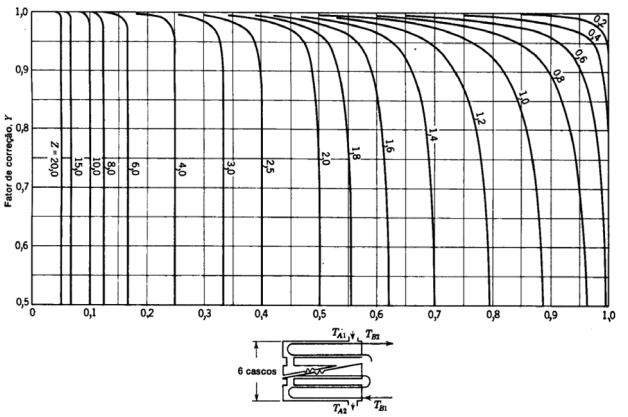


Fonte: Foust et al. (1982, p. 302).

d) Seis passos no casco, doze ou mais passos nos tubos

Por fim, a Figura 2.12 mostra a correlação gráfica de um trocador de calor casco e tubo, com seis passos no casco, e doze ou mais passos nos tubos.

Figura 2.12 | Fator de correção da ΔT_{ml} para um trocador de calor de escoamento misto com seis passos no casco



Fonte: Foust et al. (1982, p. 302).

Podemos ainda calcular o comprimento (L) de um trocador de calor de casco e tubo, considerando que os fluidos passam uma única vez pelo casco (situação a):

$$A = n_t \cdot \pi \cdot d \cdot L \rightarrow L = \frac{A}{n_t \cdot \pi \cdot d}$$

Em que A é a área de troca térmica baseada no diâmetro externo dos tubos do feixe; d_e é o diâmetro externo dos tubos e n_t é o número total de tubos do trocador.

Método da efetividade (NUT)

Já este método é preferível quando são especificados o coeficiente global de transferência de calor, as vazões mássicas dos fluidos e suas temperaturas de entrada; no entanto, não são conhecidas as temperaturas de saída dos fluidos. Este assunto já foi abordado na Unidade 1, entretanto, vamos relembrá-lo, pois neste momento nós o utilizaremos para trocadores de casco e tubo.

A efetividade (ε) é dada por: $\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{máxima}}$, sendo

$q_{máxima} = C_{mínimo}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)$ e $\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{mínimo}}$.

Ainda: $C_{razão} = \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}}$

Em que $q_{máxima}$ é a máxima taxa de transferência de calor; $C_{mínimo}$ e $C_{máximo}$ os menores e maiores valores entre $C_q = \dot{m}_q c_{p,q}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$, sendo as taxas de capacidade calorífica dos fluidos quente e frio, respectivamente.

A efetividade para trocadores de calor de casco e tubo é dada pelas equações seguintes. Vale ressaltar que o índice 1 que aparece nas duas equações é referente a um passo no casco.

- Com 1 passo no casco e 2, 4, ... passos nos tubos

$$\varepsilon_1 = 2\left\{1 + C_{razão} + \left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2} \frac{\left\{1 + \exp\left[-\text{NUT}_1\left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2}\right]\right\}}{\left\{1 - \exp\left[-\text{NUT}_1\left(1 + C_{razão}^2\right)^{1/2}\right]\right\}}\right\}^{-1}$$

Sendo $NUT_1 = \frac{NTU}{n}$; e n é o número de passos no casco.

- Com n passos no casco e 2n, 4n, ... passos nos tubos

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 C_{razão}}{1-\varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 C_{razão}}{1-\varepsilon_1}\right)^n - C_{razão}\right]^{-1}$$

Pesquise mais

É muito importante que você pesquise mais sobre as configurações de escoamento misto dos trocadores de calor de casco e tubo, de forma a compreender como acontece seu escoamento no interior do equipamento. Isto facilitará a compreensão dos exercícios de aplicação. Sugerimos que leia as páginas 300 a 305 do capítulo 15 - Transferência de Calor. IN: FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982. 670 p.

Sem medo de errar

Você está trabalhando em uma fábrica de cerveja que está em expansão. Umas de suas atribuições foi em relação ao trocador de calor de casco e tubo, que seria utilizado no processo de resfriamento do mosto, e que deveria ter uma área de troca térmica de, no máximo, $70\ m^2$.

Sabe-se que o mosto, com um coeficiente convectivo de $700\ W/(m^2 \cdot K)$, passará pelo interior dos tubos e deverá ser resfriado de 70 °C a 28 °C. Para isso, deverá ser aquecido 0,4 kg/s de fluido refrigerante, com um coeficiente convectivo de $400\ W/(m^2 \cdot K)$, de 20 °C a 60 °C. O calor específico da água é $4181\ J/(kg \cdot K)$. Ressalta-se também que não há incrustação no trocador e que a resistência da sua parede é de $0{,}0010\ m^2.°C/W$.

Inicialmente, devemos escolher um dos métodos estudados para a resolução desta problemática. Neste caso, o método mais adequado é o Método de Diferença de Temperatura Corrigida, pois conhecemos as temperaturas de entrada e saída dos fluidos.

Você, como responsável técnico, deve escolher o tipo de trocador de casco e tubo adequado. De acordo com o que foi assimilado na seção, sabemos que a primeira escolha está associada a um trocador que seja mecanicamente mais simples e que apresente um custo de

implantação menor para a empresa, assim, a melhor alternativa seria um trocador com uma única passagem no casco.

Assim, vamos testar o trocador de configuração 1:2 – um passo no casco e dois passos nos tubos:

Cálculo do fator Y, a partir de Z e X:

$$Z = \frac{T_{A,e} - T_{A,s}}{T_{B,s} - T_{B,e}} = \frac{20 - 60}{28 - 70} = 0{,}95 \text{ e } X = \frac{T_{B,s} - T_{B,e}}{T_{A,e} - T_{B,e}} = \frac{28 - 70}{20 - 70} = 0{,}84$$

Observamos que não há possibilidade de leitura do valor de Y na Figura 2.8, já que os valores de Z e X não se interceptam.

Como não foi possível optar pelo trocador 1:2, vamos testar, agora, o de configuração 2:4 – dois passos no casco e quatro passos nos tubos. Como os valores de Z e X são iguais aos calculados anteriormente, devemos apenas localizar o valor de Y na Figura 2.10. Novamente, não há possiblidade do uso deste trocador, pelo mesmo motivo apresentado anteriormente.

Vamos testar o trocador 4:8 – quatro passos no casco e oito passos nos tubos. Lendo-se os valores de X e Z na Figura 2.11, obtém-se Y = 0,77. Logo, deverá ser utilizado o trocador 4:8.

Cálculo da temperatura média logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]} = \frac{(70 - 60) - (28 - 20)}{\ln\left[\frac{(70 - 60)}{(28 - 20)}\right]} = 9{,}0\ ^{\circ}\text{C} = 9{,}0\ \text{K}$$

Na equação anterior, a diferença de temperatura nas unidades °C e K são iguais.

Assim, $\Delta T_{corrigido} = Y \cdot \Delta T_{ml} = 0{,}77 \cdot 9{,}0\ ^{\circ}C = 6{,}9\ ^{\circ}C$

Cálculo da taxa de transferência de calor

$$q = \dot{m}_f \cdot (c_{p,f}) \cdot \left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) = 0{,}4\ {}^{\text{kg}}\!/\!_{\text{s}} \cdot 4181\ {}^{\text{J}}\!/\!_{(\text{kg}\cdot\text{K})} \cdot (60 - 20)\ K = 66896\ \text{W}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

$$\frac{1}{UA} = R_c + R_p + R_L + R_d \rightarrow \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta x}{k \cdot A_m} + \frac{1}{h_e A_e} + R_d$$

Vamos reescrever a equação anterior, da Seção 2.1, considerando os dados fornecidos pela situação-problema, que são: $h_i = 700\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C}$; $h_e = 400\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C}$ e $R_p = 0{,}001\ \text{m}^2\cdot\text{°C/W}$, além disso, $R_d = 0$ pois não há incrustação no trocador. Assim:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_p + \frac{1}{h_e} \rightarrow \frac{1}{U} = \frac{1}{700} + 0{,}001 + \frac{1}{400} = 0{,}005 \rightarrow U = 200\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C}$$

Podemos calcular a área de troca térmica:

Logo, $A = \dfrac{q}{U\cdot\left(\Delta T_{corrigido}\right)} = \dfrac{66896\ W}{200\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}\times 6{,}9\ K} = 48{,}5\ \text{m}^2$

Portanto, o profissional desta cervejaria deve projetar um trocador de calor de casco e tubo do tipo 4:8 (quatro passos no casco e oito passos nos tubos) para este processo, já que possui uma área de troca térmica inferior ao limite máximo exigido.

Avançando na prática

Comparação entre as diferenças de temperatura média corrigida para dois trocadores diferentes

Descrição da situação-problema

Uma indústria produz solventes para diversas aplicações, entre elas o uso para resinas e pinturas. O benzeno e o tolueno são alguns dos produtos dessa indústria e podem ser obtidos por meio de uma coluna de fracionamento. Como o benzeno é o componente mais volátil, este sairá no topo da coluna, enquanto que o tolueno será o produto de fundo, saindo como vapor saturado. Esta indústria pretende resfriar e condensar este vapor de tolueno, diminuindo sua temperatura de 240 °C para 105 °C. Para isso, deve-se utilizar um trocador de calor casco e tubo, no qual o fluido frio escoa pelos tubos, e aquece de 70 °C até 130 °C. Sabendo-se que os trocadores de calor casco e tubo de configurações 1:2 e 2:4 são os mais utilizados, você, como responsável pelos processos químicos dessa indústria, deve optar por uma das duas configurações para recomendar ao gestor a sua compra. Qual seria o trocador de calor mais viável para este processo? Para isso, compare as

diferenças de temperatura média corrigida atingidas por cada trocador e estabeleça uma relação com a quantidade de calor a ser trocada.

Resolução da situação-problema

Considere que o trocador de calor e tubo devem ter as seguintes especificações:

Fluido quente (casco) - $T_{q,e} = 240\ °C; T_{q,s} = 105\ °C$

Fluido frio (tubos) - $T_{f,e} = 70\ °C; T_{f,s} = 130\ °C$

Para conseguir escolher entre os dois tipos de configurações, você deve, inicialmente, calcular o valor de ΔT_{ml}:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]} = \frac{(240 - 130) - (105 - 70)}{\ln\left[\frac{(240 - 130)}{(105 - 70)}\right]} = 65{,}5\ °C$$

Obtenção do adimensional Y:

$$Z = \frac{T_{A,e} - T_{A,s}}{T_{B,s} - T_{B,e}} = \frac{240 - 105}{130 - 70} = 2{,}25 \text{ e } X = \frac{T_{B,s} - T_{B,e}}{T_{A,e} - T_{B,e}} = \frac{130 - 70}{240 - 70} = 0{,}35$$

a) **Configuração 1:2 – um passo no casco e dois passos nos tubos**

Lendo-se os valores de X e Z na Figura 2.8, obtém-se Y = 0,50.

$$\Delta T_{corrigido} = Y \cdot \Delta T_{ml} = 0{,}5 \cdot 65{,}5\ °C = 32{,}8\ °C$$

b) **Configuração 2:4 – dois passos no casco e quatro passos nos tubos**

Lendo a Figura 2.10 para os valores de X e Z calculados, obtém-se: Y = 0,93.

$$\Delta T_{corrigido} = Y \cdot \Delta T_{ml} = 0{,}93 \cdot 65{,}5\ °C = 60{,}9\ °C$$

Observamos que ao alterarmos a configuração de 1:2 para 1:4, há um aumento de, aproximadamente, 1,8 vezes na diferença de temperatura corrigida. Isso proporcionaria um aumento considerável também na quantidade de calor trocado (q), pois ele depende diretamente do $\Delta T_{corrigido}$, conforme mostra a equação seguinte: $q = U \cdot A \cdot \left(\Delta T_{corrigido}\right)$. Além disso, valores de Y maiores de 0,8 viabilizam o uso do trocador

de calor, assim, a configuração 2:4 é mais recomendada que a configuração 1:2.

Faça valer a pena

1. Um processo industrial precisa ser resfriado com o auxílio de um trocador de calor de casco e tubo. Sabe-se que para que este resfriamento seja eficiente é necessário um trocador que tenha duas passagens do fluido no casco e quatro passagens nos tubos.
Considerando que o fluido no casco entra com a 400 °F e sai a 200 °F; e que o fluido frio entra a 100 °F e sai a 200 °F. Calcule a diferença de temperatura média corrigida entre o fluido quente e o fluido frio.
a) 240 °F.
b) 215 °F.
c) 138 °F.
d) 120 °F.
e) 100 °F.

2. Deseja-se conhecer o coeficiente global de transferência de calor de um trocador do tipo casco e tubo que foi comprado recentemente por uma indústria. Será utilizado vapor d'água, que sai de uma caldeira, com o objetivo de resfriá-lo, possibilitando, assim, o seu retorno novamente para o processo ou seu descarte nos mananciais da região, seguindo a Legislação Ambiental.
Um trocador, com um passo no casco e dois passos nos tubos, é alimentado com 2,52 kg/s de água, saindo de 21,1 °C para 54,4 °C. Sabendo que o vapor d'água entra no trocador a 115,6 °C e deve sair a 48,9 °C, e que a área da superfície externa dos tubos do trocador é 9,30 m^2, calcule o coeficiente global de transferência de calor deste trocador. Considere o calor específico da água como sendo $4187 \ J/(kg \cdot K)$.
a) $1900 \ W/m^2 \cdot K$.
b) $3500 \ W/m^2 \cdot K$.
c) $120 \ W/m^2 \cdot K$.
d) $1192 \ W/m^2 \cdot K$.
e) $10 \ W/m^2 \cdot K$.

3. Um processo industrial pretende esfriar um óleo por contato indireto por meio de trocador de calor casco e tubo com uma passagem no casco. Há 12 tubos de cobre com diâmetro de 0,018 metro e com comprimento de 4 metros. Sabe-se que o óleo escoa pelo casco ($c_{p,q} = 2400\ \text{J/kg·°C}$) com uma taxa mássica de 720 kg/h e a água pelos tubos ($c_{p,f} = 4180\ \text{J/(kg·°C)}$) a uma vazão que corresponde à metade da vazão do fluido quente. O coeficiente global de transferência de calor é $U = 340\ \text{W/(m}^2\text{·°C)}$. Os valores das temperaturas de saída dos fluidos frio e quente, sabendo-se que a água entra a 20 °C e o óleo, a 200 °C, são, respectivamente:

a) 128 °C, 90 °C.
b) 135 °C, 106 °C.
c) 100 °C, 80 °C.
d) 120 °C, 100 °C.
e) 128 °C, 106 °C.

Seção 2.3

Projeto de trocadores de calor casco e tubo

Diálogo aberto

Em nossos estudos, aprendemos que o trocador de calor de casco e tubo é muito empregado em processos industriais, uma vez que é versátil e se apresenta em diversas configurações. Vimos suas características, o que significa perda de carga e incrustações, e as correlações para a determinação dos coeficientes de troca térmica. Aprendemos também a respeito dos parâmetros e cálculos que envolvem esse trocador de calor. Este estudo é essencial para compreendemos a importância de um projeto de trocador, identificando a viabilidade de seu uso para um determinado processo. Mas qual seria a finalidade de realizar o projeto de um trocador de casco e tubo? Toda indústria tem por objetivo reduzir o custo de implantação, operação e manutenção de seus equipamentos, logo, o projeto visaria otimizar a utilização de seus trocadores de calor.

Voltando a pensar na indústria de cerveja que pretende expandir seus negócios, ela já possuía em estoque um trocador de calor casco e tubo 1:8, que precisaria ser testado. Caso seja identificado a viabilidade do projeto, esse trocador poderia ser utilizado na nova fase da empresa. Sua função no processo seria resfriar o mosto ($\mu = 0{,}05\ \mathrm{kg/s \cdot m}$), que encontra-se em tubos, escoando a uma taxa de 4,5 kg/s, cuja temperatura varia de 80 °C a 25 °C, trocando calor com a água a um fluxo por área de escoamento de $678\ \mathrm{kg/s \cdot m^2}$, presente no casco, que vai de 30 °C a 67 °C. Você, como responsável pelo processo, deve avaliar se é possível a utilização desse trocador na nova unidade, emitindo um laudo. Quais parâmetros você poderia utilizar para avaliar se tal trocador é adequado para o projeto? Caso as áreas disponível e necessária sejam diferentes, qual seria o excesso de área de troca térmica em porcentagem?

Esse trocador possui as seguintes características: 240 tubos com 6 m de comprimento, diâmetro interno dos tubos de 0,0356 m e diâmetro externo dos tubos de 0,0381 m; condutibilidade dos tubos $k_i = 0{,}58\ \mathrm{W/m \cdot K}$; diâmetro equivalente do casco $D_{eq} = 0{,}0950\ \mathrm{ft}$. Considere que não houve incrustação no casco, que o fator de

correção (F) é 1 e $\left(\mu/\mu_w\right)^{0,14} = 1$ Seguem as propriedades da água: $c_p = 4181\ {}^{J}/_{kg \cdot K}$; $\mu = 1{,}0 \cdot 10^{-3}\ {}^{kg}/_{m \cdot s}$; $k = 0{,}077\ {}^{W}/_{m \cdot K}$ (do casco).

Diante deste contexto, estudaremos os parâmetros que podem ser utilizados como teste de adequabilidade de projeto e aprenderemos sobre os principais métodos de cálculo: Método de Kern e o Método de Bell-Delaware. Além disso, abordaremos de forma mais superficial sobre o Método de Tinker, visto que ele não é muito utilizado. Então, vamos começar? Lembre-se que este tópico é fundamental para sua formação.

Não pode faltar

O projeto de um trocador de calor casco e tubo, ou também denominado projeto termo-hidráulico, consiste em impor uma perda de carga máxima admissível e dimensionar o trocador utilizando-se o valor de perda de carga. De forma geral, para um determinado problema, supõe-se uma configuração de trocador, seleciona-se um conjunto de parâmetros de projeto, testa-se o desempenho térmico (exemplo: quantidade de calor através do coeficiente global de troca térmica) e a perda de carga; caso o desempenho térmico seja aceitável e a queda de pressão não ultrapasse os limites admissíveis, o projeto deve ser aceito. Caso contrário, deve-se escolher um novo trocador e realizar todos os testes novamente.

Há vários métodos utilizados para o projeto de trocadores de calor de casco e tubo. Os mais conhecidos são o Método de Kern, o Método de Bell-Delaware e o Método de Tinker. Os métodos de cálculo diferenciam-se, de forma geral, em suas formas de calcular o coeficiente convectivo do lado do casco e a queda de pressão.

Para os cálculos do coeficiente convectivo de transmissão de calor do lado do tubo (h_i), continuaremos utilizando as equações apresentadas na Seção 2.1.

Assimile

É importante ressaltar que os conteúdos estudados nas seções 2.1 e 2.2 serão utilizados para as fases de projeto de um trocador de casco e tubo. Assim, reforce seus estudos! Recordando as etapas de projeto que seguem:

1. Balanço de energia (quantidades de calor absorvida/liberada são iguais).
2. Diferença de temperatura média corrigida do trocador, dependendo da configuração.
3. Avaliação das propriedades físicas dos fluidos em cada corrente.
4. Cálculo de h (coeficiente convectivo) para o lado tubo e o lado casco.
5. Cálculo da temperatura da parede.
6. Cálculo do coeficiente global limpo.
7. Cálculo do fator de incrustação.
8. Cálculo da área de troca térmica.
9. Cálculo da perda de carga para lado tubo e lado casco.

1. Método de Kern

Apesar da abordagem do lado do casco, utilizada por Kern (1980), ser considerada superada e de sua precisão ser inferior à de outros métodos, este método ainda é o mais simples e o mais conhecido.

O método de Kern analisa o fluido do casco do trocador por meio de defletores localizados ao longo do equipamento. No entanto, desconsidera os efeitos sobre a transferência de calor e a perda de carga de correntes que se formam devido a vazamentos e *bypass*, causados por algumas folgas existentes no equipamento, conduzindo a uma análise aproximada.

1.1. Coeficiente convectivo de transmissão de calor lado do casco (h_e)

Segundo Araújo (2012):

$$\frac{h_e \cdot D_{eq}}{k_e} = 0{,}36(\mathrm{Re})^{0{,}55}(\mathrm{Pr})^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0{,}14} \rightarrow h_e = 0{,}36\frac{k_e}{D_{eq}}\left(\frac{D_{eq}\cdot G_e}{\mu}\right)^{0{,}55}\left(\frac{c_p\cdot\mu}{k_e}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0{,}14}$$

D_{eq} é o diâmetro equivalente para o lado do casco e depende da distribuição dos tubos:

- Arranjo quadrado com espaçamento p: $D_{eq} = \dfrac{4\left(p^2 - \pi d_e / 4\right)}{\pi d_e}$
- Arranjo triangular: $D_{eq} = \dfrac{\left(3{,}44 \cdot p^2 - \pi d_e^2\right)}{\pi d_e}$

Em que k_e é a condutibilidade térmica e μ, a viscosidade do fluido que se encontra do lado do casco; $\mathrm{Re} = \dfrac{D_{eq} \cdot G_e}{\mu}$ é o número de Reynolds; $G_e = \dot{m}_e / S$ é a vazão mássica do fluido do lado do casco ($\dot{m}_e$) dividida pela área de escoamento $S = (D_s \cdot C \cdot l_s)/p$, sendo D_s o diâmetro interno do casco, l_s o espaçamento entre as chicanas e C é a abertura entre os tubos ou $C = p - d_e$; $\mathrm{Pr} = \dfrac{c_p\,\mu}{k_e}$ é o número de Prandtl e c_p é a calor específico do fluido; μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede dos tubos; d_e é o diâmetro externo do tubo interno.

1.2. Análise hidráulica (perda de carga)

As equações propostas por Kern (1980) são apresentadas a seguir. Elas podem ser resolvidas utilizando-se o Sistema Internacional de Unidades (SI) ou o Sistema Inglês de Unidades.

Do lado do casco: $\Delta P_s = \dfrac{f_s \cdot G_e^2 \cdot D_s \cdot (N_s + 1)}{5{,}22 \cdot 10^{10} \cdot D_{eq} \cdot \rho_s \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14}}$, S.I.: Pa e Sistema Inglês: psi.

Em que N_s é o número de defletores; ρ_s é a densidade do fluido que se encontra do lado do casco; $f_s = \exp(0{,}576 - 0{,}19 \cdot \ln \mathrm{Re}); 400 \leq \mathrm{Re} \leq 1 \cdot 10^6$.

Do lado dos tubos: $\Delta P_t = \dfrac{f_t . G^2 \cdot L \cdot n}{5{,}22 \cdot 10^{10} \cdot D_i \cdot \rho \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14}} + 4n \dfrac{v^2}{\rho \cdot 2g'}$ S.I.: Pa e Sistema Inglês: psi.

Em que *L* é o comprimento dos tubos; *n* é o número de passos nos tubos; ρ *e* μ_t são, respectivamente, a densidade e viscosidade do fluido que se encontra interno aos tubos; $v = \dfrac{G}{\rho}$ é a velocidade de escoamento do fluido nos tubos; $f_t = (1{,}58 \ln \mathrm{Re}_t - 3{,}28)^{-2}$; $\mathrm{Re}_t = \dfrac{G \cdot D_i}{\mu}$; sendo $G = \left(4m.n\right) / \left(\pi D_i^2 . N_t\right)$; D_i é o

diâmetro interno dos tubos; $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido do lado dos tubos; n é o número de passos nos tubos; N_t é o número de tubos.

Os valores de queda de pressão do casco e dos tubos devem ser comparados individualmente com o valor admissível.

2. Método de Bell-Delaware

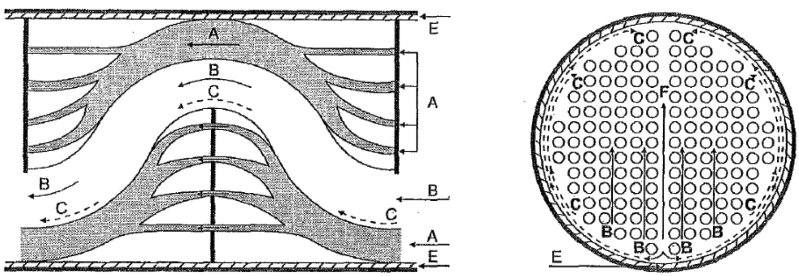
Este método, Bell (1978), também é utilizado para avaliar o coeficiente de troca de calor por convecção e a perda de carga no lado do casco, ele é o mais indicado e o mais preciso. Vale ressaltar que ele considera apenas uma passagem no casco.

Reflita

O Método de Bell-Delaware considera diversas complexidades, como as características do corte das chicanas, vazamentos casco chicana e chicana tubo e *bypass* do feixe. Você acredita que essas considerações são importantes para a precisão do método? Lembre-se das partes constituintes de um trocador de calor casco e tubo.

O método considera as seguintes correntes descritas na Figura 2.13. A corrente A representa os vazamentos pelo espaçamento entre tubos e chicanas; a B é corrente principal através do feixe de tubos; a C corresponde ao fluxo entre o casco e o feixe de tubos; a corrente E, o fluxo nas folgas entre as chicanas e o diâmetro interno do casco; e a F, a corrente formada pela omissão dos tubos.

Figura 2.13 | Principais correntes do Método Bell-Delaware



Fonte: Araújo (2002, p. 54).

2.1. Coeficientes convectivos de transmissão de calor para o lado do casco

Para a aplicação do Método de Bell-Delaware é necessário que sejam definidas inicialmente as características das chicanas. De modo que alguns parâmetros devem ser conhecidos: as temperaturas de entrada e saída do fluido do casco, a vazão do fluido no lado do casco e suas especificações, como a viscosidade (μ), viscosidade na temperatura da parede (μ_w), densidade (ρ) e o calor específico (c_p), o diâmetro externo dos tubos (D_e), a condutibilidade térmica (k_e), a configuração dos tubos (θ), o comprimento dos tubos (L), o diâmetro dos feixes (D_f), o diâmetro interno do casco (D_s); o corte das chicanas (I_{cc}), o espaçamento entre chicanas (I_s) e o número de pares de tiras selantes (N_{ss}).

Pesquise mais

Para aprender mais sobre tiras selantes leia as páginas 53 a 56 do Capítulo 3: Projetos de trocadores de calor casco e tubo. in: ARAÚJO, E. C. C. **Operações unitárias envolvendo transmissão de calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2012. p. 47-81.

O coeficiente convectivo de transmissão de calor para o lado do casco (h_e) é calculado para um feixe de tubos ideal. Este valor é multiplicado por fatores de correção, determinados experimentalmente, para considerar os vazamentos causados pelas correntes A, C e E, identificados na Figura 2.13. Esses fatores dependem da geometria e das aberturas referentes à construção do trocador.

$$h_e = h_{ideal} \cdot J_c \cdot J_j \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s$$

- Cálculo do coeficiente ideal do lado do casco (h_{ideal}) (ARAÚJO, 2002):

$$h_{ideal} = j_i \cdot c_p \cdot \frac{\dot{m}_e}{S_m} \left(\frac{k}{\mu \cdot c_p} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Sendo: $j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{p \cdot D_e} \right)^a (\mathrm{Re}_s)^{a_2}$; $a = \frac{a_3}{1+0,14(\mathrm{Re}_s)^{a_4}}$; $\mathrm{Re}_s = \frac{\dot{m}_e \cdot D_e}{\mu \cdot S_m}$;

$$S_m = I_{ec}\left[D_i - D_f + \frac{D_f - D_e}{p^*}\cdot(p - D_e)\right]$$

Em que: $\dot{m}_e$ é a vazão mássica do fluido que escoa no casco; os valores de a_1, a_2, a_3 e a_4 estão apresentados no Quadro 2.2; S_m é a área na qual ocorre o escoamento cruzado e depende do arranjo dos tubos, então, temos p^* para arranjo quadrado e p para arranjo triangular, e esses valores podem ser obtidos por tabelas específicas (ARAÚJO, 2002, p. 64).

Quadro 2.2 | Constantes a_1, a_2, a_3 e a_4 para cálculo de j_i

Arranjo de tubos	Re_s	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477	1,450	0,519
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657	1,450	0,519
	<10	1,400	-0,667	1,450	0,519
45°	$10^5 - 10^4$	0,370	0,396	1,930	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396	1,930	0,500
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500	1,930	0,500
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656	1,930	0,500
	<10	1,550	-0,667	1,930	0,500
90°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395	1,187	0,370
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266	1,187	0,370
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460	1,187	0,370
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631	1,187	0,370
	<10	0,970	-0,667	1,187	0,370

Fonte: Araújo (2002, p. 63).

- Cálculo do fator de correção para os efeitos da configuração da chicana J_c (ARAÚJO, 2002):

$J_c = F_c + 0{,}54(1 - F_c)^{0{,}345}$. Sendo:

$$F_c = \frac{1}{\pi}\left[\pi + \frac{D_i - 2l_{cc}}{D_f} \cdot sen\left(\arccos\frac{D_i - 2l_{cc}}{D_f}\right) - 2\arccos\frac{D_i - 2l_{cc}}{D_f}\right]$$

Para chicanas com cortes pequenos, $J_c \approx 1{,}5$; para altos valores, $J_c \approx 0{,}52$; e caso os tubos não cruzem as chicanas, $J_c \approx 1$.

- Cálculo do fator de correção para os efeitos dos vazamentos na chicana J_l:

$$J_l = \alpha + (1 - \alpha)\exp\left[-2{,}2 \cdot \left(\frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}\right)\right]$$

Sendo: $\alpha = 0{,}44\left(1 - \frac{S_{sb}}{S_{sb} - S_{tb}}\right)$; $S_{tb} = \pi D_e \cdot \delta_{tb} \cdot N_t \frac{(F_c + 1)}{4}$;

$$S_{sb} = \frac{D_s \cdot \delta_{sb}}{2} \cdot \left[\pi - \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot l_{cc}}{D_i}\right)\right]$$

Em que S_{tb} é a área da seção de vazamento tubo-chicana; δ_{tb} é folga diametral tubo chicana; S_{sb} é a área da seção de vazamento casco-chicana; δ_{sb} é folga diametral casco chicana especificada pela TEMA. Recordando que N_t é o número de tubos.

- Cálculo do fator de correção para os efeitos de contorno do feixe J_b (ARAÚJO, 2002):

$$J_b = \exp\left(-C_{bh} \cdot F_{bp}\left(1 - \sqrt[3]{2\frac{N_{ss}}{N_c}}\right)\right)$$

Em que $C_{bh} = 1{,}35$ para $\mathrm{Re}_s \leq 100$ e $C_{bh} = 1{,}25$ para $\mathrm{Re}_s > 100$; $F_{bp} = (D_s - D_f) \cdot l_s / S_m$ é a fração da área da seção de escoamento cruzado em que pode ocorrer *bypass*; $N_c = \frac{\left[D_s\left(1 - 2(l_{cc} / D_s)\right)\right]}{p_p}$ é o número de tubos nesse escoamento cruzado; p_p é passo dos tubos paralelo ao escoamento. Caso $(N_{ss} / N_c) \geq 0{,}5 \rightarrow J_b = 1$.

- Cálculo do fator de correção para o gradiente adverso de temperatura J_r (ARAÚJO, 2002):

$$Re_s \leq 20 \rightarrow J_r = j_r = 1{,}51 \cdot N_c^{-0{,}18}$$

$$20 < Re_s \leq 100 \rightarrow J_r = j_r + \left(Re_s - 20/80\right)(1 - j_r)$$

$$Re_s > 100 \rightarrow J_r \approx 1$$

- Cálculo do fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída J_s (ARAÚJO, 2002):

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (l_{c,i} / l_s)^{1-m} + (l_{c,o} / l_s)^{1-m}}{N_b - 1 + (l_{c,i} / l_s) + (l_{c,o} / l_s)}$$

Sendo: $l_{c,i} = l_i + d_{bocal,i}$; $l_{c,o} = l_i + d_{bocal,o}$; $m = 1/3 \; se \; Re_s \leq 100$; $m = 0{,}6 \; se \; Re_s > 100$;

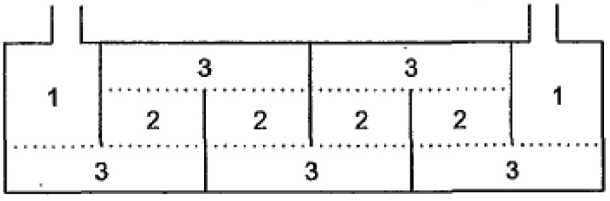
$$N_b = \frac{L - l_{c,i} - l_{c,o}}{l_s} + 1$$

Em que: $l_{c,i}$ e $l_{c,o}$ são os espaços entre as primeira e última chicanas e os espelhos, respectivamente; $d_{bocal,i}$ e $d_{bocal,o}$ são os diâmetros dos bocais de entrada e de saída do lado do casco; N_b é o número de chicanas.

2.2. Análise hidráulica do lado do casco

Segundo Araújo (2002), para a análise hidráulica do casco, ele deve ser dividido em três partes (Figura 2.14). Sendo: Seção 1 - perda de carga nas seções de entrada e saída; Seção 2 - perda de carga na seção de escoamento cruzado; e Seção 3 - perda de carga nas janelas.

Figura 2.14 | Seções do lado casco para o cálculo da perda de carga



Fonte: Araújo (2002, p. 56).

Assim, a perda de carga para o lado do casco será dada por:

$\Delta P_s = \Delta P_e + \Delta P_c + \Delta P_w$.

Ainda, segundo Araújo (2002), seguem os cálculos para as perdas de cargas dessas seções:

Perda de carga na seção de escoamento cruzado (ΔP_c):

$\Delta P_c = \Delta P_{bi}(N_b - 1)R_b \cdot R_1$

Sendo: $\Delta P_{bi} = \dfrac{4f_i \cdot \dot{m}_e^2 \cdot N_c}{\rho \cdot S_m^2}\left(\dfrac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$; $f_i = b_1 \cdot \left(\dfrac{1,33}{p/D_e}\right)^b (\mathrm{Re}_s)^{b_2}$;

$b = \dfrac{b_3}{1+0,14(\mathrm{Re}_s)^{b_4}}$;

$R_1 = \exp\left[-1,33\left(1+\dfrac{S_{sb}}{S_{tb}+S_{sb}}\right)\left(\dfrac{S_{tb}+S_{sb}}{S_m}\right)^m\right]$; $m = 0,15\left(1+\dfrac{S_{sb}}{S_{tb}+S_{sb}}\right)+0,8$

$R_b = \exp\left[-C_{bp}\cdot F_{bp}\left[1-\left(2\dfrac{N_{ss}}{N_c}\right)^{1/2}\right]\right]$; $C_{bp} = 4,5$ para $\mathrm{Re}_s \leq 100$ e $C_{bp} = 3,7$ para $\mathrm{Re}_s > 100$

Em que b_1, b_2, b_3 e b_4 são constantes que dependem do arranjo (ARAÚJO, 2002, p. 56). Esses valores podem ser encontrados no Quadro 3,8 (página 70), do Capítulo 3: Projetos de trocadores de calor casco e tubo. IN: ARAÚJO, E. C. C. Operações unitárias envolvendo transmissão de calor. São Carlos: EdUFSCar, 2012. p. 47-81.

Desta forma, a perda de carga nas janelas (ΔP_w) é dado por:

$\Delta P_w = \Delta P_{wi} \cdot N_b \cdot R_1$

$Re_s \geq 100$: $\Delta p_{wi} = \dfrac{\dot{m}_e^2 (2+0,6N_{cw})}{2 \cdot S_m \cdot S_w \cdot \rho}$ e $Re_s < 100$:

$\Delta p_{wi} = \dfrac{26 \cdot \mu \cdot \dot{m}_e}{\sqrt{S_m \cdot S_w} \cdot \rho}\left(\dfrac{N_{cw}}{p' - D_e} + \dfrac{l_s}{D_w^2}\right) + \dfrac{\dot{m}_e^2}{S_m \cdot S_w \cdot \rho}$

Sendo: $N_{cw} = \dfrac{0,8 \cdot l_{cc}}{p_p}$; $S_w = S_{wg} - S_{wt}$;

$$S_{wg} = \frac{D_i^2}{4}\left[\arccos\left(1-2\frac{l_{cc}}{D_s}\right)-\left(1-2\frac{l_{cc}}{D_s}\right)\cdot\sqrt{1-\left(1-2\frac{l_{cc}}{D_s}\right)^2}\right] ;$$

$$S_{wt} = \frac{N_t}{8}(1-F_c)\pi D_e^2 \; ; \; D_w = \frac{4S_w}{\left(\pi/2\right)N_t(1-F_c)D_e + D_s\cdot\theta_b} \; ;$$

$$\theta_b = 2\arccos\left(1-2\frac{l_{cc}}{D_i}\right)$$

Em que N_{cw} é o número de fileiras de tubos efetivamente cruzados em cada janela; S_{wg} é a área da seção de escoamento da janela; S_{wg} é a área total da janela; S_{wt} é a área ocupada pelos tubos na janela; D_w é o diâmetro equivalente das janelas; e θ_b é o ângulo de corte da chicana, em radianos.

Perda de carga nas seções de entrada e saída (ΔP_e):

$$\Delta P_e = 2\cdot\Delta P_{bi}\left(1+\frac{N_{ew}}{N_c}\right)R_b\cdot R_s$$

Sendo $R_s = \frac{1}{2}\left[(l_{si}^*)^{m-2}+(l_{so}^*)^{m-2}\right]$, $m=1$ para $\mathrm{Re}_s \leq 100$ e $m=0{,}2$ para $\mathrm{Re}_s > 100$

3. Método de Tinker

Tinker (1958) também analisou a complexidade do escoamento no lado do casco em trocadores com chicanas e sugeriu a divisão do escoamento em uma série de correntes e vazamentos. Não foi muito empregado em razão de sua complexidade e limitações da época, apesar de sua abordagem inovadora.

4. Outros parâmetros

Temperatura da parede dos tubos (t_w)

Para obtermos o parâmetro μ_w, precisamos saber na temperatura da parede (t_w):

- Se no interior dos tubos está o fluido quente: $t_w = T_{fm} + \frac{h_{io}(T_{qm}-T_{fm})}{h_{io}+h_e}$
- Se no interior dos tubos está o fluido frio: $t_w = T_{fm} + \frac{h_e(T_{qm}-T_{fm})}{h_{io}+h_e}$

Em que T_{qm} e T_{fm} são as temperaturas médias dos fluidos quente e frio, respectivamente; h_e é o coeficiente convectivo de transferência de calor do lado do casco; $h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_e}$, sendo D_i o diâmetro interno dos tubos e D_e o diâmetro externo do tubo interno.

Exemplificando

Como podemos calcular T_{qm} e T_{fm}? Eles serão as médias das temperaturas das correntes quente e fria, respectivamente. Considere, então, um fluido frio entrando em um trocador de calor de casco e tubo a 40 °C e saindo a 80 °C; e o fluido quente, indo de 130 °C a 90 °C. Qual seria o valor desses parâmetros?

$$T_{fm} = \frac{(T_{f,s} + T_{f,e})}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60\ °C$$

$$T_{qm} = \frac{(T_{q,s} + T_{q,e})}{2} = \frac{90 + 130}{2} = 110\ °C$$

Coeficiente global limpo (U_{limpo})

$$U_{limpo(calculado)} = U_{limpo} = \frac{h_{io} \cdot h_e}{h_{io} + h_e}$$

Sendo U_{limpo} e U_{sujo} os coeficientes globais de transferência de calor do trocador, sem e com incrustação, respectivamente.

Fator de incrustação (R_d)

$$R_{d(calculado)} = R_d = \frac{U_{limpo} - U_{sujo}}{U_{limpo} \cdot U_{sujo}}$$

Sendo $\frac{1}{U'_{sujo}} = \frac{1}{U_{limpo}} + R_{dt} + R_{ds}$, R_{dt} é a fator de incrustação dos tubos e R_{ds} é a fator de incrustação do casco.

Para que possamos aceitar o projeto de um trocador de calor, o

$R_{d(calculado)}$ deve ser maior que o fator de incrustação verdadeiro, o qual é dado por $R_{d(verdadeiro)}$.

Excesso de área de troca (EA)

$$EA(\%) = 100\left(\frac{A_{projeto} - A_{necessaria}}{A_{necessaria}}\right)$$

Sendo: $A_{necessaria} = \dfrac{q}{U'_{sujo} \cdot \Delta T_{ml}}$

$A_{necessaria}$ é a área de troca térmica realmente necessária em um projeto de trocador de calor, sendo que devemos calculá-la com valor de $U_{limpo(calculado)}$ e $R_{d(verdadeiro)}$. Relembrando que q é a quantidade de calor trocado pelos fluidos e ΔT_{ml}, a variação de temperatura média corrigida entre eles.

Sem medo de errar

Trabalhando em uma microcervejaria em expansão, você precisa emitir um laudo atestando se um trocador de configuração 1:8 atende à demanda de uma nova unidade. Esse trocador possui as seguintes características: 240 tubos com 6 m de comprimento, diâmetro interno dos tubos de 0,0356 m e diâmetro externo dos tubos de 0,0381 m; condutibilidade dos tubos $k_i = 0{,}58\ {}^{W}/_{m \cdot K}$; diâmetro equivalente do casco $D_{eq} = 0{,}0950\ ft$. Considere que não houve incrustação no casco, que o fator de correção (F) é 1 e $(\mu/\mu_w)^{0{,}14} = 1$. Seguem as propriedades da água: $c_p = 4181\ {}^{J}/_{kg \cdot K}$; $\mu = 1{,}0 \cdot 10^{-3}\ {}^{kg}/_{m \cdot s}$; $k = 0{,}077\ {}^{W}/_{m \cdot K}$ (do casco).

Precisamos determinar a área de troca de calor necessária e comparar com a disponível.

- Cálculo do calor trocado:

$$q = \dot{m}_q \cdot (c_p)_q \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) = (4{,}5\ kg/s) \cdot \left(3800\ {}^{J}/_{kg \cdot K}\right)(80 - 25)\ K = 940500\ W$$

- Cálculo do $\Delta T_{corrigido}$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left[\frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)}{\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}\right]} = \frac{(80-67)-(25-20)}{\ln\left[\frac{(80-67)}{(25-20)}\right]} = 8,4K$$

Como F=1 $\rightarrow \Delta T_{corrigido} = \Delta T_{ml} = 8,4K$

- Cálculo do coeficiente convectivo do lado dos tubos:

$$G = \frac{(4 \cdot m \cdot n)}{(\pi D_i^2 \cdot N_t)} = \frac{4 \cdot (4,5\ \text{kg/s}) \cdot 8}{\pi \cdot (0,0356\ m)^2 \cdot 240} = 151\ \text{kg/s} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{Re} = \frac{0,0356\ \text{m} \cdot 151\ \text{kg/s} \cdot \text{m}^2}{0,05\ \text{kg/s} \cdot \text{m}} = 107\,,\ \text{Re} \leq 2400\ \text{(regime laminar)}$$

Vamos utilizar a seguinte equação estudada na Seção 2.1 desta unidade para o regime laminar:

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 3,66$$

$$h_i = 3,66 \frac{0,58}{0,0356} = 59,6\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2.^{\circ}\text{C}}$$

- Cálculo do coeficiente convectivo do lado do casco:

Sabendo-se que $G_e = 678\ {}^{kg}/_{s \cdot m^2}$:

$$\text{Re} = \frac{D_{eq} \cdot G_e}{\mu} = \frac{0,0950\ \text{m} \cdot 678\ {}^{\text{kg}}/_{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{1,0 \cdot 10^{-3}\ {}^{\text{kg}}/_{\text{s} \cdot \text{m}}} = 64410$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{k_e} = \frac{4181\ {}^{\text{J}}/_{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}\ {}^{\text{kg}}/_{\text{s} \cdot \text{m}}}{0,077\ {}^{\text{J}}/_{\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{K}}} = 54,30$$

$$h_e = 0,36 \frac{k_e}{D_{eq}} (\text{Re})^{0,55} (\text{Pr})^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 0,36 \frac{0,0770}{0,0950} (64410)^{0,55} (54,30)^{1/3} (1) = 488\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2.^{\circ}\text{C}}$$

- Cálculo do coeficiente global de troca térmica (U):

$$\frac{1}{U}=\frac{1}{h_e}+\frac{1}{h_i}+R_d \rightarrow \frac{1}{U}=\frac{1}{488}+\frac{1}{59,6}+5,8\cdot10^{-4} \rightarrow U=51,5\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2.^{\circ}\text{C}}$$

- Cálculo da área de troca de calor necessária (A_{nec}):

$$q=U\cdot A\cdot\left(\Delta T_{corrigido}\right) \rightarrow A_{nes}=\frac{q}{U\cdot\left(\Delta T_{corrigido}\right)}=\frac{940500\ \text{W}}{51,5\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2.^{\circ}\text{C}}\cdot 8,4\ \text{K}}=2174\ \text{m}^2$$

- Cálculo da área de troca de calor real ($A_{disponível}$):

$A_{disponível}=N_t\pi D_e L=240\pi\cdot 0,0381\ \text{m}\cdot 6\ \text{m}=172,4\ \text{m}^2$

Cálculo do excesso de área de troca (EA):

$$EA(\%)=100\left|\left(\frac{A_{disponível}-A_{necessaria}}{A_{necessaria}}\right)\right|=100\left(\frac{172,4-2174}{2174}\right)=92\%$$

A área disponível é menor que a área necessária, em torno de 92%, inviabilizando o projeto.

Avançando na prática

Viabilidade de projeto: comparação da queda de pressão real com a admissível

Descrição da situação-problema

Uma indústria necessita resfriar uma taxa de 43.800 lb/h de querosene (com área de escoamento de 0,1475 ft^2), que sai do fundo de uma coluna de destilação, de 390 °F a 200 °F com uma corrente de 149.000 lb/h de óleo cru (com área de escoamento de 0,141 ft^2), indo de 100 °F a 170 °F. O querosene está contido no casco e o óleo é o fluido dos tubos. O trocador de calor casco e tubo, com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos, possui as seguintes características: diâmetro interno do casco $D_s=1,77\ ft$; diâmetro interno do tubo $d_i=0,0675\ ft$; diâmetro equivalente do casco $D_{eq}=0,0825\ ft$; número de defletores $N_s=38$; comprimento dos tubos $L=16\ ft$; $f_s=0,00175$; $f_t=0,000285$; $\frac{v^2}{2g'}=0,15\ \text{m}$. Propriedades físicas dos fluidos: densidade do querosene e do óleo, $\rho_s=0,73\ \text{lb/ft}^3$ e $\rho_t=0,83\ \text{lb/ft}^3$; $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ para os fluidos do casco e dos tubos são 0,96 e 1,11, respectivamente; a

viscosidade do querosene é $0{,}97\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}$ e a viscosidade do óleo é $8{,}7\ lb/h\cdot ft$.

Verifique se esse trocador pode ser utilizado para esse processo, considerando uma queda de pressão admitida de 10 psi para ambos os fluidos e o Método de Kern para os cálculos de projeto.

Resolução da situação-problema

Cálculo da queda de pressão para o lado do casco:

$$G_e = \frac{\dot{m}_e}{S} = \frac{43800}{0{,}1475} = 296949\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}^2\ ;$$

$$\text{Re} = \frac{D_e \cdot G_e}{\mu} = \frac{0{,}0825\ \text{ft}\cdot 296949\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}^2}{0{,}97\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}} = 25256$$

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_e^2 \cdot D_s \cdot (N_s + 1)}{5{,}22\cdot 10^{10} \cdot D_{eq} \cdot \rho_s \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14}} = \frac{0{,}00175 \cdot 296949^2 \cdot 1{,}77 \cdot (38+1)}{5{,}22\cdot 10^{10} \cdot 0{,}0825 \cdot 0{,}73 \cdot 0{,}96} = 3{,}5 psi$$

Se colocar na equação anterior todas as unidades no sistema inglês, obteremos a pressão em psi. Caso seja utilizada as unidades no Sistema Internacional, a pressão estará em Pa.

Cálculo da queda de pressão para o lado dos tubos:

$$G = \frac{\dot{m}}{S} = \frac{149000}{0{,}141} = 1056738\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}^2\ ;$$

$$\text{Re}_t = \frac{G \cdot D_i}{\mu} = \frac{1056738\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}^2 \cdot 0{,}0675\ ft}{8{,}7\ \text{lb/h}\cdot\text{ft}} = 8199$$

$$\Delta P_t = \frac{f_t . G^2 \cdot L \cdot n}{5{,}22\cdot 10^{10} \cdot D_i \cdot \rho \cdot \left(\mu / \mu_w\right)^{0{,}14}} + 4n \frac{v^2}{\rho \cdot 2g'}$$

$$\Delta P_t = \frac{0{,}000285 . 1056738^2 \cdot 16 \cdot 4}{5{,}22\cdot 10^{10} \cdot 0{,}0675 \cdot 0{,}83 \cdot 1{,}11} + \frac{4\cdot 4}{0{,}83}(0{,}15) = 9{,}2\ psi$$

Como os valores reais de queda de pressão 3,5 psi para o lado do casco e 9,2 psi para o lado dos tubos são inferiores ao valor admissível (10 psi), então, este trocador é adequado para o serviço.

Faça valer a pena

1. Um fabricante de trocadores de calor está avaliando alguns materiais de forma a definir um padrão para a produção de um novo lote de equipamentos do tipo casco e tubo. Um desses testes consiste em observar a troca térmica na parede de um tubo, obtendo-se, assim, diversos valores de temperatura de parede do tubo para cada experimento.

Neste contexto, o primeiro experimento consistiu em fazer escoar, pelo interior do tubo, água a uma taxa de 30 kg/s de 20 °C a 40 °C, e no casco, o mesmo fluido com taxa de 10 kg/s a 120 °C (temperatura de entrada). Esse tubo possui 160 mm de diâmetro interno e 170 mm de diâmetro externo. Os coeficientes convectivos são $58\ \text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{°C}$ e $12{,}5\ \text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{°C}$ do lado do tubo e do lado do casco, respectivamente. Considere o calor específico da água constante para estes intervalos de temperatura. Qual seria então a temperatura da parede do tubo?

a)15,1 °C.
b) 2,3 °C.
c) 21,5 °C.
d) 30 °C.
e) 41,2 °C.

2. Uma indústria pretende conhecer a perda de carga em relação aos tubos de um trocador de calor de casco e tubo adquirido recentemente. Para isso, pretende-se comparar o valor calculado com a perda de carga admitida (31025 Pa). Sabe-se que este trocador possui um comprimento (L) de 3,65 m, 20 tubos e que necessita de 2 passos pelos tubos para realizar o processo de troca térmica.

Diante do exposto, calcule a perda de carga nos tubos do tipo BWG 12 (diâmetro interno 2,76 mm) que ocorre nesse processo. Considere que a vazão mássica (*W*) da água, fluido que passa pelos tubos, é de 72 kg/s e possui temperatura média de 30 °C ($\rho = 996\ \text{kg/m}^3$ e $\mu = 8{,}12\cdot10^{-4}\ \text{kg/(m}\cdot\text{s)}$, que $\frac{v^2}{2\,g'} = 8100\ \text{m}$ e que $(\mu/\mu_w)^{0{,}14} = 1{,}2$, utilizando o método de Kern.

a) 650 Pa.
b) 242 Pa.
c) 1500 Pa.
d) 2560 Pa.
e) 130 Pa.

3. A mesma indústria apresentada no tópico *Avançando na prática* deseja verificar a viabilidade de utilização do trocador, considerando, agora, os fatores de incrustação admitido e calculado. O trocador de calor de casco e tubo, com 1 passe no casco e 4 passes nos tubos, possui as seguintes características: diâmetro interno do casco $D_s = 1{,}77\ \text{ft}$; diâmetro interno e externo do tubo $D_i = 0{,}0675\ \text{ft}$ e $D_e = 0{,}0833\ \text{ft}$; diâmetro equivalente do casco $D_{eq} = 0{,}0825\ \text{ft}$; comprimento dos tubos $L = 16\ \text{ft}$; área de troca térmica total $A = 662\ \text{ft}^2$.

Deseja-se, então, resfriar uma taxa de 45590 lb/h de querosene (área de escoamento de $0{,}1475\ \text{ft}^2$), que sai do fundo de uma coluna de destilação, de 390 °F a 200 °F com uma corrente de 149000 lb/h de óleo cru (área de escoamento de $0{,}1410\ \text{ft}^2$), indo de 100 °F a 170 °F. O querosene está contido no casco e o óleo é o fluido dos tubos. Propriedades físicas dos fluidos a serem consideradas:

	c_p (Btu/lb·°F)	ρ (lb/ft³)	k (Btu/h · ft·°F)	μ (i=lb/h · ft)
Querosene	0,59	0,73	0,0765	0,97
Óleo	0,49	0,83	0,0770	8,70

Considere também que $(\mu/\mu_w)^{0{,}14}$ para os fluidos do casco e dos tubos são 0,96 e 1,11, respectivamente. Este trocador pode ser utilizado para o processo, considerando um fator de incrustação requerido de $R_d = 0{,}00300\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$? Qual é o valor do fator de incrustação calculado? Utilize o método de Kern para resolução.

a) não; $0{,}01250\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$.

b) sim; $0{,}00850\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$.

c) sim; $0{,}00501\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$.

d) não; $0{,}02845\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$.

e) sim; $0{,}0599\ \text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$.

Referências

ARAÚJO, E. C. C. **Operações unitárias envolvendo transmissão de calor**. São Carlos: EduUFSCar, 2013. 161 p. Coleção UAB.

_____. **Trocadores de calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002. 108 p.

BELL, K. J. Estimate S & T exchanger design fast. **Oil Gas** J, v. 76, n. 49, p. 59-78, 1978.

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Coulson and Richardson's chemical engineering: fluid flow, heat transfer and mass transfer**. Coautoria com J. R. Backhurst e J. H. Harker. 6. ed. Nova York: Elsevier, 2011. v. 1.

FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. Tradução de Horácio Macedo. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982. 670 p.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport processes and unit operations**. 3. ed. Minnesota: Prentice-Hall, 1998. 1007 p.

KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980. 871 p.

McCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 1993. 1130 p.

TINKER, T. Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers: a simplified rating system for commercial heat exchangers. **J. Heat Transfer**. p. 36-52, 1958.

Sistemas de troca de calor com mudança de fase e redes de troca térmica

Convite ao estudo

Nas linhas de produção de uma indústria química e de processos em geral, usualmente emprega-se equipamentos de troca térmica para resfriamento e aquecimento das correntes fluidas, envolvendo ou não mudança de fase, de acordo com a demanda/necessidade ao longo das operações unitárias utilizadas para a obtenção dos produtos. Em operações de destilação, por exemplo, podem ser empregados refervedores e caldeiras para vaporizar a corrente de fundo, enquanto no topo pode-se fazer uso de condensadores, injetando após mudança de fase, tais correntes na torre novamente. Outro fator determinante no projeto da linha de produção, diz respeito à rede de troca térmica, a qual é desenvolvida visando a redução do uso de utilidades e, por conseguinte, redução no custo total de produção. Saber analisar os sistemas de troca de calor com mudança de fase, além do projeto de integração energética, se faz necessário neste cenário que objetiva a busca pela melhor distribuição das operações.

Uma empresa de consultoria em processos de troca térmica direcionados à indústria química e de processos o contratou devido ao seu sólido embasamento nesta área. Tal empresa oferece serviços de consultoria direcionados às operações unitárias que envolvem transferência de calor, mais especificamente evaporação e condensação, dando suporte no uso de refervedores e caldeiras, abrangendo, assim, empresas do ramo químico, alimentício, indústria de transformação, petroquímicas e de energia. Desafios não irão faltar, uma vez que ser engenheiro dessa empresa significa ter que lidar com trocas térmicas que envolvem mudança de

fase dos fluidos, além de saber projetar redes de troca térmica (integração energética). Seu supervisor foi quem o indicou para tal vaga e é exatamente quem ficará responsável por avaliar a sua atuação dentro da empresa.

A primeira tarefa designada a você está relacionada com o uso de evaporadores para concentrar uma solução aquosa com sólidos orgânicos em dissolução, objetivando agregar valor ao subproduto de determinado processo químico da empresa contratante da consultoria. A mesma empresa contratante, em outra unidade produtiva, deseja fornecer vapor de butano para uma torre de destilação, por meio da alimentação fria advinda de um tanque. Além disso, num terceiro processo da mesma empresa, deseja-se reduzir custos, e o seu supervisor pediu para que você realize uma integração energética entre as correntes quentes e frias e as utilidades disponíveis da referida linha de produção. Tais problemáticas exigirão de você criatividade e senso crítico.

Esta unidade abordará equipamentos de troca térmica com mudança de fase, tais quais evaporadores, condensadores, refervedores e caldeiras, além das metodologias de cálculo no uso dos mesmos. Nesta unidade também será apresentado o projeto de rede de troca térmica, visando integrar energeticamente as correntes quentes e frias dos processos.

Seção 3.1

Evaporadores e condensadores

Diálogo aberto

A separação de componentes de uma determinada solução ou a concentração dela, visando à obtenção de produtos com valor agregado para comércio, pode passar por operações que envolvem mudança de fase, tais como evaporação e condensação. Nesta seção, essas operações serão abordadas além dos equipamentos para tal, ou seja, os evaporadores e condensadores, os quais são largamente empregados na indústria química, alimentícia, petroquímica e de processos em geral.

Uma empresa química contratou a empresa de consultoria na qual você é engenheiro para a resolução de um de seus problemas relacionados à operação de concentração de determinada solução aquosa com sólidos orgânicos em dissolução, visando agregar valor ao subproduto de determinado processo químico proveniente de uma de suas unidades produtivas. A priori, a solução aquosa contém 3% de sólidos orgânicos dissolvidos. Para esse subproduto ter valor de mercado, ele precisa ter concentração de 38%. Para tanto, seu supervisor pediu para que você projete um evaporador com circulação forçada a duplo efeito, contracorrente com alimentação inversa (alimentação sendo realizada no segundo efeito), tomando como base de cálculo vazão mássica do produto no primeiro efeito, $L_1 = 1000\ kg/h$. Para essa base de cálculo, qual é a área de troca térmica obtida, considerando $q_1 = q_2$? Se for utilizada uma área de $200\ m^2$ em cada efeito ($A_{troca,1} = A_{troca,2}$), qual seria a taxa de produção? Sabendo que o coeficiente global de transferência de calor é de $2800\ W/m^2 \cdot K$ no primeiro efeito, sendo de $4000\ W/m^2 \cdot K$ no segundo. Além disso, é sabido que a solução aquosa não apresenta Elevação do Ponto de Ebulição (EPE) entrando no evaporador a 30 °C no segundo efeito (alimentação inversa) e o vapor saturado (entra no primeiro efeito) disponível para o processo de evaporação possui pressão de $7 \times 10^5\ Pa$, enquanto o segundo efeito está a uma pressão de 7020 Pa. Admite-se $c_{p,solução} = 4{,}187\ kJ/kg \cdot ^\circ C$.

A solução desta primeira problemática mostrará ao seu supervisor habilidades atitudinais de senso crítico e de resolução de problemas, habilidades estas imprescindíveis para se manter na equipe de engenheiros. Para tanto, você deve fazer uso da teoria básica vista nesta seção do cálculo de evaporadores de múltiplos efeitos, dos balanços de massa e térmico em cada efeito do evaporador, além das equações da cinética de transferência de calor no sistema.

Não pode faltar

Princípios básicos de evaporadores e condensadores

Na indústria química e de processos em geral, a operação de evaporação consiste em um dos métodos principais que objetivam a concentração de soluções, por meio da separação (evaporação parcial) de um solvente volátil de determinado soluto considerado não volátil, de maneira que o produto resultante, ou concentrado, tenha o maior valor agregado do processo para ser comercializado. Para que a evaporação ocorra, emprega-se no evaporador um vapor condensante, o qual fornece o calor necessário para evaporar a quantidade necessária de solvente para que o produto alcance a concentração desejada. Esse vapor condensante acaba por ser retirado do evaporador como condensado (em estado liquefeito), sem contato com a solução, podendo ser empregado em outras operações, no estado líquido, de acordo com a demanda. Nos evaporadores, geralmente o vapor condensante consiste de uma substância pura e, tanto a vaporização do solvente, quanto a condensação do vapor condensante ocorrem à pressão constante. Nos condensadores, pode ocorrer a condensação do vapor de uma substância pura, na qual a transição de vapor para líquido ocorre à mesma temperatura (temperatura de saturação ou de equilíbrio), como também pode haver a condensação de uma mistura de vapores, sendo que, nesse último caso, existe um intervalo de temperatura condensação. É comum termos a sensação de que a evaporação se confunde com as operações de secagem, destilação e cristalização, no entanto, existem diferenças significativas.

Assimile

É importante ter em mente a diferença entre a evaporação e a secagem. Na evaporação, obtém-se um produto líquido, concentrado,

enquanto na secagem tem-se, ao término da operação, um produto sólido. A diferença entre evaporação e destilação também precisa estar clara. Na evaporação, a parcela evaporada consiste apenas de solvente, porém, na destilação, a corrente gasosa pode apresentar soluto, quando o mesmo é volátil.

Reflita

Tanto a evaporação quanto a cristalização são fundamentadas no mesmo princípio básico. No entanto, existe um importante fator que as diferencia. Qual é a principal diferença entre a evaporação e a cristalização?

No que tange o funcionamento dos evaporadores, dois parâmetros principais se destacam: capacidade do equipamento de evaporação (definida pela taxa mássica de solvente evaporada) e economia (razão entre a massa de solvente evaporada pela massa de vapor saturado ou condensante usada para fornecer calor para a operação de concentração da solução). O calor proveniente do vapor condensante para evaporar o solvente (q) segue a Lei de Resfriamento de Newton, apresentada em função do coeficiente global de troca térmica (U), como segue:

$$q = UA_{troca}\left(T_{g,água} - T_{eb}\right),$$

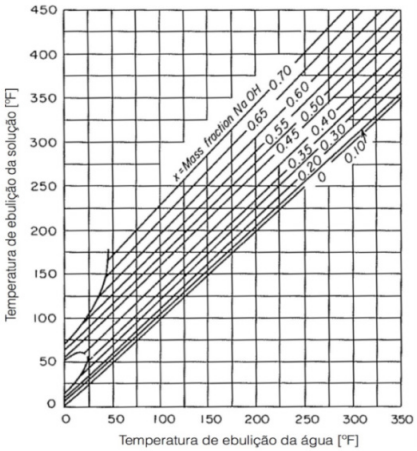
na qual q representa a taxa de transferência de calor, U representa o coeficiente global de troca térmica, A_{troca} refere-se à área superficial ou de troca térmica enquanto $T_{g,água}$ e T_{eb} representam a temperatura do vapor condensante saturado (comumente água) e a temperatura de ebulição da solução a ser concentrada, respectivamente. De maneira análoga aos evaporadores, nos condensadores, o vapor de água saturado usualmente é substituído por água refrigerante, que retirará calor do vapor a ser condensado.

Se a temperatura de alimentação no evaporador estiver abaixo da temperatura de ebulição, então, o calor deve ser fornecido para a solução, até que esta alcance o ponto de ebulição, e, posteriormente, evapore. Neste cenário, um trocador de calor na região de entrada influencia significativamente na quantidade de vapor condensante a ser usado para evaporar o solvente. Uma vez que o trocador pode ser empregado para elevar a temperatura da

corrente de alimentação até a T_{eb}, ou até mesmo acima (causa uma evaporação de elevada capacidade, tipo flash), economizando, assim, vapor condensante.

Nos evaporadores geralmente pode-se observar o fenômeno EPE nas soluções. Tal fenômeno deve-se ao fato de a pressão de vapor de determinadas soluções ser menor que a pressão de vapor da água pura à mesma temperatura. Sendo assim, assumindo-se mesma pressão, a temperatura de ebulição dessas soluções é maior que a da água pura. Cabe citar que a EPE é significativa para soluções consideravelmente concentradas com compostos inorgânicos, sendo praticamente desprezível para soluções diluídas ou orgânicas. Neste contexto, tem-se as Linhas de Duhring, as quais representam a diferença entre a temperatura de ebulição da solução e da água pura, considerando mesma pressão de operação. Na figura 3.1 são apresentadas as Linhas de Duhring para o sistema H_2O-NaOH.

Figura 3.1 | Linhas de Duhring para soluções aquosas de NaOH em função das frações mássicas do soluto



Fonte: Adaptado de McCabe et al. (1993, p. 472).

Note que tanto o eixo das abscissas quanto das ordenadas apresentam a unidade °F para a temperatura.

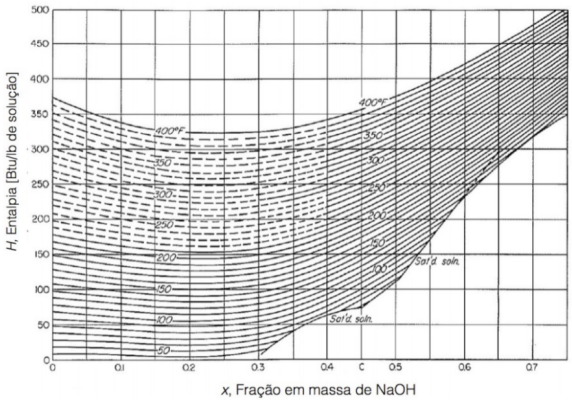
Exemplificando

Suponhamos que em determinada problemática você necessite da temperatura de ebulição de uma solução, sabendo que a temperatura

da água em determinada pressão é de $T = 200\ ^{\circ}F$ e a concentração da solução de 40 %. Assim, usando a figura 3.1, você deve traçar uma reta partindo do eixo das abscissas em $T = 200\ ^{\circ}F$ até a reta que representa a concentração de 0,40. Rebatendo no eixo das ordenadas, você obterá uma temperatura de $250\ ^{\circ}F$ para a temperatura de ebulição da solução.

Para o sistema H_2O-NaOH, além das linhas de Duhring, é necessário fazer uso do seu respectivo diagrama entalpia-concentração, apresentado na figura 3.2, o qual auxilia no cálculo energético dos evaporadores. Neste caso, cabe mencionar que 1 Btu/lb equivale a 2,326 kJ/kg.

Figura 3.2 | Diagrama entalpia-concentração para o sistema H_2O-NaOH para diferentes temperaturas de operação



Fonte: Adaptado de McCabe et al. (1993, p. 479).

Nos evaporadores, aspectos operacionais podem afetar o processo de evaporação, tais como:

• **Concentração da solução**: Parâmetro determinante e inerente ao processo de evaporação, causando efeito significativo nas propriedades da solução. Na medida em que a concentração é elevada, tem-se um aumento na viscosidade e na massa específica da solução (dificulta o bombeamento da corrente líquida), além do ponto de ebulição. Se o ponto de ebulição da solução se tornar maior que o do solvente, pode ocorrer a formação de cristais, caso a solução alcance o seu ponto de saturação, o que pode afetar a operação de evaporação de maneira negativa (bloqueio de tubos,

perda do produto, quebra do evaporador, etc.).

• **Sensibilidade térmica**: Devido ao fato de alguns produtos se degradarem mais facilmente com o aumento da temperatura, tais quais produtos da indústria química e farmacêutica, a operação de evaporação, nesses casos específicos, deve ser feita sob condições especiais (ex.: vácuo).

• **Formação de espuma**: Ocorre principalmente quando se trabalha com substâncias orgânicas, podendo contaminar o vapor, além de perder uma fração de soluto que pode interferir diretamente na concentração da solução e, por conseguinte, no valor do produto final, ou até na perda total do produto.

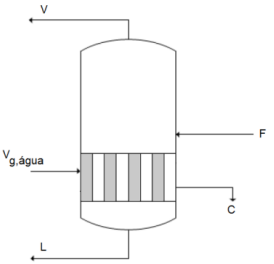
• **Incrustação**: Assim como a salinização, a escamação prejudica a troca térmica entre o vapor condensante e a solução. Neste caso, ocorre uma diminuição do coeficiente global de troca térmica devido à incrustação, materiais sólidos na corrente de alimentação, etc. Também eleva o custo do processo, por causar a necessidade de limpeza e manutenção periódicas.

Nos processos de evaporação, pode-se fazer uso de apenas um evaporador (simples efeito), ou de vários evaporadores em série (múltiplos efeitos).

Cálculo de evaporadores de simples efeito

Um desenho esquemático de um evaporador simples efeito é mostrado na figura 3.3, na qual *F* representa a carga de alimentação, *L* é a vazão mássica da corrente líquida (solução concentrada ou produto final), *V* refere-se à vazão mássica de solvente evaporado, $V_{g,água}$ representa o vapor de água condensante (saturado) e *C* é o condensado (corrente $V_{g,água}$ condensada). Nesta seção, considera-se sempre água como vapor saturado condensante devido ao seu significativo emprego em tais equipamentos na indústria.

Figura 3.3 | Evaporador de simples efeito



Fonte: Elaborada pelo autor.

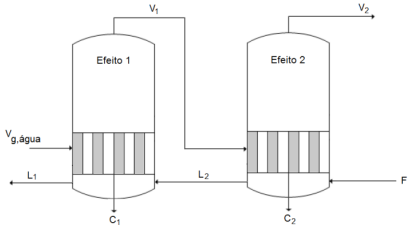
O balanço de massa global é representado por $F = L + V$. Já o balanço de soluto na solução é dado por: $Fx_F = Lx_L$, em que x representa a concentração do soluto em % e os subscritos F e L referem-se às correntes de alimentação e do produto. Já o balanço de energia pode ser feito em termos das entalpias. Inicialmente, para o vapor condensante (balanço similar ao de condensadores): $q = V_{g,água}\left(H_C - H_{g,água}\right) = -V_{g,água}\lambda_{g,água}$,

na qual $\lambda_{g,água}$ representa o calor latente de condensação de vapor de água, enquanto H_C e $H_{g,água}$ representam as entalpias das correntes de vapor de água já condensado e na forma de vapor saturado, respectivamente. Note que a taxa de transferência de calor é negativa, pois calor é perdido para a solução. Agora, fazendo o balanço de energia para a solução a ser concentrada, temos que q é positivo, pois recebe o calor do vapor condensante. Assim, assumindo que não há perda de calor para o ambiente: $V_{g,água}\lambda_{g,água} = LH_L + V\lambda_V - FH_F$, na qual H_F e H_L representam as entalpias específicas da solução no estado líquido na alimentação e na saída (produto final), respectivamente, enquanto λ_V é o calor latente de vaporização. A economia de um evaporador pode ser calculada pela razão da taxa de evaporação pela corrente de vapor saturada fornecida, $Economia = \frac{V}{V_{g,água}}$. Em alguns casos, tal equação pode aparecer na seguinte forma, $V_{g,água}\lambda_{g,água} = Fc_p\left(T_{ebulição} - T_F\right) + V\lambda_V$, na qual os termos $LH_L - FH_F$ são substituídos por $Fc_p\left(T_{ebulição} - T_F\right)$.

Cálculo de evaporadores de múltiplos efeitos

A figura 3.4 apresenta o desenho esquemático de evaporadores múltiplos efeitos, em contracorrente e alimentação inversa. O uso de mais efeitos procede de maneira análoga. Cabe mencionar que existem diversas configurações, a serem definidas pelo tipo de escoamento (contracorrente, paralelo, misto), pela alimentação (direta, inversa), entre outras.

Figura 3.4 | Evaporador múltiplo efeito com alimentação inversa



Fonte: Elaborada pelo autor.

As etapas para o cálculo das vazões mássicas, calores latentes, entalpias e taxa de transferência de calor são fornecidas passo a passo, como segue:

a) Balanço de massa no primeiro efeito: $L_2 = L_1 + V_1$;

b) Balanço de sólidos no primeiro efeito: $L_2 x_2 = L_1 x_1$. No segundo efeito não é necessário balanço de sólidos, pois sabemos a concentração de entrada, enquanto a concentração de saída do segundo efeito (x_2) é obtida pelo balanço de sólidos no primeiro efeito;

c) Balanço de massa no segundo efeito: $F = L_2 + V_2$;

d) Balanço térmico no primeiro efeito: $V_{g,água}\lambda_{g,água} + L_2 H_{L_2} = L_1 H_{L_1} + V_1 H_{V_1}$;

e) Balanço térmico no segundo efeito: $V_1\left(H_{V_1} - H_{C_2}\right) + FH_F = V_2 H_{V_2} + L_2 H_{L_2}$;

f) Cinética da transferência de calor no primeiro efeito: $V_{g,água}\lambda_{g,água} = q_1 = +U_1 A_{troca,1}\left(T_{g,água} - T_1\right)$, na qual T_1 é a T_{eb} no primeiro efeito;

g) Cinética da transferência de calor no segundo efeito: $V_1\left[H_{V_1} - (T_1 - 0)c_{p,água_{(l)}}\right] = V_1\lambda_{V_1}$ $V_1\lambda_{V_1} = q_2 = U_2 A_{troca,2}\left(T_1 - T_{efeito\ 2}\right)$, na qual $c_{p,água_{(l)}}$ representa o calor específico da água líquida a $0\ °C$ na pressão de ponto triplo.

Geralmente, no que tange o cálculo de evaporadores, algumas variáveis se destacam, tais quais as taxas de transferência de calor (q_1 e q_2) do vapor condensante para a solução, a área de troca térmica dos evaporadores ($A_{troca,1}$ e $A_{troca,2}$), além da taxa de evaporação,

correntes V_1 e V_2. Para tanto, no início do procedimento de cálculo, você deverá obter as entalpias, as quais são fornecidas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 | Propriedades termodinâmicas para a água saturada

Temperatura (°C)	Pressão (Pa)	Líquido sat.	Entalpia (kJ/kg) Evap./Cond.	Vapor sat.
35	5628	146,7	2418,6	2565,3
40	7384	167,5	2406,7	2574,3
50	12350	209,3	2382,8	2592,1
55	15758	230,2	2370,7	2600,9
65	25030	272,0	2346,2	2618,2
70	31190	293,0	2333,9	2626,8
90	70140	376,9	2283,2	2660,1
95	84550	397,9	2270,2	2668,1
110	143300	461,3	2230,2	2691,5
115	169100	482,5	2216,5	2699,0
125	232100	525,0	2188,5	2713,5
130	270100	546,3	2174,2	2720,5
165	700500	697,3	2066,2	2763,5
170	791700	719,2	2049,5	2768,7
175	892000	741,2	2032,4	2773,6
180	1002000	763,2	2015,0	2778,2

Fonte: Adaptada de Van Wylen et al. (2009, p. 576-577).

Cálculo de condensadores

O cálculo de condensadores é análogo ao apresentado para os evaporadores. A principal diferença pode ser representada na figura 3.5, na qual F é a carga de alimentação, mas agora, ao invés de termos uma solução, tem-se na entrada vapor. A corrente L continua sendo produto, no entanto, representa o condensado do vapor de entrada (quando a condensação não é completa, a corrente L passa a ser $L+V$).

Figura 3.5 | Condensador bitubular sem vaporização da água refrigerante em contracorrente

Fonte: Elaborada pelo autor.

O condensador pode condensar uma substância pura no estado de vapor ou uma mistura de vapores. Geralmente usa-se água como refrigerante. A água também pode entrar no equipamento em estado de saturação e sair do condensador no estado de vapor. Tudo depende da temperatura e pressão em que entra no equipamento.

Pesquise mais

O cálculo de condensadores, de maneira bem mais complexa, em várias configurações, abrangendo inclusive perda de carga, pode ser encontrado entre as páginas 211 e 289 dos capítulos 12, "Condensação de um único evaporador", e 13, "Condensação de uma mistura de evaporadores". In: KERN, D. Q. *Processos de transmissão de calor*. 1. ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

Aplicação dos condensadores nas operações unitárias

Geralmente os condensadores são empregados para condensar, total ou parcialmente, produtos de topo provenientes das torres de destilação, podendo estes produtos consistirem de substâncias puras ou mistura de hidrocarbonetos, sendo amplamente empregados na indústria química e petroquímica. A escolha do condensador provém da análise de diversos fatores específicos. Quando utilizamos um condensador na saída de uma coluna de destilação, e desejamos que o condensado retorne para a torre, pode-se empregar um condensador com retorno do refluxo sob a ação da gravidade. Outro exemplo da aplicação de condensadores está relacionado à condensação do vapor de água da exaustão de turbinas com descarga a vácuo.

Equipamentos utilizados no processo de evaporação

Os evaporadores pertencem a duas classes principais: de circulação natural e de circulação forçada. Os evaporadores que apresentam circulação natural podem ser utilizados para sanar as necessidades mais simples da operação. Os evaporadores com circulação forçada abrangem também soluções salinas, viscosas e com potencial de formação de incrustação. Ambas as classes podem ser usadas em simples ou múltiplos efeitos. Os evaporadores com circulação natural podem ser divididos em quatro principais tipos, a saber:

- **Evaporadores com tubos horizontais**

Representa o tipo mais antigo de evaporador. Como a evaporação ocorre na região externa aos tubos que carregam vapor, elimina-se

qualquer possibilidade de incrustação no interior destes, permitindo assim o emprego de tubos menores, em relação a qualquer outro tipo de evaporador. Caíram em desuso por permitirem somente soluções diluídas.

- Evaporador vertical (calandra)

Evaporador vertical com recipiente fechado (calandra) consiste de tubos verticais curtos, dispostos entre dois espelhos fixos, os quais são aparafusados com os flanges da carcaça. O vapor flui pelo exterior dos tubos. A solução circula no interior dos tubos e retorna ao fundo do evaporador pela região central. Em tal tipo de evaporador pode ser instalada uma hélice a fim de aumentar a velocidade de circulação da solução. Os evaporadores verticais de tubo curto são empregados majoritariamente em soluções livres de corrosão. Caso a solução apresente característica cristalizante, este tipo de evaporador deve ser usado com agitação forçada. Como vantagem, apresenta fácil limpeza no caso de formação de incrustação e baixo custo. Por outro lado, ocupa grande espaço físico, significativo peso e tempo de residência das correntes.

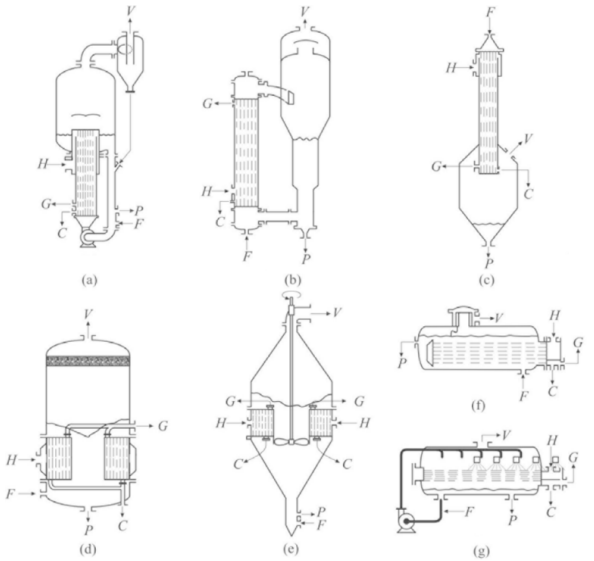
- Evaporadores verticais com tubos longos

Evaporador casco e tubos, apresentando tubos com comprimento entre 6 e 11 m e diâmetro externo em torno de 0,050 m (Kern, 1987). Podem apresentar configuração com recirculação. O fluxo pode ser tipo filme ascendente (solução é arrastada pelo vapor), descendente (solução desce por gravidade) e agitado (uso de pás giratórias para formação do filme em escoamentos viscosos). Tal evaporador é aplicado, principalmente, na indústria de papel e celulose (concentração de lixívia) e na indústria alimentícia (concentração de leite), apresentando como vantagens tempo de residência baixo (alguns segundos). Trata-se do tipo de evaporador mais comum, devido ao baixo custo por unidade de capacidade de evaporação. Em contrapartida, ocupa espaço físico considerável.

Existem diversos modelos de evaporadores com circulação forçada. Como principal característica, necessitam do uso de bombas para elevar a velocidade de transporte da solução. É exatamente o uso das bombas que viabiliza o emprego de tal evaporador para soluções de elevada viscosidade. A velocidade do escoamento também impede a formação de depósitos excessivos, quando do emprego de soluções salinas e soluções passíveis de formação de incrustação,

no entanto, o valor da velocidade de circulação da solução é limitado em decorrência de problemas relacionados à corrosão. Podem não ser economicamente viáveis devido ao uso excessivo de bombas (alto custo). A figura 3.6 apresenta os diversos tipos de evaporadores encontrados na indústria de processos de maneira sumarizada.

Figura 3.6 | Tipos de evaporadores
(a) Circulação forçada; (b) Vertical de tubo longo com recirculação; (c) Filme descendente; (d) Vertical de tubo curto; (e) Calandra com agitação; (f, g) Evaporador de tubo horizontal. C = Condensado; F = Alimentação; P = Produto; V = Vapor; H = Vapor de aquecimento; G = Corrente de gás (respiro).



Fonte: Adaptado de Tadini et al. (2016, p. 386).

Sem medo de errar

Como engenheiro de uma empresa de consultoria, você foi encarregado de solucionar um problema relacionado à concentração de determinada solução aquosa com sólidos orgânicos dissolvidos no projeto de um evaporador a duplo efeito, contracorrente com alimentação inversa, circulação forçada, carga de entrada (3%) a no segundo efeito, vapor saturado (no primeiro efeito) a pressão de 7×10^5 Pa e pressão no condensador de 7020 Pa. A empresa contratante busca saber qual é a área de troca térmica de cada efeito, assumindo vazão base de produto na saída do primeiro efeito $L_1 = 1000$ kg/h (admitindo-se $q_1 = q_2$) com a solução saindo a 38%

(produto)? Se for utilizada uma área de $200\ m^2$ em cada efeito ($A_{troca,1} = A_{troca,2}$), qual seria a taxa de produção? Considere que não há EPE.

Dados: $U_{efeito\ 1} = 2800\ W/m^2 \cdot K$ e $U_{efeito\ 2} = 4000\ W/m^2 \cdot K$.

Assumindo perdas térmicas dos evaporadores para a vizinhança desprezíveis e enumerando os dados de operação, temos:

1) Vazão na saída do primeiro efeito, L_1 , de 1000 kg/h como base de cálculo;

2) Taxas de transferência de calor iguais inicialmente, $q_1 = q_2$;

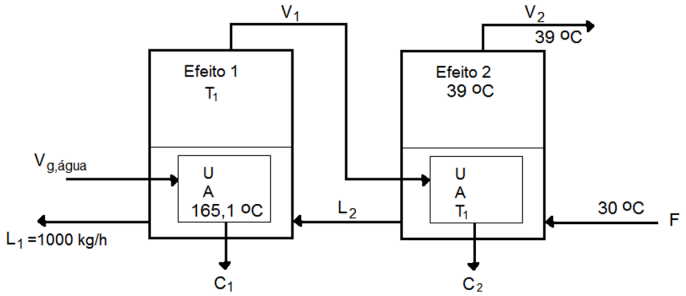
3) Áreas de troca térmica iguais, $A_{troca,1} = A_{troca,2}$;

4) Solução não apresenta EPE (Elevação do Ponto de Ebulição);

5) Calor específico da solução igual ao da água de maneira que as entalpias serão calculadas com base na água líquida a 0 °C (pressão de ponto triplo, aproximadamente 611 Pa), ou seja $c_{p,solução} = 4{,}187\ kJ/kg \cdot ^\circ C$;

Por meio da Tabela 3.1, através das pressões do vapor saturado que entra no primeiro efeito e do segundo efeito (no espaço de evaporação), obtemos que a temperatura do vapor saturado é de T = 165,0 °C, enquanto a temperatura espaço de evaporação do segundo efeito é de T = 39,0 °C. Assim, podemos desenhar o esquema dado pela figura 3.7 (o subscrito 1 refere-se ao primeiro efeito, enquanto o subscrito 2 representa o segundo), na qual F é a carga de alimentação principal que entra no segundo efeito, L_1 é o produto final concentrado que sai do primeiro efeito, as correntes V_1 e V_2 estão na forma de vapor, $V_{g,água}$ representa o vapor condensante de água, enquanto as correntes denotadas por C_1 e C_2 representam condensados.

Figura 3.7 | Esboço da situação problema



Fonte: Elaborada pela autora.

Pelo balanço de massa total, admitindo o dado 1, temos, para a corrente líquida: $1000 \times 0{,}38 = F \times 0{,}03$ de maneira que $F = 12666{,}7 \text{ kg/h}$. Já para a solução vaporizada, $V_1 + V_2 = F - 1000$, portanto $V_1 + V_2 = 11666{,}7 \text{ kg/h}$. Agora, separando os balanços por efeito:

a) Balanço de massa no primeiro efeito: $L_2 = L_1 + V_1$.

b) Balanço de sólidos no primeiro efeito: $L_2 x_2 = L_1 x_1$.

c) Balanço de massa no segundo efeito: $F = L_2 + V_2$. No segundo efeito, não é necessário balanço de sólidos, pois sabemos a concentração de entrada, enquanto a concentração de saída do efeito (x_2) é obtida pelo balanço de sólidos no primeiro efeito.

d) Balanço térmico no primeiro efeito: $V_{g,água}\lambda_{g,água} + L_2 H_{L_2} = L_1 H_{L_1} + V_1 H_{V_1}$.

e) Balanço térmico no segundo efeito: $V_1\left(H_{V_1} - H_{C_2}\right) + FH_F = V_2 H_{V_2} + L_2 H_{L_2}$.

f) Cinética da transferência de calor no primeiro efeito:

$V_{g,água}\lambda_{g,água} = q_1 = +U_1 A_{troca,1}\left(165{,}0 - T_1\right)$.

g) Cinética da transferência de calor no segundo efeito:

$$V_1\left(H_{V_1} - (T_1 - 0)c_{p,água_{(l)}}\right) = V_1\lambda_{V_1}$$
$$V_1\lambda_{V_1} = q_2 = U_2 A_{troca,2}\left(T_1 - 39{,}0\right)$$

Considerando os dados 2 e 3, obtemos: $U_1 A_{troca,1}\left(-\Delta T_1\right) = U_2 A_{troca,2}\left(-\Delta T_2\right)$. Rearranjando, chega-se a: $\left(-\Delta T_1\right) = \frac{U_2 A_{troca,2}}{U_1 A_{troca,1}}\left(-\Delta T_2\right) \Rightarrow \left(-\Delta T_1\right) = \frac{4000}{2800}\left(-\Delta T_2\right) \Rightarrow \left(-\Delta T_1\right) = 1{,}43\left(-\Delta T_2\right)$.

Como não há EPE, $\sum -\Delta T = 165{,}0 - 39{,}0 = 126{,}0\ ^\circ\text{C}$, então, obtemos: $-\Delta T_2 = 51{,}9\ ^\circ\text{C}$ e $-\Delta T_1 = 74{,}2\ ^\circ\text{C}$. Assim, $T_1 = 165{,}0 - 74{,}2 = 90{,}8\ ^\circ\text{C}$. Na temperatura, conseguimos por interpolação da Tabela 3.1, $H_{V_1} = 2661{,}4 \text{ kJ/kg}$ e $\lambda_{V_1} = 2281{,}1 \text{ kJ/kg}$. Colocando o balanço térmico no primeiro efeito como $L_2 H_{L_2} = L_1 H_{L_1} + V_1 H_{V_1} - V_{g,água}\lambda_{g,água}$, e, de maneira similar, no segundo efeito, como, $L_2 H_{L_2} = V_1\left(H_{V_1} - H_{C_2}\right) + FH_F - V_2 H_{V_2}$, podemos igualar as duas equações e resolver para a corrente V_1, pois, pela consideração inicial de que *q1* = *q2*, através das equações (f) e (g), temos que $V_{g,água}\lambda_{g,água} = V_1\lambda_{V_1}$, e, assim, $V_1\underbrace{\left(H_{V_1} - H_{C_2}\right)}_{\lambda_{V_1}} + FH_F - \left(11666{,}7 - V_1\right)H_{V_2} = L_1 H_{L_1} + V_1 H_{V_1} - V_1\lambda_{V_1} \Rightarrow$

$$V_1 = \frac{11666{,}7H_{V_2} - FH_F + L_1 H_{L_1}}{\left(2\lambda_1 + H_{V_2} - H_{V_1}\right)}$$. A entalpia de alimentação é

$H_F = 30 \times 4{,}187 = 125{,}6$ kJ/kg, de modo que

$H_{L_1} = 90{,}8 \times 4{,}187 = 380{,}2$ kJ/kg. Já $H_{V_2} = 2572{,}5$ kJ/kg, obtido por interpolação da Tabela 3.1, em $T = 39$ °C. Substituindo os valores:

$V_1 = \dfrac{(11666{,}7 \times 2572{,}5 - 12666{,}7 \times 125{,}6 + 1000 \times 380{,}2)}{(2 \times 2280{,}9 + 2572{,}5 - 2661{,}5)} = 6438{,}5$ kg/h. Assim, $V_2 = 11666{,}7 - V_1 = 5228{,}2$ kg/h, e da equação (a), $L_2 = 1000 + 6438{,}5 = 7438{,}5$ kg/h. Substituindo as vazões na equação (d) e resolvendo para $V_{g,água}\ \lambda_{g,água}$, obtemos: $V_{g,água}\lambda_{g,água} = 16{,}301 \times 10^9$ J/h. Precisamos verificar se, de fato, $q_1 = q_2$. Para tanto, através da equação (g), $q_2 = V_1\lambda_1 \Rightarrow 6438{,}5 \times 2281{,}1 = 14{,}687 \times 10^9$ J/h, representando $q_1 = 1{,}1q_2$. Calculando a área no primeiro efeito: $A_{troca,1} = \dfrac{q_1}{U_1 \times 3600(165{,}0 - 90{,}8)} = 21{,}79$ m^2.

Já para o segundo, fica: $A_{troca,2} = \dfrac{q_2}{U_2 \times 3600(90{,}8 - 39)} = 19{,}69$ m^2.

Nota-se que as áreas são próximas, mas não iguais. Uma possibilidade seria usar a relação $q_1 = 1{,}1q_2$, calculando uma nova e, por conseguinte, novas entalpias para a solução aquosa líquida e para as correntes vaporizadas. Desta forma, é possível que se alcance um valor próximo da igualdade entre as áreas de troca térmica, na medida em que se faça mais interações desse tipo.

A taxa de produção (solução aquosa contendo 38% de sólidos orgânicos), sem a correção $q_1 = 1{,}1q_2$ e considerando $A_{media} = \dfrac{A_{troca,1} + A_{troca,2}}{2} = 20{,}74$ m^2, é estimada por $1000 \times \dfrac{200}{20{,}74} = 9642{,}2$ kg/h.

Avançando na prática

Lidando com a EPE num evaporador simples efeito

Descrição da situação-problema

Quando se tem a adição de um soluto, não volátil, num solvente puro, pode-se ter a EPE da solução. E saber lidar com essa situação é necessário para a resolução de uma problemática passada pelo seu supervisor, na qual determinada solução aquosa a 8% em açúcar (sacarose) deve ser concentrada até 32% (apresenta EPE) num evaporador de simples efeito, o qual disponibiliza um coeficiente global de troca térmica de $1900\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$ e pressão no espaço de evaporação de $1{,}32 \times 10^4\ \mathrm{Pa}$. A carga de alimentação é de 10000 kg/h a uma temperatura de 30 °C ao passo que a pressão de saturação do vapor condensante (vapor de água) é de $1{,}50 \times 10^5\ \mathrm{Pa}$. Sabe-se que o calor específico da solução é independente da temperatura e expresso em função de graus Brix da concentração da entrada (B, que equivale a 1 g de açúcar para 100 g de solução), $c_p = 4{,}186 - 0{,}025B\ \mathrm{kJ/kg \cdot K}$. Neste cenário, seu supervisor quer saber qual é o consumo de vapor condensante para realizar esta concentração? Qual a área de troca térmica necessária para tal?

Dados: Balanço de energia com EPE $V_{g,água}\lambda_{g,água} = F_{c_p}(T_{ebulição} + EPE - T_F) + V\lambda_V$, $EPE = \alpha X_L^{\beta} \exp(\gamma X_L) p^{\delta}$, na qual $\alpha = 0{,}030612$, $\beta = 0{,}09417$, $\gamma = 0{,}05329$, $\delta = 0{,}1356$, em que p deve estar em mbar e é a concentração (colocar em %).

Resolução da situação-problema

Primeiramente, usando-se a Tabela 3.1, através das pressões no espaço do evaporador e no condensador, chegamos, por meio de interpolação, às temperaturas de T=51,2 °C e T= 111,3 °C, respectivamente. Com estes valores, de pressão ou de temperaturas, também obtemos as entalpias de vaporização do solvente e condensação do vapor de água saturado, de $2379{,}8\ \mathrm{kJ/kg}$ e $2226{,}6\ \mathrm{kJ/kg \cdot ^\circ C}$. Sabendo que a solução está inicialmente concentrada em 8%, temos que o calor específico da solução é, colocando B em porcentagem, $c_p = 4{,}186 - 0{,}025 \times 8 = 3{,}986\ \mathrm{kJ/kg \cdot K}$. Como as concentrações são conhecidas na entrada e na saída do

evaporador, assim como a vazão mássica de alimentação, através do balanço de massa $F = L + V = 10000$, obtemos as vazões de produto final, $F \times x_F = L \times x_L \Rightarrow L = \frac{(10000 \times 0{,}08)}{0{,}32} = 2500 \text{ kg/h}$ e de solvente vaporizado $V = 10000 - 2500 = 7500 \text{ kg/h}$. Agora, precisamos resolver o balanço de energia para chegarmos à quantidade de vapor necessária para o processo de concentração. Desse modo, $V_{g,água}\lambda_{g,água} = Fc_p\left(T_{ebulição} + EPE - T_F\right) + V\lambda_V$. Para a resolução do balanço de energia, falta o cálculo da EPE, o qual, neste caso, pode ser dado pela relação $EPE = \alpha X_L^{\beta} \exp\left(\gamma X_L\right) p^{\delta}$. Usando os parâmetros disponibilizados no enunciado, chega-se a $EPE = 0{,}030612 \times 32^{0{,}09417} \exp(0{,}05329 \times 32) 132^{0{,}1356} = 0{,}5 \text{ °C}$. Assim, o consumo de vapor é de $V_{g,água} = \frac{10000 \times 3{,}986(51{,}2 + 0{,}5 - 30) + 7500 \times 2379{,}8}{2226{,}6} = 8405{,}1 \text{ kg/h}$ (equivale a 2,33 kg/s). Essa vazão proporciona uma taxa de transferência de calor de $q = V_{g,água}\lambda_{g,água} = 18{,}7 \text{ GJ/h} = 5198{,}7 \text{ kW}$ (lembrando que a unidade J/s equivale a W). Sendo assim, a área necessária para trocar esta quantidade de calor é de $A_{troca} = \frac{5198{,}7 \times 10^3}{1900(111{,}3 - 51{,}2)} = 45{,}6 \text{ m}^2$.

Faça valer a pena

1. No projeto de evaporadores, por vezes é interessante assumir perdas térmicas no processo de concentração das soluções pela passagem de vapor saturado, para garantir que a taxa de evaporação desejada seja alcançada.

Num evaporador simples efeito, deve-se concentrar uma carga de alimentação de 7000 kg/h de solução aquosa a 6% em sólido ($T = 39{,}9 \text{ °C}$), para 28 %, fazendo-se uso de vapor saturado a uma pressão de $1{,}5 \times 10^5 \text{ Pa}$, sendo que a pressão no espaço de evaporação é de $2{,}7 \times 10^4 \text{ Pa}$. Assumindo que o evaporador apresente perdas térmicas de 6% do calor total transferido do vapor saturado para a solução, você deve calcular a taxa de evaporação e o consumo de vapor do equipamento. Nesse caso, desconsidere a EPE e considere os calores específicos das soluções como constantes e iguais a $3{,}56 \text{ kJ/kg·K}$.

a) 1,53 kg/s e 2,30 kg/s.

b) 1,53 kg/s e 1,80 kg/s.
c) 1,80 kg/s e 2,80 kg/s.
d) 1,53 kg/s e 2,80 kg/s.
e) 1,53 kg/s e 4,50 kg/s.

2. Condensadores são usados frequentemente na indústria química para condensar vapores, podendo estes serem provenientes do topo de uma torre de destilação ou de correntes diversas ao longo de uma unidade produtiva, visando o uso desta corrente no estado líquido para determinados fins.
Qual a área de troca térmica necessária para condensar toda a corrente de alimentação de n-propanol puro (álcool propílico) a uma vazão de 27216 kg/h no estado vapor saturado a $T = 117{,}8\ °C$ (pressão absoluta de $2{,}07 \times 10^5\ Pa$), fazendo-se uso de um condensador bitubular horizontal em contracorrente com água (entrando a 29,4 °C e saindo a 48,9 °C) como fluido refrigerante, sabendo que o coeficiente global de transferência de calor é de $2000\ W/m^2 \cdot K$. Além disso, qual vazão mássica de água necessária para a operação? Considere o calor específico da água constante.

Dados: calor de vaporização do n-propanol igual a 662,9 kJ/kg.
Utilize a tabela abaixo para resolução.

Tabela 3.2 | Propriedades termofísicas da água saturada (fase líquida)

T (K)	$v_{específico}$ (m^3/kg)	C_P ($J/kg \cdot K$)	α ($Pa \cdot s$)	k ($W/m \cdot K$)	Pr
295	0,001002	4181	0,000959	0,606	6,62
300	0,001003	4179	0,000855	0,613	5,83
305	0,001005	4178	0,000769	0,620	5,20

Fonte: Adaptada de Bergman et al. (2016, p. 640).

a) $22\ m^2$ e $61{,}48\ kg/s$.
b) $12\ m^2$ e $53{,}46\ kg/s$.
c) $32\ m^2$ e $61{,}48\ kg/s$.
d) $32\ m^2$ e $53{,}46\ kg/s$.
e) $12\ m^2$ e $53{,}46\ kg/s$.

3. Algumas soluções mudam significativamente o seu ponto de ebulição em função da concentração do soluto. É o que ocorre com a solução H_2O -NaOH, cujos dados são fornecidos pelas linhas de Duhring, e, através da temperatura de ebulição obtida, pode se obter a entalpia da solução através de um diagrama específico entalpia-concentração para o referido sistema. Sendo assim, pode-se então calcular os parâmetros de interesse do processo de evaporação.

Uma carga de 9000 kg/h de solução H_2O-NaOH a 20% ($T = 40{,}0\ ^\circ C = 104{,}0\ ^\circ F$) deve ser concentrada em 50%, fazendo-se uso de um evaporador de simples efeito ($U = 1454\ W/m^2 \cdot K$), no qual a pressão absoluta no espaço de evaporação é de $1{,}33 \times 10^4\ Pa$. O vapor de água usado como condensante está saturado sob pressão de $2{,}39 \times 10^5\ Pa$ ($T = 125{,}9\ ^\circ C$). Diante disto, qual é o consumo de vapor? Qual a economia de vapor no evaporador? E a área de troca térmica necessária para concentrar a solução?
Dados: $H_V = 2675{,}2\ kJ/kg$ (na temperatura de ebulição da solução aquosa de NaOH) e 1 Btu/lb equivale a 2,326 kJ/kg.

a) 6805,0 kg/h, 0,78 e $21{,}4\ m^2$.
b) 2600,4 kg/h, 0,32 e $40{,}2\ m^2$.
c) 4897,3 kg/h, 0,89 e $40{,}2\ m^2$.
d) 3200,1 kg/h, 0,56 e $21{,}4\ m^2$.
e) 6805,0 kg/h, 0,79 e $87{,}2\ m^2$.

Seção 3.2

Refervedores e caldeiras

Diálogo aberto

Refervedores são usualmente empregados em processos de destilação, para vaporizar a corrente de fundo, parcial ou completamente, devolvendo-a, a posteriori, à coluna, visando uma maior eficácia no processo. No entanto, os refervedores também podem ser usados para vaporizar substâncias que não provenham de uma coluna de destilação, de maneira que este vapor pode ser usado para outros fins, ou até mesmo para o processo de destilação sem acoplamento.

A empresa de consultoria em que você trabalha como engenheiro foi contratada por uma empresa do ramo químico que visa à produção Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), busca-se uma solução para obter 8958 kg/h de vapor de butano a uma pressão de $20{,}7 \times 10^5$ Pa, usando alimentação fria proveniente de um tanque a $24{,}0$ °C. O seu supervisor pediu para que você utilize um refervedor com uma bomba que gere ebulição isotérmica. O butano, no casco do refervedor, entrará em ebulição isotérmica na temperatura de $113{,}0$ °C, e o vapor de água será disponibilizado a uma pressão de 791700 Pa dentro dos tubos. No caso, o refervedor consiste de um trocador de calor do tipo casco e tubo, com uma passagem no casco e duas nos tubos (trocador 1:2 contracorrente) com diâmetro interno do casco igual a 0,3874 m apresentando em seu interior 76 tubos de diâmetro externo de 0,0254 m e comprimento de 4,88 m cada, dispostos num passo quadrado. Diante deste cenário, a empresa quer saber qual será a vazão de vapor de água necessária? Qual será o fluxo máximo de calor necessário (taxa de transferência de calor por unidade de área)? Qual o fator de incrustação? Quais os comprimentos das zonas de pré-aquecimento e de vaporização? São fornecidos a você valores estimados da entalpia específica do butano líquido na pressão de $20{,}7 \times 10^5$ Pa a $46{,}3$ °C ($H_{butano,liq} = 377$ kJ/kg) e $113{,}0$ °C ($H_{butano,liq} = 576$ kJ/kg), além da entalpia específica do butano no

estado de vapor a $113{,}0\ ^{\circ}\mathrm{C}$ ($H_{\text{butano,vap}} = 833\ \mathrm{kJ/kg}$). Também são conhecidos os coeficientes de troca térmica por convecção para o vapor de água a ser condensado, $h_i = 8518\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$, para o pré-aquecimento do butano, $h_{\text{e,aquecimento}} = 1312\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$, e para a vaporização do butano, $h_{\text{e,vaporização}} = 1346\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$. Você deve assumir um valor maior da vazão mássica de vapor desejada (dividir por 0,75), já que a empresa não quer que haja vaporização total do butano no casco/carcaça do refervedor.

Nesta seção será explorado o cálculo de parâmetros importantes dos refervedores, tais quais a taxa de transferência de calor, área de troca térmica e fator de incrustação, além da $\Delta T_{ponderada}$ e do coeficiente global de transferência de calor ponderado, $U_{ponderado}$, quando da existência das regiões de aquecimento e vaporização no casco. No que tange as caldeiras, será abordado o cálculo do calor útil, combustível consumido, área de suporte da grelha, assim como a obtenção do volume da câmara da fornalha, teoria esta necessária para a resolução das problemáticas inerentes dos refervedores e das cadeiras.

Não pode faltar

Princípios básicos de refervedores

Um refervedor pode vaporizar parcial ou totalmente a carga *F* de alimentação, a qual pode consistir de uma substância pura ou de uma mistura. O balanço global de massa num refervedor pode ser representado por $F = L + V$, na qual L representa a corrente líquida e *V* a corrente no estado de vapor, podendo ser $F = V$ quando toda a carga é vaporizada.

Assimile

Os refervedores são equipamentos de troca térmica que vaporizam a corrente proveniente da base de uma coluna de destilação. Se não há acoplamento com coluna de destilação/fracionamento, diz-se que os refervedores são evaporadores.

Balanço de energia no refervedor

Usualmente emprega-se vapor de água para o aquecimento do fluido a ser vaporizado (corrente *F*). Logo, a taxa de transferência de calor que o vapor de água fornece para o fluido é dada por $q = V_{g,água}\lambda_{g,água}$, na qual $V_{g,água}$ representa a corrente de vapor de

água, enquanto $\lambda_{g,água}$ refere-se ao calor latente de condensação do vapor de água. A variável λ também é utilizada para designar calor latente de vaporização, a depender do fenômeno que ocorrerá no equipamento, ou seja, a quantidade de corrente de alimentação que vaporiza é representada pela corrente *V*, de modo que o calor latente de vaporização é dado por λ_V.

Reflita

Por vezes, nos processos de vaporização no interior dos refervedores, é necessário aquecer o fluido até a temperatura de saturação. Para evitar uso demasiado de vapor de água, por exemplo, ou de outra corrente mais quente da própria unidade produtiva, qual seria outra forma plausível de se chegar à temperatura de saturação para se obter a vaporização mais facilmente?

Balanço de calor/energia para um refervedor acoplado a uma coluna de destilação

A taxa de transferência de calor fornecida por um refervedor pode ser obtida através de balanços de energia sobre a coluna. Sendo *R* a razão de refluxo, ou seja, o número de moles de condensado que retorna para a coluna (refluxo) por mol de destilado (produto retirado do topo da coluna), o balanço de energia no condensador será, $q_{condensador} = (R+1)DH_{D,(g)} - (R+1)DH_{D,(l)}$, na qual a corrente D representa o produto de topo da coluna, H_D é a entalpia específica do destilado, $q_{condensador}$ é a taxa de calor removida no condensador, enquanto os subscritos *l* e g referem-se à fase líquida e vapor, respectivamente. Já o balanço de energia na coluna toda é dado por: $FH_F + q_{refervedor} = q_{condensador} + LH_L + DH_D$, na qual *L* representa o produto de fundo da coluna de destilação na fase líquida (H_L é a entalpia específica da corrente *L*) e *F* a corrente de alimentação (H_F corresponde a entalpia específica da corrente *F*), podendo esta ser na forma líquida ou de vapor. Substituindo $q_{condensador}$ na equação do balanço global da coluna, chega-se a $q_{refervedor} = (R+1)DH_{D,(g)} - RDH_{D,(l)} + LH_L - FH_F$. Cabe salientar que o balanço global de massa na coluna de destilação é representado por $F = D + L$.

Lembre-se

Em alguns casos, a pressão da corrente será dada em psig. Tal unidade de medida de pressão é referente à pressão manométrica. Para se ter a

pressão em psia (ou seja, a pressão absoluta), deve-se somar a pressão atmosférica, a qual possui valor aproximado de 15 psi.

Queda de pressão e incrustação em um refervedor

Calcular a queda de pressão em refervedores, os quais podem consistir de trocadores de calor do tipo casco e tubo 1:2, por exemplo, com diferentes disposições/passos do feixe de tubos, e fixação por chicanas, não é tarefa fácil, assim como a obtenção do fator de atrito, apresentada previamente na S2.3, para a região do casco. Nesta seção são apresentadas duas equações propostas em Kern (1987), para obtenção da queda de pressão nos tubos e no casco. Cabe mencionar que ambas fazem uso do sistema de unidades inglês, comum em cálculos deste tipo. Para o escoamento no interior dos tubos, desconsiderando a queda de pressão de retorno (termo equivalente a $\Delta p_r = 4n\frac{u_t^2}{\rho_t \cdot 2g'}$, visto na unidade 2) e assumindo vapor de água como fluido de aquecimento, temos a queda de pressão nos tubos em unidade psi:

$$\Delta p_t = f_t \frac{\left(\frac{V_{g,água}}{A_{t,tubos}}\right)^2 Ln}{5{,}22\times10^{10} D_i \rho_t \phi}$$

. A área transversal de um tubo, dada em in^2, é $A_{t,tubo} = \frac{\pi D_i^2}{4}$ (na qual D_i é o diâmetro interno), $V_{g,água}$ é a vazão mássica da corrente de vapor de água, L é o comprimento de um tubo (dado em ft), ρ_t é a densidade relativa, $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ a razão de viscosidade, f_t é o fator de atrito e *n* refere-se ao número de passagens. Para o feixe/arranjo de tubos, a área transversal total, obtida em ft^2, é $A_{t,tubos} = \frac{N_{tubos} \times A_{t,tubo}}{144 \times n}$ na qual N_{tubos} representa a quantidade de tubos, n representa o número de passagens pelos tubos e 144 o fator de conversão de in^2 para ft^2. Já na região do casco do refervedor, Kern (1987) propõe o cálculo da queda de

pressão em duas regiões, aquecimento (quando o fluido no casco necessita antes de ser vaporizado) e vaporização. Para tanto, é necessário o comprimento da zona de aquecimento e de vaporização para a obtenção da queda de pressão em tais regiões, os quais são dados por $L_{aquecimento} = L \times \frac{A_{troca,aquecimento}}{A_{troca,total}}$ e $L_{vaporização} = L - L_{aquecimento}$, ambos com unidade de ft. O número de interseções (número em que o feixe de tubos é atravessado), que representa o número de chicanas (N_s) +1, é dado por $N_s + 1 = \frac{12 \times L_{aquecimento}}{I_s}$ (tanto no aquecimento quanto na vaporização), na qual I_s é o espaçamento entre as chicanas usualmente dado em in, de modo que multiplicando por 1/12 obtemos o valor em ft. A área transversal do casco pode ser obtida pela equação, dada em ft^2, $A_{t,casco} = \frac{D_s C I_s}{144P}$, na qual D_s é o diâmetro da carcaça em ft, *C* refere-se ao comprimento do espaço vazio (abertura entre os tubos) e *P* o passo dos tubos. Desta forma, a queda de pressão no casco (em psi), na região de aquecimento e vaporização, é calculada como segue: $\Delta p_s = f_s \frac{\left(\frac{F}{A_{t,casco}}\right)^2 D_s (N_s + 1)}{5{,}22 \times 10^{10} D_{e,tubo} \rho_s \phi}$,

F é a vazão mássica em lb/h, $D_{e,tubo}$ é o diâmetro externo dos tubos em ft, ρ_s é a densidade relativa do fluido e f_s refere-se ao fator de atrito na região do casco, com o fator de atrito (depende do número de Re) e a densidade podendo mudar do aquecimento para a vaporização. A existência dessas duas regiões implica em algumas ponderações no cálculo da ΔT_{ml} e do coeficiente global de transferência de calor, *U*, a saber:

$\Delta T_{ponderada} = \frac{q_{total}}{\sum \frac{q}{\Delta T}}$, em que q_{total} é a soma das taxas de transferência de calor no aquecimento e na vaporização, e no denominador tem-se a soma da divisão dessas taxas pela sua respectiva ΔT_{ml} ou, caso não haja uma ΔT_{ml}, emprega-se apenas

ΔT. Já $U_{ponderado} = \dfrac{\sum UA_{troca}}{A_{troca,total}}$ é dado pela divisão da soma do produto entre o coeficiente global de troca térmica em cada região e sua respectiva área de troca térmica necessária, com a soma das áreas de troca térmica necessárias no aquecimento e vaporização ($A_{troca,total}$). O coeficiente global de troca térmica disponível (de projeto) é $U_{projeto} = \dfrac{q_{total}}{A_{troca,projeto}\Delta T_{ponderada}}$, na qual $A_{troca,projeto} = N_{tubos}\pi D_e L$ enquanto as áreas de troca térmica de vaporização e aquecimento são $A_{vaporização} = \dfrac{A_{troca,vaporização}}{A_{troca,total}} \times A_{troca,projeto}$ e $A_{aquecimento} = \dfrac{A_{troca,aquecimento}}{A_{troca,total}} \times A_{troca,projeto}$, respectivamente.

Pesquise mais

Calcular o fator de atrito em refervedores é um grande desafio e as metodologias para obtê-lo foram apresentadas previamente. Tais procedimentos podem ser encontrados nas páginas 110, 657 e 660 In: KERN, D. Q. *Processos de transmissão de calor*. 1. ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

O fator de incrustação é calculada como visto anteriormente, isto é, $R''_d = \dfrac{1}{U_{\text{limpo}}} - \dfrac{1}{U_{\text{sujo}}}$.

Exemplificando

Chega-se ao fator de conversão (1/12) de in para ft do seguinte modo. Se 1 in equivale a 0,0254 m e 1 ft vale 0,3048 m, então, $\dfrac{1\,\text{in}}{1\,\text{ft}} = \dfrac{0{,}0254}{0{,}3048} = \dfrac{1}{12}$.

Princípios básicos de caldeiras

As caldeiras são equipamentos de troca térmica que fornecem vapor por meio da queima de um combustível, ou qualquer fonte de energia, a uma pressão maior que a pressão atmosférica. Tais equipamentos geralmente são constituídos de um casco (estrutura externa da caldeira), uma fornalha (local da queima), tubos (área de troca térmica), queimador (injeção de combustível na fornalha),

área para armazenamento do vapor gerado (em que se separa vapor da água), tubulão inferior (deposição de resíduos sólidos) e chaminé (saída dos gases provenientes da queima/combustão). O calor útil de uma caldeira que possui água inicialmente a uma temperatura abaixo da temperatura de saturação, a qual chegará a vapor superaquecido, em determinada pressão, pode ser calculado como $q_{útil} = V \times (H_{vapor,\text{sup}} - H_{água})$, na qual $H_{vapor,\text{sup}}$ representa a entalpia específica do vapor superaquecido, $H_{l,água}$ é a entalpia específica da água líquida abaixo da saturação e V refere-se à vazão mássica de vapor produzido. Todo e qualquer equipamento pode apresentar perdas de calor (para o ambiente, por exemplo). Quando ocorre algum tipo de perda o rendimento da caldeira é dado por $\eta = 1 - perdas$. A vazão mássica de combustível consumido é obtida como:

$$M = \frac{q_{útil}}{\eta\left[Pc_i + m_{ar}^{real} c_{p,ar}\left(T_{ar} - T_{ambiente}\right)\right]}$$, na qual m_{ar}^{real} trata da massa de ar real em $\frac{\text{kg ar}}{\text{kg combustível}}$ (constitui a massa de ar teórica somada ao excesso de gás que pode existir na câmara), Pc_i é o poder calorífico interior do combustível enquanto $c_{p,ar}$ é o calor específico do ar. A partir do consumo de combustível na fornalha, pode-se chegar a área do suporte da grelha, $A = \frac{M}{K_{grelha}}$, já o volume da fornalha (câmara) é $Vol = \frac{M \times Pc_i}{K_{fornalha}}$, onde K_{grelha} refere-se à carga da grelha (fluxo mássico em $\text{kg/h} \cdot \text{m}^2$) e $K_{fornalha}$ à carga da fornalha (em $\text{kJ/h} \cdot \text{m}^3$).

Equipamentos utilizados como refervedores e caldeiras

Os refervedores podem ser classificados pela presença de caldeira acoplada ou termossifão (aparelho cujo funcionamento é definido pela circulação dos fluidos sob convecção natural, podendo ser usados na posição horizontal ou vertical) e de acordo com a circulação, forçada (uso de bombas) ou natural. A seguir, são apresentados os três tipos de refervedores de emprego mais usual na indústria química e de processos, além de suas respectivas vantagens e desvantagens.

• **Refervedor com termossifão horizontal**

É tido como o tipo de refervedor mais comum na indústria de processos em geral, no qual, a vaporização ocorre na região do casco. O escoamento se origina devido à diferença de pressão hidrostática entre a corrente líquida proveniente da coluna de destilação e a corrente parcialmente vaporizada no refervedor que a ela retorna, tratando-se, portanto, de circulação natural.

Vantagens: Este equipamento de troca térmica é relativamente barato. Arranjo de tubos removível pode ser usado. Oferece elevados coeficientes de troca térmica. A elevação da coluna é menos complexa se comparado ao refervedor com termossifão vertical, que será visto a seguir.

Desvantagens: Quando do uso de arranjo de tubos removíveis, requer área disponível considerável. Potenciais problemas com corrosão e deposição.

• **Refervedor com termossifão vertical**

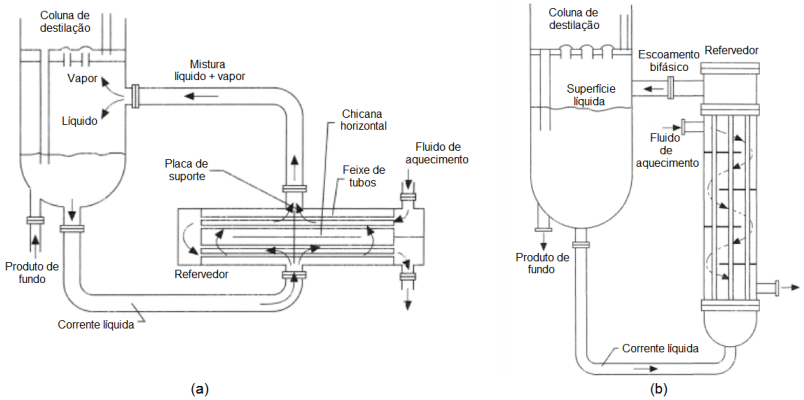
O arranjo permite apenas uma passagem nos tubos (da corrente líquida proveniente da coluna de destilação). A sua razão de recirculação é determinada pela diferença entre a carga hidrostática na coluna de destilação (corresponde ao comprimento do tubo) e o peso da mistura, líquido + vapor.

Vantagens: Área requerida para instalação menor se comparada aos outros tipos de refervedores, além do equipamento apresentar baixo custo. Apresenta coeficientes de troca térmica altos.

Desvantagens: Seu desempenho tende a ser prejudicado em cenários nos quais ambas as fases, líquido e vapor, apresentam densidades similares. Devido a sua configuração geométrica, permite deposição severa, diminuindo assim a sua eficiência. Necessita de escoamento forçado mediante uso de bombas quando são empregados fluidos viscosos.

A figura 3.8a apresenta o refervedor com termossifão horizontal, enquanto a figura 3.8b mostra o refervedor com termossifão vertical.

Figura 3.8 | Refervedores com termossifão. (a) horizontal; (b) vertical

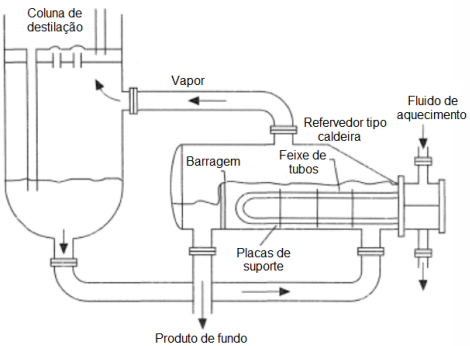


Fonte: Adaptado de Whalley e Hewitt (1986, p. 278 e 281).

- **Refervedor tipo caldeira**

Consiste de um arranjo (feixe) de tubos em U horizontais montados no interior de um casco de diâmetro maior. O nível de líquido é normalmente mantido logo acima do arranjo, ou por controle automático, ou mediante colocação de uma barragem defletora, a qual permite que o excesso de líquido seja direcionado para a saída do casco. A disposição geométrica do equipamento viabiliza uma troca térmica relevante entre a corrente quente (vapor) e o fluido na fase líquida que a envolve, a qual é induzida pela diferença de massa específica. A figura 3.9 mostra um refervedor do tipo caldeira.

Figura 3.9 | Refervedor tipo caldeira



Fonte: Adaptado de Whalley e Hewitt (1986, p. 277)

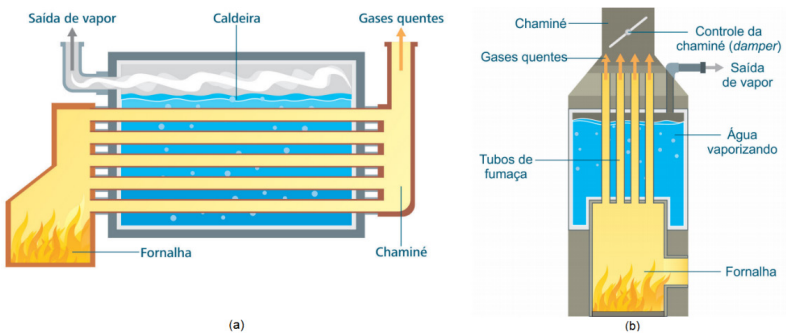
Vantagens: Apresenta poucos problemas operacionais. A elevação requerida para a base da coluna de destilação é menor que a necessária para os refervedores com termossifão vertical. Pode trabalhar com meios de aquecimento que são potenciais formadores de depósitos.

Desvantagens: Elevado tempo de residência da corrente de alimentação na região de aquecimento. Fornece razoáveis coeficientes de troca térmica entre as correntes. Além disso, apresenta tamanho considerável e elevado custo.

As caldeiras podem ser classificadas de acordo com a localização dos gases gerados pela combustão e da água a ser vaporizada, circulação da água nos tubos (natural, forçada ou combinada), energia empregada para a vaporização da água (câmara de combustão, elétrica, nuclear), combustível empregado na queima e acionamento (manual, automático).

Nesta seção, será feita uma classificação de acordo com a localização dos gases, produtos da combustão e da água. Na figura 3.9a é apresentada uma caldeira flamotubular (tubos carregam fumaça) horizontal, a qual consiste do tipo mais simples, largamente empregada em navios e locomotivas. Como principal desvantagem ela possui capacidade de geração de vapor limitada, devido ao fato de relativamente serem de pequeno porte. Já a figura 3.10b disponibiliza uma caldeira flamotubular vertical com a descrição de suas partes constituintes, a qual segue a mesma disposição dos gases queimados (escoam dentro dos tubos) e da água que a flamotubular horizontal.

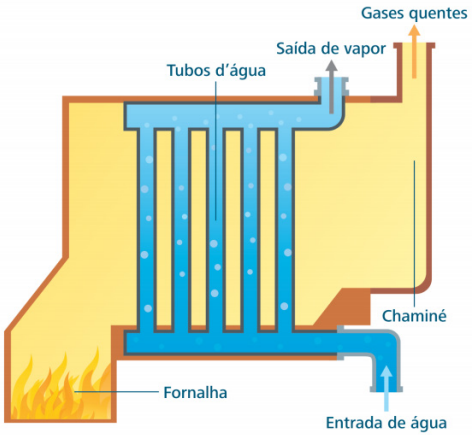
Figura 3.10 | Caldeiras flamotubulares. (a) horizontal; (b) vertical



Fonte: Aita e Peixoto (2013, p. 43 e p. 46).

Pelo fato do crescimento da demanda industrial por maiores rendimentos e rapidez na geração de vapor, os fabricantes começaram a optar pelas caldeiras aquatubulares, nas quais a água é que escoa no interior dos tubos, de maneira a elevar a área de troca térmica. A Figura 3.11 apresenta uma caldeira com este princípio de funcionamento.

Figura 3.11 | Caldeira aquatubular



Fonte: Aita e Peixoto (2013, p. 44).

Uso de refervedores e caldeiras na indústria de processos

Os refervedores são comumente utilizados nas bases das colunas de destilação, vaporizando completa ou parcialmente a corrente de alimentação, buscando assim a elevação da efetividade/eficácia da separação dos componentes de interesse.

As caldeiras são amplamente usadas nos dias atuais, uma vez que fornecem vapor como produto, através de qualquer fonte de energia, e o vapor possui as mais diversas aplicações nas indústrias: química (concentração de soluções) e petroquímica (vaporização de hidrocarbonetos, higienização de tanques de armazenamento), de papel e celulose (no cozimento da madeira para produção de pasta de celulose), de laticínios (pasteurização do leite), têxtil (secagem dos produtos através de estufas), de energia (produção de energia elétrica por meio de termoelétricas), dentre outras.

Cuidados a serem tomados no projeto de refervedores e caldeiras

As precauções a serem tomadas no projeto de refervedores são mais relacionadas à eficácia da vaporização no equipamento, de maneira a se obter um rendimento harmônico entre a quantidade

de calor fornecida pelo vapor de água e a carga de alimentação a ser vaporizada. Neste aspecto, o maior cuidado se dá na escolha do tipo de refervedor para determinada necessidade. Por não possuírem combustão e gases de queima em seu interior, como as caldeiras, seus riscos de operação e manutenção diminuem e muito, além de que a pressão dentro dos refervedores geralmente é menor se comparada às pressões verificadas nas caldeiras.

Pelo fato de as caldeiras operarem a elevadas pressões, estas fornecem um risco demasiado, o qual deve ser levado em conta quando do momento do projeto. Em vista disso, devem ser seguidas as normas propostas pela *American Society of Mechanical Engineers* (ASME), não só no que tange a construção, mas também na operação (além de seguir as recomendações do fabricante) e na manutenção desses equipamentos de troca térmica. Um importante parâmetro a ser respeitado é a Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA), uma vez que esse valor constitui o valor máximo que se compatibiliza com o código do projeto. Além, é claro, da necessidade em se verificar a congruência entre parâmetros, tais quais o poder calorífico e a quantidade de matéria usada no processo de combustão e a quantidade de água que deve absorver essa energia, evitando, assim, desperdícios e potenciais danos às caldeiras. Ademais, o cálculo preciso da quantidade de combustível previne o acúmulo do mesmo, que poderia causar explosões. Cabe mencionar que dispositivos de segurança podem ser de grande valia quando condições críticas vierem a ocorrer, logo, a instalação de válvulas de alívio (permitindo o escape de vapor em excesso) e controladores de chama são indispensáveis.

Sem medo de errar

Determinada empresa do ramo químico contratou a empresa em que você trabalha em busca de uma solução para obter butano na forma de vapor, proveniente de um tanque de alimentação. O seu supervisor pediu para que você, usando um refervedor com ebulição isotérmica a $113{,}0\ °C$ (do tipo casco e tubo 1:2 contracorrente), calcule qual será a vazão de vapor de água necessária para obter 8958 kg/h de vapor de butano (se encontra no casco) a uma pressão de $20{,}7 \times 10^5\ Pa$, usando alimentação a $24{,}0\ °C$ e vapor de água dentro dos tubos a uma pressão de $791700\ Pa$. Qual será o fluxo máximo de calor necessário (taxa de transferência de calor por unidade de área)?

Qual o fator de incrustação? Quais os comprimentos das zonas de pré-aquecimento e de vaporização? Assuma uma vazão mássica de entrada de $\frac{8958}{0,75} = 11944 \text{ kg/h}$ de butano líquido e fator de correção $Y = 1$ para $\Delta T_{corrigido} = Y \Delta T_{ml}$.

Dados: Entalpias do butano na pressão de $20,7 \times 10^5 \text{ Pa}$ a $46,3 \text{ °C}$ ($H = 377 \text{ kJ/kg}$), e a $113,0 \text{ °C}$ ($H = 576 \text{ kJ/kg}$ e $H = 833 \text{ kJ/kg}$). Coeficientes de troca térmica $h_i = 8518 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $h_{e,aquecimento} = 1312 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e $h_{e,vaporização} = 1346 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Hipótese: Perdas de calor desprezíveis para a vizinhança.

Inicialmente, deve-se obter a entalpia de condensação do vapor de água à pressão de 791700 Pa. Através da Tabela 3.1, temos que a temperatura de ebulição correspondente a essa pressão é de $170,0 \text{ °C}$, enquanto o calor latente de condensação é de 2049,5 kJ/kg. Assumindo um valor de alimentação de butano $F = \frac{8958}{0,75} = 11944 \text{ kg/h}$ para obter a vazão mássica de vapor desejada, já que a empresa não quer que haja vaporização total do butano no casco do refervedor, temos que quando 8958 kg/h de butano for vaporizado, sobrará uma corrente líquida (após separação do vapor de butano) de 2986 kg/h a $113,0 \text{ °C}$. Essa corrente se juntará com a alimentação do tanque de 8958 kg/h a $24,0 \text{ °C}$ e retornará ao refervedor por bombeamento numa temperatura de $\frac{8958 \times 24 + 2986 \times 113}{11944} = 46,3 \text{ °C}$.

Agora, fazendo-se uso dos parâmetros disponíveis no enunciado, temos todos os dados necessários para o cálculo da vazão mássica de vapor de água para a vaporização de 8958 kg/h de butano. Para tanto, devemos calcular as taxas de transferência de calor para aquecimento do butano até a sua temperatura de ebulição, e a taxa de transferência de calor para a vaporização. Assim, temos que:

Aquecimento do butano: $q = \frac{11944(576 - 377) \times 10^3}{3600} = 660238 \text{ W}$

Vaporização do butano: $q = \frac{8958(833-576)\times 10^3}{3600} = 639502\ \text{W}$.

O denominador 3600 é o fator de conversão para obtermos a solução em J/s, que representa a unidade W. Somando as duas taxas, temos a quantidade de calor que deverá ser fornecida pelo vapor de água: $q_{total} = 660238 + 639502 = 1299740\ \text{W}$. Deste modo, a vazão mássica de vapor de água é igual a $V_{g,água} = \frac{q_{total}}{\lambda_{g,água}} = \frac{1299740\times 3{,}6}{2049{,}5} = 2283\ \text{kg/h}$, e o fator de conversão é 3,6, pois o calor latente está em kJ/kg.

O próximo passo é calcular o fluxo de calor máximo. Para tanto, precisamos obter os coeficientes globais de troca térmica entre o vapor de água dos tubos e o butano do casco nas etapas de aquecimento e vaporização, e depois ponderá-los. Como os coeficientes de troca térmica por convecção foram dados, faz-se da seguinte maneira:

Aquecimento: $U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{1}{h_e}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8518}\right)+\left(\frac{1}{1312}\right)} = 1136{,}9\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

Vaporização: $U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{1}{h_e}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8518}\right)+\left(\frac{1}{1346}\right)} = 1162{,}3\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

Seguindo com essas duas regiões, de aquecimento e vaporização do butano, precisamos calcular a ΔT_{ml} pelo método da MLDT visto previamente, utilizando o escoamento em arranjo contracorrente. Como $Y = 1$, chamaremos a $\Delta T_{corrigido}$ de ΔT_{ml} apenas.

Aquecimento: $\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e}-T_{f,s})-(T_{q,s}-T_{f,e})}{\ln\left((T_{q,e}-T_{f,s})/(T_{q,s}-T_{f,e})\right)} = \frac{(170-113)-(170-46{,}3)}{\ln((170-113)/(170-46{,}3))} = 86{,}1\ °\text{C}$.

Vaporização: Nesta região, se fizermos pelo método da MLDT, teremos LN(0), ou seja, não existe valor. Assim, na vaporização, faz-se uma diferença de temperatura simples, $\Delta T = 170 - 113 = 57{,}0\ °\text{C}$.

A ponderação da ΔT é dada por $\Delta T_{ponderada} = \frac{q_{total}}{\sum \frac{q}{\Delta T}} = \frac{1299740}{\left(\frac{660238}{86{,}1}\right)+\left(\frac{639502}{57{,}0}\right)} = 68{,}8\ °\text{C}$. Sendo assim, as

áreas necessárias para troca térmica nas regiões de aquecimento e vaporização são dadas por:

Aquecimento: $A_{troca,aquecimento} = \frac{q}{U\Delta T_{ml}} = \frac{660238}{1136,9 \times 86,1} = 6,74 \text{ m}^2$.

Vaporização: $A_{troca,vaporização} = \frac{q}{U\Delta T} = \frac{639502}{1162,3 \times 57,0} = 9,65 \text{ m}^2$.

Assim, a área total de troca térmica necessária é:

$A_{troca,total} = 16,39 \text{ m}^2$, e o coeficiente global de troca térmica ponderado é dado por:

$U_{ponderado} = \frac{\sum UA_{troca}}{A_{troca,total}} = \frac{(1136,9 \times 6,74 + 1162,3 \times 9,65)}{16,39} = 1151,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. A área de troca disponível (de projeto) pelos tubos do refervedor é dada por $A_{troca,projeto} = 76\pi D_e L = 76\pi \times 0,0254 \times 4,88 = 29,59 \text{ m}^2$, de modo que o coeficiente global de projeto é $U_{projeto} = \frac{q_{total}}{A_{troca,projeto}\Delta T_{ponderada}} = \frac{1299740}{29,59 \times 68,8} = 638,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Desta maneira, a área necessária para a vaporização pode ser calculada por:

$A_{vaporização} = \frac{A_{troca,vaporização}}{A_{troca,total}} \times A_{troca,projeto} = \frac{9,65}{16,39} \times 29,59 = 17,42 \text{ m}^2$, e o fluxo de calor máximo para a vaporização do butano é $q_{vaporização} = \frac{q}{A_{vaporização}} = \frac{639502}{17,42} = 36711 \text{ W/m}^2$. O fator de incrustação é $R_d'' = \frac{1}{638,4} - \frac{1}{1151,9} = 0,0007 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. O comprimento da região de aquecimento é dado por: $L_{aquecimento} = L \times \frac{A_{troca,aquecimento}}{A_{troca,total}} = 4,88 \times \frac{6,74}{16,39} = 2,01 \text{ m}$, e, por fim, o comprimento da região de vaporização é $L_{vaporização} = 4,88 - 2,01 = 2,87 \text{ m}$.

Avançando na prática

Calculando a queda de pressão no refervedor.

Descrição da situação-problema

A queda de pressão também é um parâmetro de projeto nos refervedores. A empresa de consultoria em que você trabalha como engenheiro, através do seu supervisor, pediu para que você calcule a queda de pressão nos tubos, os quais carregam vapor de água, e, no casco, na região de aquecimento do butano (na vaporização a queda de pressão é de $\Delta p_s = 1{,}90\ \text{psi}$), de um refervedor do tipo casco e tubo 1:2 com diâmetro interno do casco de 15,25 in envolvendo 76 tubos BWG 16 (diâmetro externo de 1 in, interno de 0,87 in e comprimento de 16 ft cada), passo quadrado de 1,25 in sendo que o espaçamento entre as chicanas que fixam os tubos é de 5 in. A queda de pressão é maior no aquecimento, na vaporização ou nos tubos? São conhecidas as vazões mássicas de vapor de água (5000 lb/h) e de butano (25000 lb/h), além das densidades relativas ($\rho_t = 0{,}004$ para o fluido dos tubos e $\rho_s = 0{,}5$ para o fluido do casco), dos fatores de atrito para escoamento turbulento ($f_t = 0{,}000165\ \text{ft}^2/\text{in}^2$ para os tubos e $f_s = 0{,}00145\ \text{ft}^2/\text{in}^2$ para o caso) e as razões de viscosidade em ambas as regiões é igual a 1. Desconsidere a queda de pressão adicional nos tubos (perda de retorno Δp_r) e verifique também se a pressão total no casco é maior que a permitida neste caso (5 psi).

Dados: área necessária para aquecimento, $A_{troca,aquecimento} = 67\ \text{ft}^2$ e total $A_{troca,total} = 170\ \text{ft}^2$.

Resolução da situação-problema

Da apresentação do problema, já sabemos que tanto o escoamento de vapor de água dentro dos tubos como o escoamento de butano no casco estão em regime turbulento. Como já temos os fatores de atrito, precisamos calcular os parâmetros que entrarão nas equações de queda de pressão apresentadas em Kern (1987). Para o escoamento no interior dos tubos, temos:

$$\Delta p_t = f_t \frac{\left(\frac{V_{g,água}}{A_{t,tubos}}\right)^2 Ln}{5{,}22\times 10^{10} D_i \rho_t \phi}$$. A área transversal de um tubo é $A_{t,tubo} = \frac{\pi D_i^2}{4}$, ou seja, $\frac{\pi(0{,}87^2)}{4} = 0{,}594\ \text{in}^2$. Para o montante todo de tubos, é

$A_{t,tubos} = \frac{N_{tubos} \times A_{t,tubo}}{144 \times n}$ na qual N_{tubos} representa a quantidade de tubos BWG 16, n representa o número de passagens e 144 é um fator de conversão de in^2 para ft^2. Assim, $A_{t,tubos} = 0{,}157\ \text{ft}^2$. O diâmetro interno em ft é de $D_i = \frac{0{,}87}{12} = 0{,}0725\ \text{ft}$. Substituindo esse valor e dos demais nos fornecidos para o cálculo da queda de pressão, chegamos a:

$$\Delta p_t = 0{,}000165 \frac{\left(\frac{5000}{0{,}157}\right)^2 16 \times 2}{5{,}22 \times 10^{10} 0{,}0725 \times 0{,}004 \times 1} = 0{,}36\ \text{psi}$$

, que equivale à unidade de $\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^2}$. Agora, desenvolvendo a análise para a região de aquecimento do butano no casco do refervedor. Inicialmente precisamos do comprimento da zona de aquecimento, o qual é dado por $L_{aquecimento} = L \times \frac{A_{troca,aquecimento}}{A_{troca,total}} = 16 \times \frac{67}{170} = 6{,}31\ \text{ft}$. Através dele, podemos obter o número de interseções (número em que o feixe de tubos é atravessado), que representa o número de chicanas (N_s) +1. Assim, o número de interseções é $N_s + 1 = \frac{12 \times L_{aquecimento}}{l_s}$, na qual l_s é o espaçamento entre as chicanas. Logo, $N_s + 1 = \frac{12 \times 6{,}31}{5} = 15$. A área transversal do casco pode ser obtida pela equação $A_{t,casco} = \frac{D_s C l_s}{144 P}$, na qual C refere-se ao comprimento do espaço vazio, P o passo dos tubos e $D_s = 15{,}25\ \text{in}$, o diâmetro interno do casco. Então, sendo $C = P - D_{e,tubo} = 1{,}25 - 1 = 0{,}25\ \text{in}$, obtemos que $A_{t,casco} = \frac{15{,}25 \times 0{,}25 \times 5}{144 \times 1{,}25} = 0{,}11\ \text{ft}^2$. Calculados os parâmetros, pode-se então aplicar a equação da queda de pressão para o casco (no

aquecimento do butano), dividindo tanto D_s quanto $D_{e,tubo}$ por 12 para passá-los para ft e assim obtermos a pressão em psi:

$$\Delta p_s = f_s \frac{\left(\frac{F}{A_{t,casco}}\right)^2 D_s (N_s + 1)}{5{,}22 \times 10^{10} D_{e,tubo} s \phi} = 0{,}00145 \frac{\left(\frac{25000}{0{,}11}\right)^2 \left(\frac{15{,}25}{12}\right)(15)}{5{,}22 \times 10^{10} \left(\frac{1}{12}\right) 0{,}5 \times 1} = 0{,}66 \text{ psi}.$$ Diante

dos valores obtidos e o dado no enunciado, conclui-se que a vaporização é que apresenta maior queda de pressão. A pressão total no casco é dada pela soma das quedas de pressão no aquecimento e vaporização, assim, $\Delta p_s = 1{,}90 + 0{,}66 = 2{,}56$ psi, ou seja, a queda de pressão no casco é menor que a permitida (5 psi).

Faça valer a pena

1. Em indústrias de processos, existem basicamente dois tipos de geradores de vapor a elevadas pressões, são eles as caldeiras e os vasos de pressão. Em determinado projeto, o seu supervisor pediu para que você calculasse alguns parâmetros relacionados a uma caldeira aquatubular com vapor gerado pela queima de carvão. O caso é disposto a seguir.

Deseja-se saber qual é o consumo de combustível, qual a área do suporte da grelha no dimensionamento da fornalha e qual o volume da câmara (fornalha)? Para tanto, são disponibilizados a temperatura ambiente ($T = 25\ ^\circ\text{C}$), a temperatura do ar pré-aquecido ($T = 140\ ^\circ\text{C}$), a massa específica real do ar por kg de carvão queimado (11,0 kg de ar/kg de carvão), poder calorífico inferior de 17776,0 kJ/kg, além das entalpias específicas do vapor superaquecido e da água, $H = 3135{,}0$ kJ/kg e $H = 106{,}8$ kJ/kg respectivamente. Você deve assumir uma perda total de calor de 21,95 %, uma produção de vapor de 13,9 kg/s e cargas da grelha e da fornalha de valores iguais a $K_{grelha} = 400$ kg/h·m^2 e $K_{fornalha} = 800000$ kJ/h·m^3.

Dados: $c_{p,ar} = 0{,}996$ kJ/kg·$^\circ$C na temperatura de $T = 82{,}5\ ^\circ\text{C}$.

a) 9188 kg/h, 35,23 m^2 e 124,21 m^3.
b) 10188 kg/h, 35,47 m^2 e 402,50 m^3.
c) 10188 kg/h, 25,47 m^2 e 402,50 m^3.
d) 23300 kg/h, 35,23 m^2 e 226,38 m^3.
e) 10188 kg/h, 25,47 m^2 e 226,38 m^3.

2. Os refervedores são usualmente empregados em plantas indústrias com colunas de destilação, sendo acoplado na região inferior, de modo a vaporizar parcial ou totalmente a corrente de fundo, objetivando o alcance de uma maior eficácia no processo. Por conta dessa aplicação dos refervedores, o seu supervisor lhe designou para resolver a seguinte problemática.

Uma vazão mássica de $F = 9072\ \text{kg/h}$ de uma mistura benzeno + tolueno (50/50 em peso) a uma pressão de $1{,}38 \times 10^5\ \text{Pa}$ deve ser destilada numa coluna de destilação de maneira a produzir um produto de topo com 98% de benzeno e um produto de fundo que não contenha mais do que 4%. Neste cenário, qual a taxa de transferência de calor fornecida pelo refervedor, considerando uma razão de refluxo (R) de 2,5 moles de refluxo por mol de destilado? Qual a vazão mássica de vapor gerada no refervedor?
Dados: $H_L = 251{,}2\ \text{kJ/kg}$, $H_F = 214{,}0\ \text{kJ/kg}$, $H_{D,(l)} = 199{,}6\ \text{kJ/kg}$, $H_{D,(g)} = 590{,}3\ \text{kJ/kg}$ e $\lambda_V = 355{,}9\ \text{kJ/kg}$.

a) $q = 1716{,}4\ \text{kW}$ e $V = 17280\ \text{kg/h}$.
b) $q = 1200{,}6\ \text{kW}$ e $V = 17280\ \text{kg/h}$.
c) $q = 1716{,}4\ \text{kW}$ e $V = 15000\ \text{kg/h}$.
d) $q = 1312{,}0\ \text{kW}$ e $V = 15000\ \text{kg/h}$.
e) $q = 1716{,}4\ \text{kW}$ e $V = 14280\ \text{kg/h}$.

3. Um parâmetro que influencia diretamente no projeto de um refervedor com termossifão vertical, do tipo casco e tubo 1:1, é o comprimento dos tubos. Tubos maiores significa diâmetro menor para o casco e, por conseguinte, menor custo de construção/instalação do equipamento. Em vista disso, o seu supervisor lhe passou a seguinte análise.

Num refervedor com termossifão vertical, tipo casco e tubo com escoamento em contracorrente com apenas uma passagem no tubo, deve-se obter 41000 lb/h de vapor de butano, entrando a uma pressão de 290 psia (absoluta) na forma líquida, a qual corresponde a um ponto de ebulição quase isotérmico próximo de $228{,}0\ ^\circ\text{F}$, por meio de vapor de água a uma pressão de 125 psig (manométrica). Qual a vazão mássica de vapor de água necessária para vaporizar todo o butano? Determine também quantos tubos serão necessários para um coeficiente global de referência para o projeto $U = 96\ \text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ usando tubos BWG 16 (comprimento de 16 ft) com $D_e = 3/4\ \text{in}$ e tubos com 12 ft de comprimento com mesmo diâmetro externo?
Dados: Entalpias específicas do butano líquido e do vapor a $228\ ^\circ\text{F}$ e pressão de 290 psia iguais a 241 Btu/lb e 338 Btu/lb, respectivamente. Fatores de conversão: 1 kJ/kg equivale a (1/2,326) Btu/lb, 1 psi equivale a 9894,76 Pa e .

a) 4577,6 lb/h, 116 tubos e 141 tubos.
b) 5225,0 lb/h, 112 tubos e 180 tubos.
c) 4577,6 lb/h, 106 tubos e 141 tubos.
d) 4890,3 lb/h, 106 tubos e 120 tubos.
e) 4500,5 lb/h, 112 tubos e 110 tubos.

Seção 3.3

Redes de troca térmica

Diálogo aberto

A integração energética é cada dia mais usual na indústria química e de processos em geral, uma vez que viabiliza processos considerados custosos, através da criação das redes de troca térmica, nas quais correntes quentes e frias interagem entre si de maneira a se empregar um número mínimo de utilidades visando a obtenção das correntes nas temperaturas de interesse. Em vista disso, a presente seção foca no projeto de redes de troca térmica, apresentando conceitos importantes, tais como o custo total da integração energética e a temperatura de estrangulamento (*pinch*), que constituí talvez o principal parâmetro.

Determinado processo de uma indústria química, contratante da consultoria em que você trabalha, apresenta um elevado custo total no resfriamento de duas correntes quentes e no aquecimento de duas correntes frias. Não foram identificados/citados os fluidos de tais correntes, no entanto, são conhecidas as taxas de capacidades caloríficas de cada uma e sabe-se também que estas são constantes nos intervalos de temperaturas de trabalho. A empresa tem como objetivo reduzir o custo total de troca térmica, uma vez que está passando por um processo de otimização e deseja fazer algumas melhorias neste sentido. De maneira que a integração energética ficou a cargo da empresa em que você trabalha e seu supervisor solicitou que você faça um projeto admitindo um $\Delta T_{\text{mínimo}} = 10\ ^{\circ}\text{C}$, são disponibilizadas utilidades de vapor a 240 °C (calor latente $\lambda = 0{,}48\ \text{kWh/kg}$) e água ($T_e = 30\ ^{\circ}\text{C}$, $T_s = 50\ ^{\circ}\text{C}$ e $c_{p,água} = 0{,}00116\ \text{kWh/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$). As temperaturas de entrada e saída das correntes quentes, Q_1 ($C_{Q_1} = 9\ \text{kW/°C}$) e Q_2 ($C_{Q_2} = 1\ \text{kW/°C}$), são conhecidas e iguais a $T_{Q_1,e} = 170\ ^{\circ}\text{C}$, $T_{Q_2,e} = 240\ ^{\circ}\text{C}$, $T_{Q_1,s} = 80\ ^{\circ}\text{C}$ e $T_{Q_2,s} = 130\ ^{\circ}\text{C}$, enquanto as temperaturas das correntes frias, F_1 ($C_{F_1} = 4\ \text{kW/°C}$) e F_2 ($C_{F_2} = 6\ \text{kW/°C}$), são $T_{F_1,e} = 50\ ^{\circ}\text{C}$, $T_{F_2,e} = 90\ ^{\circ}\text{C}$, $T_{F_1,s} = 140\ ^{\circ}\text{C}$ e $T_{F_2,s} = 210\ ^{\circ}\text{C}$. O custo unitário da água é de $0{,}00004\ \$/\text{kg}$ e o do vapor de $0{,}0014\ \$/\text{kg}$. Qual a temperatura

de estrangulamento (pinch) das correntes quentes e frias? Qual o custo de utilidades mínimo para esse cenário? Quantas utilidades de vapor e água serão necessárias? Qual a economia deste $C_{mín,utilidades}$ se comparado ao $C_{max,utilidades}$ que corresponde a $41489\ \$/a$?

Para a resolução de tal problemática, utilize dos conceitos compreendidos anteriormente, relativos aos princípios de transferência de calor (cálculo da taxa de transferência de calor e área de troca térmica). Desenvolvida tal integração energética você terá adquirido senso de análise e solução de problemas relacionados às redes de troca térmica.

Não pode faltar

Integração energética

Integração energética trata da transferência de calor entre correntes de diferentes temperaturas, sendo o calor transferido das correntes de maior temperatura para as de menor. Deste modo, o potencial térmico disponibilizado pelas correntes quentes é aproveitado, diminuindo assim o uso de utilidades e atingindo assim uma maior economia no processo.

No projeto de rede de troca térmica, algumas restrições devem ser levadas em conta.

• **Seleção das correntes em pares**: Usualmente emprega-se uma corrente quente com a finalidade de aquecer uma fria (ou uma fria para resfriar uma corrente quente). No entanto, cenários em que uma corrente quente é resfriada por uma menos quente podem ocorrer. Assim como uma corrente fria pode ser aquecida por uma menos fria, apesar dessas possibilidades usualmente apresentarem menor eficácia, necessitando assim do emprego de utilidades.

• **Escolha da carga térmica**: Num processo de troca térmica, temos uma quantidade de calor (carga térmica) ofertada e uma demandada. Deve-se optar pelo valor mínimo entre ambas ($q \leq \text{mínimo}(Oferta, Demanda)$). Assim, a possibilidade de uso de utilidades de maneira desnecessária diminui.

• **Escolha de um intervalo de temperatura mínimo ($\Delta T_{mín}$)**: A busca pela máxima troca térmica pode nos levar a diferenças de temperaturas (ΔT) muito pequenas, de modo que a área de troca térmica necessária seja cada vez maior. Essa restrição ($\Delta T_{mín}$) evita

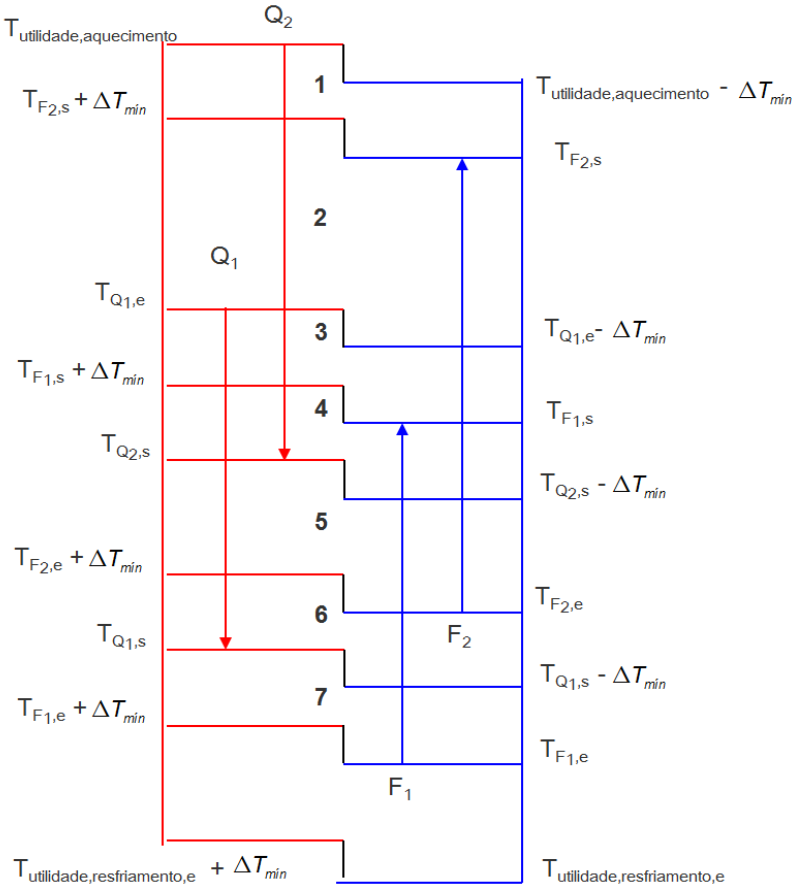
que áreas de troca térmica excessivamente grandes sejam necessárias no projeto de redes de troca térmica.

Uma ferramenta prática que sumariza o cenário a ser projetado consiste do diagrama de temperaturas (ou dos intervalos de temperaturas). Nele são apresentadas as temperaturas das correntes, o sentido delas e os degraus de temperaturas, de maneira que seja possível o cálculo de alguns parâmetros importantes, tais como carga térmica, saldo de cada intervalo, custo mínimo de utilidades e a temperatura de estrangulamento (*pinch*), cujo conceito você verá a seguir.

Construindo o diagrama de temperaturas

Para a construção do diagrama de temperaturas são necessárias as temperaturas de entrada e saída das correntes existentes e das utilidades de aquecimento e resfriamento. A partir da escolha do degrau $\Delta T_{mín}$ e da configuração do escoamento já é possível apresentá-lo como consta na figura 3.12. Na construção do eixo das correntes quentes (neste caso, o esquerdo) soma-se o $\Delta T_{mín}$ às temperaturas de entrada e de saída das correntes frias. O maior valor do referido eixo vertical representa a maior temperatura das correntes quentes ou da utilidade de aquecimento (neste caso $T_{utilidade,aquecimento} = T_{Q_2,e}$, mas não são necessariamente sempre iguais). Por outro lado, ao construir o eixo das correntes frias (eixo da direita), subtrai-se $\Delta T_{mín}$ das temperaturas de entrada e saída das correntes quentes. O menor valor deste eixo vertical é referente à menor temperatura das correntes frias ou à temperatura de entrada da utilidade de resfriamento (como neste exemplo). Assim, é possível traçar retas, entre os dois eixos verticais, as quais mostram os degraus assumidos pela restrição $\Delta T_{mín}$. A figura 3.12 apresenta um cenário com duas correntes quentes (Q_1 e Q_2) duas correntes frias, F_1 e F_2, as quais são dispostas em contracorrente, além de utilidades de aquecimento e resfriamento. Cada região abrangendo ao menos uma corrente, delimitada pelas retas com degrau, representa um intervalo de temperatura, os quais estão numerados de 1 a 7.

Figura 3.12 | Diagrama de temperaturas



Fonte: Elaborada pelo autor.

O diagrama que apresenta os intervalos de temperaturas, dado pela figura 3.12, nos possibilita o cálculo das cargas térmicas, da temperatura de estrangulamento (pinch) das correntes quentes e frias, além do custo mínimo e máximo de utilidades.

O cálculo das cargas térmicas deve ser feito separadamente para cada corrente em seus respectivos intervalos de ação. Assumindo que sejam conhecidos e constantes, durante todo o processo de troca térmica, as vazões mássicas e os calores específicos, para a corrente Q_2, que está presente, neste exemplo, nos intervalos 1, 2, 3 e 4, usando o balanço de calor, considerando que não há mudança de fase, em cada intervalo, obtemos:

$q_{Q_{2,1}} = C_{Q_2}\left(T_{Q_2,e,1} - T_{Q_2,s,1}\right)$, $q_{Q_{2,2}} = C_{Q_2}\left(T_{Q_2,e,2} - T_{Q_2,s,2}\right)$, $q_{Q_{2,3}} = C_{Q_2}\left(T_{Q_2,e,3} - T_{Q_2,s,3}\right)$ e $q_{Q_{2,4}} = C_{Q_2}\left(T_{Q_2,e,4} - T_{Q_2,s,4}\right)$, nos quais podemos representar $q_{Q_{2,i}}$ como a taxa de transferência de calor (carga térmica) fornecida pela corrente quente Q_2 em cada intervalo indicado pelo subscrito i, $T_{Q_2,e,i}$ é a temperatura de entrada da corrente Q_2 no intervalo i, $T_{Q_2,s,i}$ é a temperatura de saída da corrente Q_2 do intervalo i enquanto C_{Q_2} refere-se à taxa de capacidade calorífica do fluido que constitui a corrente Q_2. Todo o calor fornecido pelas correntes quentes representa uma oferta de calor (O), de modo que todo o calor necessário para o aquecimento de correntes frias é denominado de demanda (D). Para cada intervalo de temperaturas, tem-se a relação $S_i = R_{i-1} + O_i - D_i$ sendo $R_i = S_i$, nas quais S_i é o saldo de calor de cada intervalo, R_{i-1} é o resíduo no intervalo interior, O_i é a oferta e D_i a demanda de calor em cada intervalo. Desta relação, cabem duas possibilidades:

• **Se o saldo for maior que zero**: Se $S_i > 0$, $R_i = S_i$, de modo que o resíduo seja usado no intervalo seguinte. Se tal condição ocorrer no último intervalo, será necessário o uso de uma utilidade de resfriamento.

• **Se o saldo for menor que zero**: Caso $S_i < 0$, significa que deve-se empregar uma utilidade de aquecimento. Se ocorrer depois do primeiro intervalo e antes do último intervalo, além de se usar utilidade de aquecimento, admite-se que $R_i = S_i = 0$. O fato de não se ter resíduo de um intervalo para o outro é denominado de estrangulamento térmico, ou seja, tem-se aí o *pinch*. A temperatura de estrangulamento das correntes quentes é dada pela temperatura do eixo vertical esquerdo, de modo que o *pinch* das correntes frias é dado pela temperatura correspondente do eixo vertical direito.

Assimile

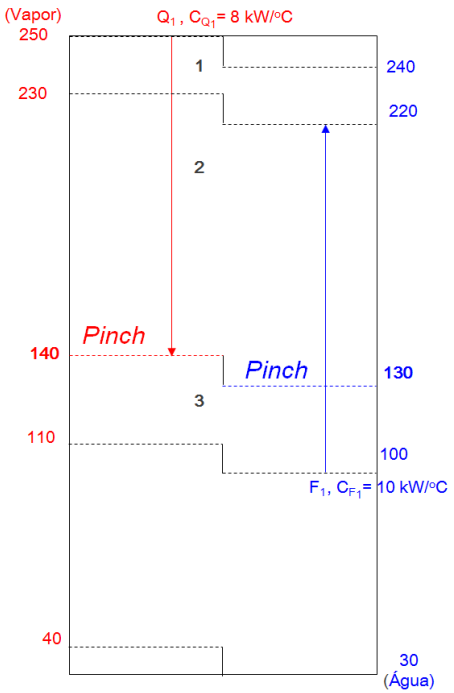
Nos intervalos em que um dos limites é a temperatura de estrangulamento, o saldo é desconsiderado (assumido como nulo), pois será empregada uma utilidade de aquecimento (se negativo) ou de resfriamento (se positivo). Logo, o resíduo do mesmo intervalo será nulo.

Exemplificando

Considerando o cenário do diagrama a seguir, figura 3.13, observamos que a temperatura de estrangulamento (pinch) para

cada corrente é obtida no intervalo intermediário em que o saldo, S, é negativo, ou seja, é de $T = 140\ °C$ para a corrente quente e de $T = 140 - \Delta T_{mín} = 130\ °C$ para a corrente fria. Como $S_2 = -20\ kW$, deve-se empregar uma utilidade de aquecimento. Note também que no último intervalo deverá ser empregada também uma utilidade de aquecimento.

Figura 3.13 | Temperatura de estrangulamento (pinch) das correntes com $\Delta T_{mín} = 10\ °C$



	R_{n-1} kW	O kW	D kW	S_n kW
1	0	160	0	160
2	160	720	900	- 20
Pinch				
3	0	0	300	- 300

Fonte: Elaborada pelo autor.

Temperatura de estrangulamento (*pinch*)

A temperatura de estrangulamento ou estrangulamento térmico, também definido como *pinch*, divide os intervalos de temperaturas de um diagrama em duas seções (superior e inferior), termicamente independentes. A temperatura de estrangulamento é obtida na busca do uso mínimo de utilidades e, por conseguinte, do custo mínimo ($C_{mín,utilidades}$), quando se integra ao máximo as correntes

quentes e frias em cada intervalo de temperatura sob determinado $\Delta T_{mín}$, que constitui uma restrição de projeto. Caso o *pinch* seja não seja respeitado, ter-se-á uma elevação no consumo/uso de utilidades elevando o custo total. É importante ressaltarmos que:

• **Acima do *pinch***: As correntes quentes só podem ser resfriadas até a temperatura de estrangulamento, enquanto as correntes frias só podem ser aquecidas a partir do *pinch*.

• **Abaixo do *pinch***: As correntes quentes só podem ser resfriadas a partir do *pinch*, ao passo que as correntes frias só podem ser aquecidas até o estrangulamento térmico.

O custo mínimo de utilidades surge da imposição de limites no consumo de utilidades, após emprego das restrições no sistema. Trata-se do custo da configuração que precisará da menor quantidade de utilidades possível. Através do diagrama de temperaturas e do cálculo dos saldos de cada intervalo é possível saber a quantidade mínima de utilidades necessária e, deste modo, o custo mínimo. Existem diversas variáveis que podem influenciar no custo de utilidades, sendo que estas variáveis são bastante específicas de acordo com a área. No entanto, uma relação que nos fornece uma projeção satisfatória de custo é dada por $C_{mín,utilidades} = (365 \times 24) \times \left(L \times C_{L,unitário} + V \times C_{V,unitário}\right)$, na qual L é a vazão mássica da utilidade de resfriamento, em kg/h (ex. para água $L = \dfrac{q_{resfriadores}}{c_{p,água}\left(T_{água,s} - T_{água,e}\right)}$), V é a vazão mássica da utilidade de aquecimento, em kg/h (ex. para vapor $V = \dfrac{q_{aquecedores}}{\lambda_{vapor}}$), enquanto $C_{L,unitário}$ e $C_{V,unitário}$ representam seus respectivos custos unitários (em $/kg). A constante 365 representa a quantidade de dias do ano e 24 representa as horas do dia, de modo que o custo é dado em $/a. Geralmente o custo unitário já engloba valores fixos do equipamento (compra e manutenção), além do consumo do fluido empregado na utilidade, e assim são dados em $/a, que se refere a dólar ou euro por ano, ou seja, a unidade monetária pode ser alterada a depender da moeda de trabalho.

O custo máximo serve como limite superior de projeto, valor este que não pode ser ultrapassado, servindo de parâmetro para avaliar a economia obtida no projeto de redes de troca térmica.

No projeto de redes de troca térmica, tal custo é obtido quando não há integração entre as correntes. Ou seja, as correntes frias são aquecidas até suas respectivas temperaturas de interesse por meio de utilidades de aquecimento, de maneira que as correntes quentes são resfriadas por utilidades de resfriamento, fornecendo desse modo o maior custo possível para determinado sistema. Cabe ressaltar que o custo máximo independe do parâmetro de restrição ΔT_{min}.

Reflita

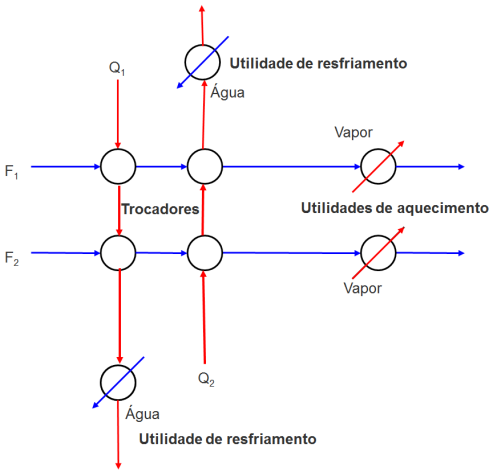
O custo máximo de utilidades é alcançado quando se integra as correntes energeticamente? Por quê?

Já o custo total (em $/a) é a soma do custo das utilidades com o custo capital. Uma equação hipotética para o custo capital, mas que é válida pelo fato de estar em função de um parâmetro importante dos trocadores de calor, que é a área de troca térmica, dada por $C_{capital} = 130 \times \sum_{k=1}^{n} A_k^{0,65}$, na qual A_k representa a área de troca térmica de cada equipamento do sistema, o subscrito k refere-se ao equipamento, de modo que n é a quantidade total de equipamentos. Assim, o custo total de uma integração pode ser obtido aplicando $C_{total} = C_{utilidades} + C_{capital}$.

Projeto de redes de trocadores de calor

O projeto de redes de equipamentos de troca térmica é bastante complexo, uma vez que, dependendo da quantidade de correntes quentes e frias, consumo de utilidades, além do arranjo dos escoamentos, pode apresentar inúmeros cenários. Um exemplo de rede de troca térmica é dado pela figura 3.14, na qual há duas correntes quentes, duas frias, duas utilidades de aquecimento com vapor e duas utilidades de resfriamento com água, que poderiam ser dispostas de várias maneiras.

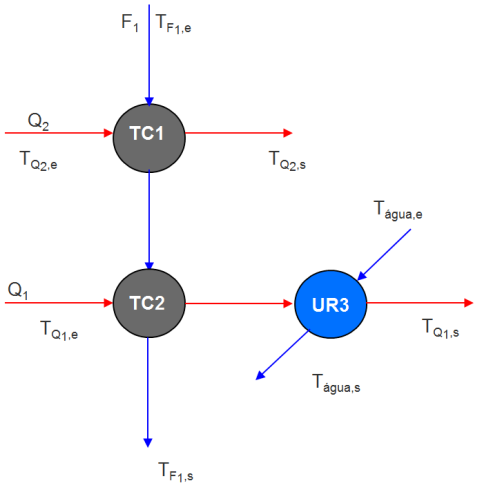
Figura 3.14 | Possível rede de integração energética



Fonte: Elaborada pelo autor.

Quando o fluxograma da rede de troca térmica é apresentado sem as temperaturas intermediárias, apenas com as temperaturas de entrada e saída das correntes e utilidades, o chamamos de estrutura. Uma estrutura mostra a sequência em que as trocas térmicas ocorrem e um exemplo com apenas uma corrente fria (F_1), duas correntes quentes (Q_1 e Q_2), dois trocadores de calor (TC1 e TC2) e uma utilidade de resfriamento (UR3), é dado pela figura 3.15.

Figura 3.15 | Estrutura de uma rede de troca térmica



Fonte: Elaborada pelo autor.

Através da figura 3.15, podemos notar que a corrente quente Q_2 troca calor apenas com a fria F_1. Assim, por um balanço de calor para a corrente quente Q_2, por exemplo, $q_{Q_2} = C_{Q_2}\left(T_{Q_2,e} - T_{Q_2,s}\right)$, a partir da temperatura de entrada da corrente fria e sua respectiva taxa de capacidade calorífica, chegamos à temperatura intermediária entre os trocadores de calor 1 (TC1) e 2 (TC2), a qual é calculada como $T_{F_1,s,TC1} = \frac{q_{Q_2}}{C_{F_1}} + T_{F_1,e}$, na qual $T_{F_1,s,TC1}$ é a temperatura de saída da corrente F_1 do trocador de calor 1 (TC1).

Com o cálculo das temperaturas intermediárias se torna possível quantificar todas as cargas térmicas da estrutura e, sendo assim, pode-se então obter as áreas de troca térmica por meio da equação $q = UA\Delta T_{ml}$ (anteriormente, vimos que $\Delta T_{corrigido} = Y\Delta T_{ml}$, no entanto, o fator Y é assumido como 1 em trocadores bitubulares e de placas paralelas). É preciso saber qual a configuração do escoamento em determinado trocador, uma vez que o cálculo da ΔT_{ml} pelo método da MLDT varia se em paralelo ou se em contracorrente.

Assimile

Partindo do pressuposto que a utilidade (UR3) da figura 3.15 seja bitubular (Y=1) e necessite retirar determinada quantidade de calor para se chegar a $T_{Q_1,s}$ definida, para obtermos a área de troca térmica da utilidade de resfriamento, precisaríamos assumir um valor do coeficiente global de transferência de calor na utilidade de resfriamento, U_{UR3} neste caso, considerar o escoamento (ex. contracorrente) e então calcularmos $\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)}{\ln\left(\left(T_{q,e} - T_{f,s}\right)/\left(T_{q,s} - T_{f,e}\right)\right)}$, para então chegarmos a $A_{troca} = \frac{q_{UR3}}{U_{UR3}\Delta T_{ml}}$. Cabe mencionar que o coeficiente global de transferência de calor nos trocadores de calor será chamado de U_{TC}, enquanto nas utilidades de aquecimento, U_{UA}.

Pesquise mais

Consultando o capítulo 1 – "Integração energética e síntese de redes de trocadores de calor" (p. 11-46) In: KWONG, W. H. Integração

energética: redes de trocadores de calor. 1. ed. São Carlos: EDUFSCAR, 2013. Você poderá aprofundar os conceitos apresentados nesta seção, além de ratificar todo o conteúdo abordado.

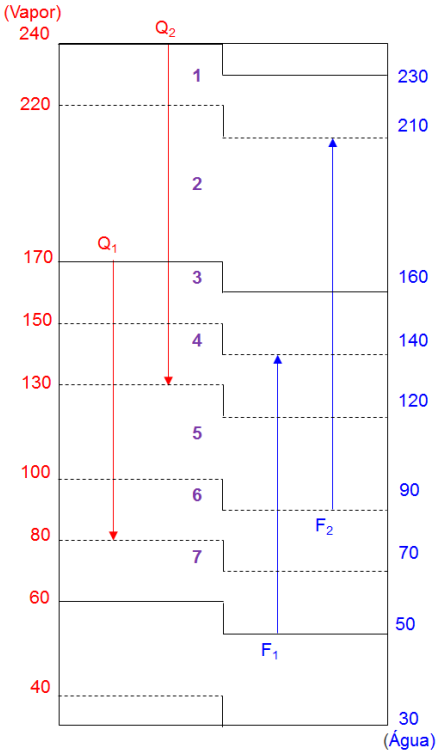
Sem medo de errar

Atuando como engenheiro de uma empresa de consultoria, você foi designado para realizar uma rede de troca térmica entre duas correntes quentes, Q_1 ($C_{Q_1} = 9\ \text{kW/°C}$) e Q_2 ($C_{Q_2} = 1\ \text{kW/°C}$), a $T_{Q_1,e} = 170\ °\text{C}$, $T_{Q_2,e} = 240\ °\text{C}$, $T_{Q_1,s} = 80\ °\text{C}$ e $T_{Q_2,s} = 130\ °\text{C}$, e duas correntes frias, F_1 ($C_{F_1} = 4\ \text{kW/°C}$) e F_2 ($C_{F_2} = 6\ \text{kW/°C}$), a $T_{F_1,e} = 50\ °\text{C}$, $T_{F_2,e} = 90\ °\text{C}$, $T_{F_1,s} = 140\ °\text{C}$ e $T_{F_2,s} = 210\ °\text{C}$, assumindo um $\Delta T_{\text{mínimo}} = 10\ °\text{C}$ e custo unitário da água de $0{,}00004\ \$/\text{kg}$ e do vapor de $0{,}0014\ \$/\text{kg}$, tendo que encontrar qual o pinch das correntes, qual o custo mínimo de utilidades da rede, quantas utilidades de vapor e de água serão necessárias e qual a economia deste $C_{mín,utilidades}$ se comparado ao $C_{\text{max},utilidades} = 41489\ \$/\text{a}$.

Dados: utilidades de vapor a $240\ °\text{C}$ (calor latente $\lambda = 0{,}48\ \text{kWh/kg}$) e água ($T_e = 30\ °\text{C}$, $T_s = 50\ °\text{C}$ com $c_{p,água} = 0{,}00116\ \text{kWh/kg}\cdot°\text{C}$).

Inicialmente devemos elaborar um diagrama de temperaturas assumindo o degrau $\Delta T_{\text{mínimo}} = 10\ °\text{C}$ que deve ser usado, partindo-se das temperaturas de entrada e saída das correntes, e das utilidades de aquecimento (vapor) e resfriamento (água). Assim, obtemos o diagrama de temperaturas na figura 3.16, a seguir:

Figura 3.16 | Diagrama de temperaturas do cenário proposto



Fonte: Elaborada pelo autor.

Note que o limite superior do eixo da esquerda é definido pela temperatura da utilidade de vapor e da temperatura de entrada da corrente quente Q_2, que neste caso são iguais, enquanto o limite inferior é delimitado pela utilidade de resfriamento. As setas indicam as correntes, sendo que as duas primeiras à esquerda, com sentido para baixo, constituem as quentes, enquanto que as duas à direita, com sentido para cima, às correntes frias. Os números de 1 a 7 representam os intervalos de temperaturas e os degraus são relativos ao valor escolhido de $\Delta T_{mínimo} = 10\ °C$. Para obter a temperatura de estrangulamento (pinch), precisamos calcular as cargas térmicas e verificar o resíduo. Se o resíduo for negativo, haverá a necessidade de se empregar uma utilidade de aquecimento. Por outro lado, se o saldo for positivo, este pode ser usado no intervalo seguinte. No entanto, no último intervalo, caso o saldo seja positivo, necessitaremos de uma utilidade de resfriamento, de modo que, sendo o saldo negativo,

novamente faremos uso de uma utilidade de aquecimento. Quanto maior o número de utilidades, maior o custo de utilidades ($C_{utilidades}$).

Começando pelo cálculo das cargas térmicas em cada intervalo do diagrama, fazendo separadamente, para a corrente Q_2, temos: $q_{Q_{2,1}} = C_{Q_2}(240-220) = 20\ \text{kW}$, $q_{Q_{2,2}} = C_{Q_2}(220-170) = 50\ \text{kW}$, $q_{Q_{2,3}} = C_{Q_2}(170-150) = 20\ \text{kW}$ e $q_{Q_{2,4}} = C_{Q_2}(150-130) = 20\ \text{kW}$. Para a corrente fria F_2, haverá carga térmica nos intervalos 2, 3, 4 e 5, assim: $q_{F_{2,2}} = C_{F_2}(210-160) = 300\ \text{kW}$, $q_{F_{2,3}} = C_{F_2}(160-140) = 120\ \text{kW}$, $q_{F_{2,4}} = C_{F_2}(140-120) = 120\ \text{kW}$ e $q_{F_{2,5}} = C_{F_2}(120-90) = 180\ \text{kW}$. A corrente Q_1 influencia nos intervalos 3, 4, 5 e 6. Então, $q_{Q_{1,3}} = C_{Q_1}(170-150) = 180\ \text{kW}$, $q_{Q_{1,4}} = C_{Q_1}(150-130) = 180\ \text{kW}$, $q_{Q_{1,5}} = C_{Q_1}(130-100) = 270\ \text{kW}$ e $q_{Q_{1,6}} = C_{Q_1}(100-80) = 180\ \text{kW}$. Já a corrente F_1 age sobre os intervalos 4, 5, 6 e 7. Logo, $q_{F_{1,4}} = C_{F_1}(140-120) = 80\ \text{kW}$, $q_{F_{1,5}} = C_{F_1}(120-90) = 120\ \text{kW}$, $q_{F_{1,6}} = C_{F_1}(90-70) = 80\ \text{kW}$ e $q_{F_{1,7}} = C_{F_1}(70-50) = 80\ \text{kW}$. Terminado o cálculo das cargas térmicas, empregaremos a equação $S_i = R_{i-1} + O_i - D_i$ para verificar se existe a necessidade do uso de utilidades. No primeiro intervalo temos $S_1 = R_0 + O_1 - D_1 = 0 + 20 - 0 = 20\ \text{kW}$, assim, $R_1 = S_1 = 20\ \text{kW}$. No segundo intervalo como $S_2 = R_1 + O_2 - D_2 = 20 + 50 - 300 = -230\ \text{kW}$, tem-se aqui a necessidade do uso de vapor. Desta maneira, considera-se $R_2 = S_2 = 0$ e o pinch é de $170\ ^\circ\text{C}$ para as correntes quentes e de $160\ ^\circ\text{C}$ para as correntes frias. Continuando: $S_3 = R_2 + O_3 - D_3 = 0 + (20+180) - 120 = 80\ \text{kW}$ e $R_3 = S_3 = 80\ \text{kW}$. No quarto intervalo, $S_4 = R_3 + O_4 - D_4 = 80 + (20+180) - (120+80) = 80\ \text{kW}$ e $R_4 = S_4 = 80\ \text{kW}$. No quinto, temos $S_5 = 80 + 270 - (180+120) = 50\ \text{kW}$ e $R_5 = S_5 = 50\ \text{kW}$. No sexto intervalo, $S_6 = 50 + 180 - 80 = 150\ \text{kW}$ e $R_6 = 150\ \text{kW}$. Por fim, existindo apenas a corrente fria F_1, obtemos $R_7 = S_7 = 150 + 0 - 80 = 70\ \text{kW}$. Ou seja, precisaremos de uma utilidade de resfriamento. Logo, duas utilidades serão necessárias na busca pelo custo mínimo. Calculando agora o custo mínimo das

utilidades $C_{\text{min},utilidades}$. No intervalo 2, a vazão mássica de vapor empregada será de $V = \frac{230}{0,48} = 479,2 \text{ kg/h}$ e no último intervalo, $L = \frac{70}{0,00116(50-30)} = 3017,2 \text{ kg/h}$ de água. Assim, $C_{\text{min},utilidades} = (365 \times 24) \times (L \times 0,00004 + V \times 0,0014) = 6934 \text{ \$/a}$. Como o custo máximo de utilidades nos foi dado ($C_{\text{max},utilidades} = 41489 \text{ \$/a}$), a economia, neste caso, foi de $100 - \left(\frac{6934}{41489}\right) \times 100 = 83,29 \%$.

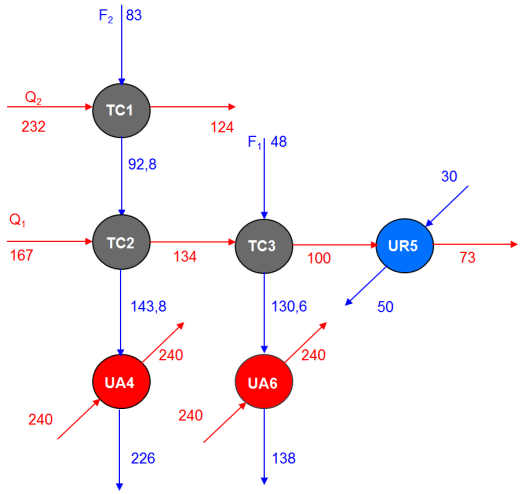
Avançando na prática

Obtendo as áreas de troca térmica e o custo total

Descrição da situação-problema

Além do custo mínimo das utilidades, para se obter o custo total de uma integração energética, precisa-se obter o custo de capital, o qual varia de caso para caso, no entanto, no que tange a equipamentos de troca térmica, a área de troca é a que influi mais efetivamente. Sendo assim, o seu supervisor pediu a você para que calcule as áreas de troca térmica e o custo total da estrutura com as temperaturas em °C, apresentada a seguir, assumindo todos os escoamentos em contracorrente.

Figura 3.17 | Estrutura da rede de troca térmica com as temperaturas intermediárias



Fonte: Elaborada pelo autor.

Dados: $U_{TC} = 0{,}70\ \text{kW/m}^2 \cdot °\text{C}$, $U_{UR} = 0{,}70\ \text{kW/m}^2 \cdot °\text{C}$, $U_{UA} = 0{,}95\ \text{kW/m}^2 \cdot °\text{C}$, calor latente $\lambda = 0{,}48\ \text{kWh/kg}$ (vapor a $240\ °\text{C}$), $c_{p,água} = 0{,}00116\ \text{kWh/kg} \cdot °\text{C}$, capacidades caloríficas das correntes quentes, Q_1 ($C_{Q_1} = 8{,}5\ \text{kW/°C}$) e Q_2 ($C_{Q_2} = 0{,}5\ \text{kW/°C}$), das correntes frias, F_1 ($C_{F_1} = 3{,}5\ \text{kW/°C}$) e F_2 ($C_{F_2} = 5{,}5\ \text{kW/°C}$) e custo unitário da água e do vapor de $0{,}00005\ \$/\text{kg}$ e $0{,}0015\ \$/\text{kg}$, respectivamente.

Resolução da situação-problema

Da estrutura disponibilizada, como já são fornecidas as temperaturas, inicialmente, devemos calcular as cargas térmicas. Fazendo para os trocadores de integração TC1, TC2 e TC3, fica: $q_{TC1} = C_{Q_2}(232 - 124) = 54\ \text{kW}$, $q_{TC2} = C_{Q_1}(167 - 134) = 280{,}5\ \text{kW}$ e finalmente usando a corrente Q_1, $q_{TC3} = C_{Q_1}(134 - 100) = 289\ \text{kW}$. Agora, calculando as cargas térmicas para as utilidades de aquecimento, UA4 e UA6, temos $q_{UA4} = C_{F_2}(226 - 143{,}8) = 452{,}1\ \text{kW}$ e através da corrente F_1, $q_{UA6} = C_{F_1}(138 - 130{,}6) = 25{,}9\ \text{kW}$. Para a única utilidade de resfriamento (UR5), faz-se $q_{UR5} = C_{Q_1}(100 - 73) = 229{,}5\ \text{kW}$. Como $q = UA_{troca}\Delta T_{ml}$, precisamos calcular a ΔT_{ml} em cada parte da rede. Lembrando que $\Delta T_{ml} = \dfrac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left((T_{q,e} - T_{f,s})/(T_{q,s} - T_{f,e})\right)}$ e substituindo os valores de temperatura em cada equipamento, chegamos a:

$$\Delta T_{ml,TC1} = \frac{(232 - 92{,}8) - (124 - 83)}{\ln((232 - 92{,}8)/(124 - 83))} = 80{,}3\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,TC1} = \frac{54}{0{,}70 \times 80{,}3} = 0{,}96\ \text{m}^2.$$

$$\Delta T_{ml,TC2} = \frac{(167 - 143{,}8) - (134 - 92{,}8)}{\ln((167 - 143{,}8)/(134 - 92{,}8))} = 31{,}3\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,TC2} = \frac{280{,}5}{0{,}70 \times 31{,}3} = 12{,}80\ \text{m}^2.$$

$$\Delta T_{ml,TC3} = \frac{(134 - 130{,}6) - (100 - 48)}{\ln((134 - 130{,}6)/(100 - 48))} = 17{,}8\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,TC3} = \frac{289}{0{,}70 \times 17{,}8} = 23{,}19\ \text{m}^2.$$

$$\Delta T_{ml,UA4} = \frac{(240 - 226) - (240 - 143{,}8)}{\ln((240 - 226)/(240 - 143{,}8))} = 42{,}6\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,UA4} = \frac{452{,}1}{0{,}95 \times 42{,}6} = 11{,}17\ \text{m}^2.$$

$$\Delta T_{ml,UR5} = \frac{(100 - 50) - (73 - 30)}{\ln((100 - 50)/(73 - 30))} = 46{,}4\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,UR5} = \frac{229{,}5}{0{,}70 \times 46{,}4} = 7{,}07\ \text{m}^2.$$

$$\Delta T_{ml,UA6} = \frac{(240 - 138) - (240 - 130{,}6)}{\ln((240 - 138)/(240 - 130{,}6))} = 105{,}7\ °\text{C} \text{ e } A_{troca,UA6} = \frac{25{,}9}{0{,}95 \times 105{,}7} = 0{,}26\ \text{m}^2.$$

A quantidade de vapor usada na rede é de $V = \frac{q_{aquecedores}}{\lambda_{vapor}} = \frac{452,1 + 25,9}{0,48} = 995,8 \text{ kg/h}$, ao passo que a vazão mássica de água é $L = \frac{q_{resfriadores}}{c_{p,água}\left(T_{água,s} - T_{água,e}\right)} = \frac{229,5}{0,00116(50-30)} = 9892,2 \text{ kg/h}$. Assim, o custo de utilidades pode ser calculado como $C_{utilidades} = (365 \times 24) \times (L \times 0,00005 + V \times 0,0015) = 17418 \text{ \$/a}$. O custo de capital é representado por $C_{capital} = 130 \times \sum_{k=1}^{n} A_k^{0,65} = 2954 \text{ \$/a}$.

Logo, o custo total é de $C_{total} = C_{utilidades} + C_{capital} = 17418 + 2954 = 20372 \text{ \$/a}$.

Faça valer a pena

1. No projeto de redes de troca térmica, além do custo mínimo de utilidades (limite inferior), também é interessante conhecer qual seria o custo máximo de utilidades (limite superior), o qual ocorre quando não há trocadores de integração. No cálculo do custo máximo de utilidades, são usadas apenas utilidades não havendo integração entre as correntes. Em vista disso, o seu supervisor lhe entregou o seguinte problema.

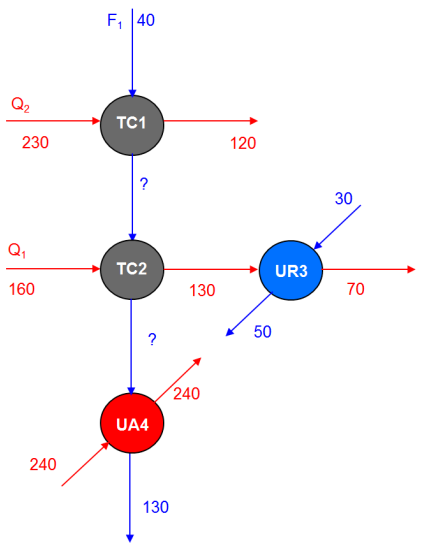
Em determinado processo de uma indústria química, existem quatro correntes, duas quentes e duas frias. Sem fazer uso de qualquer rede, qual é o custo máximo de utilidades? Sabendo que as temperaturas de entrada e saída das correntes quentes, Q_1 ($C_{Q_1} = 9,5 \text{ kW/°C}$) e Q_2 ($C_{Q_2} = 1,5 \text{ kW/°C}$), são conhecidas e iguais a $T_{Q_1,e} = 171 \text{ °C}$, $T_{Q_2,e} = 234 \text{ °C}$, $T_{Q_1,s} = 82 \text{ °C}$ e $T_{Q_2,s} = 134 \text{ °C}$, ao passo que as temperaturas das correntes frias, F_1 ($C_{F_1} = 8 \text{ kW/°C}$) e F_2 ($C_{F_2} = 10 \text{ kW/°C}$), são $T_{F_1,e} = 51 \text{ °C}$, $T_{F_2,e} = 94 \text{ °C}$, $T_{F_1,s} = 144 \text{ °C}$ e $T_{F_2,s} = 212 \text{ °C}$. Sabe-se também que o custo unitário da água é de $0,00006 \text{ \$/kg}$ e o do vapor de $0,0016 \text{ \$/kg}$. As utilidades de vapor a 240 °C apresentam calor latente $\lambda = 0,48 \text{ kWh/kg}$ e as utilidades de água, $T_e = 30 \text{ °C}$, $T_s = 50 \text{ °C}$ e $c_{p,água} = 0,00116 \text{ kWh/kg·° C}$.

a) $76524 \text{ \$/a}$.
b) $78734 \text{ \$/a}$.
c) $41489 \text{ \$/a}$.
d) $72483 \text{ \$/a}$.
e) $22370 \text{ \$/a}$.

2. Determinada empresa de processos contratou a empresa em que você trabalha para obter alguns parâmetros importantes de um projeto de rede de troca térmica em uma de suas plantas. A rede é composta por três trocadores de integração, e, a priori, uma utilidade de água e uma utilidade de vapor. A empresa disponibilizou a estrutura térmica que representa tal rede, no entanto, não tem certeza se o uso do item 4 (utilidade de aquecimento, UA4) está correto, ou se no seu lugar deverá colocar mais uma utilidade de resfriamento com água. Para esta tarefa de análise, o seu supervisor indicou você.

Sabendo que na estrutura da rede de troca térmica existe uma corrente fria, F_1 ($C_{F_1} = 5\ \text{kW/°C}$), a qual deve entrar a $S_6 = 50 + 180 - 80 = 150\ \text{kW}$ e sair a $130\ \text{°C}$, duas correntes quentes, com Q_1 ($C_{Q_1} = 10\ \text{kW/°C}$) entrando a $160\ \text{°C}$ e saindo a $70\ \text{°C}$ e Q_2 ($C_{Q_2} = 2\ \text{kW/°C}$) entrando a $230\ \text{°C}$ e saindo a $120\ \text{°C}$. Além disso, há uma utilidade de vapor a $240\ \text{°C}$ ($\lambda = 0{,}48\ \text{kWh/kg}$), empregada no fim da corrente F_1, e uma de água ($c_{p,água} = 0{,}00116\ \text{kWh/kg.°C}$) entrando a $30\ \text{°C}$ e saindo a $50\ \text{°C}$, usada no fim da corrente Q_1. Analisando a estrutura da rede de troca térmica fornecida na figura 3.18, quais as temperaturas intermediárias da corrente fria, F_1 (considerando que todas as temperaturas das correntes quentes e a inicial e final da fria estão corretas)? O item 4 (UA4) da estrutura está correto? Caso não, corrija para o restante da resolução alterando a utilidade. Qual a vazão mássica de água que será usada?

Figura 3.18 | Estrutura da rede de troca térmica disponível



Fonte: Elaborada pelo autor.

a) $84\ °C$, $144\ °C$, não e $25560{,}0\ kg/h$.
b) $84\ °C$, $134\ °C$, sim e $3017{,}2\ kg/h$.
c) $84\ °C$, $144\ °C$, não e $28879{,}3\ kg/h$.
d) $74\ °C$, $124\ °C$, não e $25862{,}1\ kg/h$.
e) $64\ °C$, $114\ °C$, sim e $3017{,}2\ kg/h$.

3. Para obtermos o custo mínimo de utilidades, precisamos de um limite $\Delta T_{mín}$, o qual é determinante na obtenção da temperatura de estrangulamento (*pinch*) das correntes quentes e frias, além da quantidade de utilidades mínima. Uma empresa do ramo químico pediu colaboração para a empresa em que você trabalha, visando analisar uma integração energética que existe em sua planta industrial. Como dados auxiliares, a referida empresa forneceu o custo mínimo de utilidades, para $\Delta T_{mín} = 10\ °C$, e querem saber a influência do $\Delta T_{mín}$ no custo mínimo e no *pinch*.

Tendo em vista que existem duas correntes quentes, Q_1 ($C_{Q_1} = 9\ kW/°C$) e Q_2 ($C_{Q_2} = 1\ kW/°C$), com temperaturas conhecidas e iguais a $T_{Q_1,e} = 170\ °C$, $T_{Q_2,e} = 240\ °C$, $T_{Q_1,s} = 80\ °C$ e $T_{Q_2,s} = 130\ °C$, além de duas correntes frias, F_1 ($C_{F_1} = 4\ kW/°C$) e F_2 ($C_{F_2} = 6\ kW/°C$), as quais apresentam $T_{F_1,e} = 50\ °C$, $T_{F_2,e} = 90\ °C$, $T_{F_1,s} = 140\ °C$ e $T_{F_2,s} = 210\ °C$, calcule qual o pinch das correntes admitindo $\Delta T_{mín} = 5\ °C$. Qual o custo mínimo de utilidades? O custo mínimo de utilidades diminuiu se comparado ao valor de 7618 $/a fornecido pela empresa para $\Delta T_{mín} = 10\ °C$?
Dados: custo unitário da água de $0{,}00005\ \$/kg$ e o do vapor de $0{,}0015\ \$/kg$. As utilidades de vapor a $240\ °C$ apresentam calor latente $\lambda = 0{,}48\ kWh/kg$ e as utilidades de água, $T_e = 30\ °C$, $T_s = 50\ °C$ e $c_{p,água} = 0{,}00116\ kWh/kg \cdot °C$.

a) 5715 $/a, $165\ °C$ (quentes), $195\ °C$ (frias) e não.
b) 4725 $/a, $190\ °C$ (quentes), $165\ °C$ (frias) e sim.
c) 3735 $/a, $175\ °C$ (quentes), $155\ °C$ (frias) e não.
d) 6231 $/a, $170\ °C$ (quentes), $165\ °C$ (frias) e não.
e) 6231 $/a, $170\ °C$ (quentes), $165\ °C$ (frias) e sim.

Referências

AITA, J. C. L.; Peixoto, N. H. **Tecnologias de processos Industriais II**. Santa Maria: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, 2013. Disponível em: <http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos_seguranca/quarta_etapa/tecnologias_processos_industriais_2.pdf.>. Acesso em: 25 de nov. 2017.

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**: Uma Abordagem Prática. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982.

HEWITT, G. F; DELHAYE, J. M.; ZUBER, N. **Multiphase Science and Technology**. Springer. Vol. 2., 1986.

KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor**. 1. ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

KWONG, W. H. **Integração energética: redes de trocadores de calor**. 1. ed. São Carlos: EDUFSCAR, 2013.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 5. ed. McGraw-Hill, 1993.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

TADINI, C. C. et al. **Operações unitárias na indústria de alimentos**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. ed. Edgard Blucher, 2009.

TURTON, R. et al. **Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes**. 3. ed. Upper Saddle River: Pearson Education, 2009.

Umidificação e refrigeração

Convite ao estudo

Grande parte dos processos industriais possuem maquinarias que liberam uma determinada quantidade de calor durante sua operação, que normalmente é transferida para um fluido como a água. Para que esta água condensada quente, ou outro fluido, possa ser reutilizada em uma planta industrial, geralmente é resfriada pelo contato com uma corrente de ar. Esse resfriamento pode ser realizado por intermédio dos equipamentos de umidificação, como a torre de resfriamento e de refrigeração. Essas operações unitárias, umidificação, resfriamento e refrigeração têm como objetivo geral alterar a umidade de um sistema e realizar o processo de troca térmica entre fluidos. Estes equipamentos devem estar bem projetados e atendendo a requisitos mínimos, que variam de acordo com os processos. Assimilando todos os assuntos relevantes a esta temática, você deve conhecer e compreender os processos de umidificação e refrigeração, de modo que consiga aplicar esses conceitos.

Uma das áreas empresariais que vem despontando é a de gerenciamento de projetos, que tem como meta realizar a organização de recursos de forma a viabilizar, operacional ou financeiramente um projeto. Mantendo-se, para isso, os parâmetros requeridos para o projeto, com qualidade e custo reduzido. Muitas indústrias buscam esse setor para, por exemplo, realocar uma fábrica, instalar um novo sistema de informação e otimizar o uso de equipamentos.

Uma empresa de projetos, que está no mercado há dois anos, recebeu uma nova demanda de serviço, de algumas indústrias da região, para verificar alguns de seus equipamentos de troca térmica. Você é o profissional responsável por essa empresa de projetos e seu gerente

vai te solicitar vários desafios em relação à demanda. Um deles é que você deverá avaliar o funcionamento de um desumidificador de ar, instalado em uma indústria de fabricação de móveis, verificando como ele funciona e se atende aos requisitos mínimos requeridos para a desumidificação do ambiente. Para uma indústria de alimentos, você precisará verificar qual a altura necessária para o recheio de uma torre de resfriamento, considerando os fatores construtivos e as questões operacionais. Por fim, deverá avaliar o funcionamento de um refrigerador de uma indústria petroquímica. Como funcionam os sistemas de resfriamento da água por intermédio da troca térmica com do ar de baixa umidade? Como sabemos se esses equipamentos estão adequadamente projetados e funcionando com eficiência?

Assim, nesta primeira seção, vamos estudar as operações de umidificação e desumidificação, abordando sobre definições preliminares, incluindo as cartas psicrométricas, suas características, aplicações e equipamentos envolvidos no processo. Nas seções seguintes, serão abordados conteúdos sobre as torres de resfriamentos e sistemas de refrigeração, como ocorre seu funcionamento, características e cálculos.

Seção 4.1

Umidificação

Diálogo aberto

O nosso país é privilegiado na disponibilidade de recursos hídricos, possuindo 12% de toda a água doce do planeta. Ainda, o volume de água por pessoa no Brasil é 19 vezes superior ao mínimo estabelecido pela Organização das Nações Unidas – de 1.700 m^3/s por habitante por ano. Apesar disso, esse recurso natural não é inesgotável e está distribuído de forma irregular por todo território nacional. O Brasil busca, então, ser um modelo na gestão desse bem, tendo-se como preocupação a sustentabilidade ambiental, social e econômica e a busca de leis mais adequadas. Você sabia que a água é o fluido refrigerante mais utilizado em uma planta química? Isso ocorre, pois a mesma possui características físicas ideais para o escoamento em um sistema. Com as legislações ambientais mais rigorosas, exigindo que seja minimizada a quantidade de água utilizada em processos de troca térmica, por exemplo, e que a mesma retorne ao manancial de forma adequada, houve a intensificação do uso de equipamentos de umidificação, já que podem possibilitar o reuso da água.

Aliado ao que já foi exposto, de forma a manter a sustentabilidade nas indústrias, há várias empresas de projetos em engenharia terceirizadas que validam e projetam equipamentos para as mesmas, evitando-se o desperdício de água e reduzindo o custo operacional. Você é o responsável técnico de uma dessas empresas e seu gerente te solicitou uma avaliação de um desumidificador de ar, instalado em uma indústria de fabricação de móveis. Ao final de sua avaliação, você deverá entregar um relatório. O equipamento utilizado na fábrica de móveis deve reduzir a umidade relativa de um ar ambiente a 25 °C, de 90% a índices aceitáveis, atingindo de 40 a 60% de umidade relativa. Ainda, sabe-se que o equipamento remove do ambiente 0,008 kg de vapor de água para cada quilograma de ar seco e que a operação é isotérmica. Considere que o valor da pressão parcial de vapor da água de saturação (P'_A), a 25 °C, é 3,17 kPa. Diante dos conceitos e das características que

serão estudadas nesta seção, esse equipamento está atendendo aos requisitos mínimos de funcionamento? Como ele funciona? Quais as consequências caso ele não estivesse dentro das especificações? Quais são as propriedades da mistura ar-água ao final da operação?

Para resolver a problemática apresentada, você deverá compreender, inicialmente, o funcionamento e as características de um umidificador/ desumidificador. Depois, assimilar, no que diz respeito aos cálculos e a carta psicrométrica, os principais termos relacionados a este tema, dentre eles, a umidade absoluta, a umidade de saturação e a umidade relativa. Então vamos começar!

Não pode faltar

Muitas vezes, no processamento industrial de materiais, é necessário aumentar a quantidade de vapor presente em uma corrente de gás. Este processo chama-se umidificação. A umidificação consiste na passagem de vapor para a corrente gasosa através do contato com um líquido de maior temperatura, sendo o gás insolúvel no líquido. O processo contrário é denominado desumidificação, no qual há uma diminuição da umidade da fase gasosa, já que ocorre a retirada do vapor de uma fase gasosa pelo contato com um líquido de menor temperatura. Observamos, então, que essas operações ocorrem com transferência simultânea de calor e de massa.

Para o processo de umidificação utiliza-se, usualmente, o sistema de ar-água. E, para equacionamento, consideraremos uma quantidade de vapor (componente A) contida em um gás seco (componente B).

Reflita

O que seria uma quantidade de vapor contida em um gás seco? O vapor consiste na forma gasosa de um componente que está presente na fase líquida e o gás seco é o componente presente na fase gasosa. Podemos utilizar como exemplo o ar que respiramos, pois este ar possui dois componentes: o vapor de água contido em um ar seco.

Alguns termos muito importantes para o estudo dos processos de umidificação/ desumidificação são mostrados a seguir:

- **Umidade absoluta (*Y*)**: é a massa de vapor (m_A) por unidade de massa do gás seco (m_B).

$$Y = \frac{m_A}{m_B}$$

A mistura vapor-gás seco pode ser considerada ideal, assim, podemos reescrever a equação anterior:

$$Y = \frac{M_A \cdot p_A}{M_B \cdot (P - p_A)}$$

Em que: M_A e M_B são os pesos moleculares dos componentes A e B, respectivamente; p_A é a pressão parcial de A na mistura; P é a pressão total do sistema; e Y é dado em kg de A/ kg de B ou ainda, lb de A/lb de B; ou seja, qualquer unidade de massa/unidade de massa.

Assimile

Para melhor assimilação do conteúdo, vamos deduzir a equação anterior?

Da Lei dos gases ideais, temos:

$$p_i \cdot V = n_i \cdot R \cdot T \rightarrow p_i \cdot V = \frac{m_i}{M_i} \cdot R \cdot T \rightarrow m_i = \frac{p_i \cdot V \cdot M}{R \cdot T}$$

Em que: p_i é a pressão do gás i; V é o volume do sistema; m_i é a massa do gás i; M_i é a massa molar do gás i; R é a constante universal dos gases e T é a temperatura do sistema.

Considerando que $P = p_A + p_B \rightarrow p_B = P - p_A$, temos:

$$Y = \frac{m_A}{m_B} = \frac{\frac{p_A \cdot V \cdot M_A}{R \cdot T}}{\frac{p_B \cdot V \cdot M_B}{R \cdot T}} = \frac{p_A \cdot M_A}{p_B \cdot M_B} = \frac{M_A \cdot p_A}{M_B \cdot (P - p_A)}.$$

- **Umidade de saturação (Y_s):** é a umidade do gás quando este está saturado de vapor a uma dada temperatura, no Sistema Internacional (S.I.), sua unidade é kg de A/ kg de B. Ela está relacionada com a pressão parcial de vapor no gás saturado, que é igual à pressão de vapor do líquido à temperatura do gás (P'_A), e, no caso da água, pode ser obtida a partir da tabela

termodinâmica da água saturada (Tabela 3.1, unidade anterior), conhecendo-se essa temperatura.

$$Y_s = \frac{M_A \cdot P_A^{'}}{M_B \cdot (P - P_A^{'})}$$

- **Umidade relativa (Y_R):** consiste na razão entre a pressão parcial de vapor de A no gás (p_A) e a pressão parcial de vapor no gás saturado (P_A'), à mesma pressão total e temperatura, dada em porcentagem. Você deve ficar atento quando o gás está saturado, a umidade relativa é 100 %.

$$Y_R = 100 \cdot \frac{p_A}{P_A^{'}}$$

Pesquise mais

A umidade relativa também pode ser entendida como a capacidade que o ar possui de absorver a umidade. Você sabia que a umidade relativa é um parâmetro muito utilizado na meteorologia? Sugerimos que leia as dez primeiras páginas, do artigo *Relações entre temperatura, umidade relativa do ar e pressão atmosférica em área urbana: comparação horária entre dois bairros no município de São Paulo-SP*. Disponível em: <http://general.igc.ufmg.br/portaldeperiodicos/index.php/geografias/article/download/541/412>. Acesso em: 6 dez. 2017.

- **Calor úmido (c_s):** é a quantidade de calor necessária para aumentar a temperatura de 1g de gás, mais qualquer vapor que possa conter, em 1 °C ou 1 K; ou ainda aumentar a temperatura de 1 lb de gás em 1 °F.

$$c_s = c_{pB} + Y \cdot c_{pA}$$

Em que: cp_A e cp_B são os calores específicos do vapor e do gás, respectivamente.

Em faixas de temperaturas normalmente utilizadas, os calores específicos do ar e do vapor de água admitem os seguintes valores constantes:

$c_{pA} = 1{,}884 \ \text{kJ/(kg vapor de água} \cdot \text{K)}$ e $c_{pB} = 1{,}005 \ \text{kJ/(kg ar seco} \cdot \text{K)}$.

- **Volume úmido (ν_H):** é o volume total de uma unidade de massa de gás seco (B) mais o vapor (A) que lhe está associado à 101,325 kPa e à temperatura do gás (*T*).

$$\nu_H = \frac{0{,}0224T}{273}\left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y}{M_A}\right)$$

Em que: ν_H está em m³/g e T em Kelvins. Quando $Y = Y_S$, ν_H torna-se volume saturado.

- **Grau de saturação (Y_A):** é a razão entre a umidade absoluta e a umidade de saturação a mesma temperatura, dada em porcentagem.

$$Y_A = 100\frac{Y}{Y_s} = 100\frac{\dfrac{M_A \cdot p_A}{M_B \cdot (P - p_A)}}{\dfrac{M_A \cdot P_A^{'}}{M_B \cdot (P - P_A^{'})}} = Y_R \frac{(P - P_A^{'})}{(P - p_A)}$$

Ou ainda, considerando P = 1 atm, temos:

$$Y_A = Y_R \frac{(1 - P_A^{'})}{(1 - p_A)}$$

- **Entalpia total (H):** é a entalpia de uma unidade de massa de gás seco (B) mais o vapor (A) que lhe está associado.

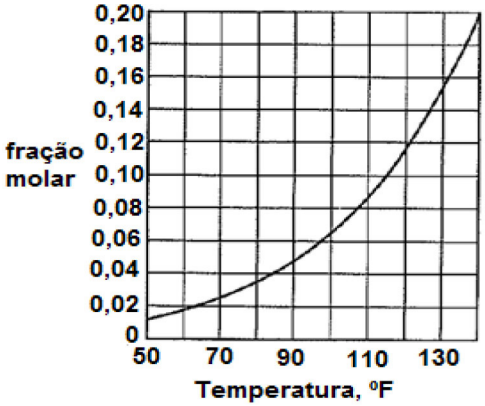
Considera-se T_0 a temperatura de referência escolhida para ambos os componentes e baseia-se a entalpia do componente A no líquido A em T_0. Além de do gás estar à temperatura T e com umidade Y. λ_0 é o calor latente do líquido a T_0. Assim:

$$H = c_s\left(T - T_0\right) + Y \cdot \lambda_0$$

Considerando-se T_0 = 0 °C, então o calor latente da água é λ_0 = 2501,4 KJ/kg vapor de água.

- **Equilíbrio de fases:** como há um equilíbrio entre as fases líquida (vapor – componente A) e gasosa (gás seco – componente B), podemos obter plotar y_e (fração molar de vapor na fase gasosa) *versus* a temperatura a uma dada pressão total, como observamos na Figura 4.1, para o sistema água-ar.

Figura 4.1 | Curva de equilíbrio para o sistema água-ar a 101,325 kPa



Fonte: adaptada de McCabe et al. (1993, p. 741).

A fração molar de equilíbrio (y_e) pode ser obtida pela equação a seguir, que advém da definição de umidade de saturação. Vale ressaltar, que devemos considerar que há apenas um componente na fase líquida.

$$y_e = \frac{Y_s / M_A}{1/M_B + Y_s / M_A}$$

Outros termos relacionados à temperatura também são usados para descrever as misturas de vapor e gás, os quais estão definidos a seguir:

- **Ponto de condensação ou de orvalho (T_C):** consiste na temperatura na qual uma dada mistura de vapor e gás é saturada.
- **Temperatura de bulbo seco (T):** temperatura da mistura indicada pelo termômetro comum, um termopar ou por um sensor eletrônico.
- **Temperatura de bulbo úmido (T_w):** temperatura atingida por uma pequena quantidade de água sob condições adiabáticas, exposta a uma corrente de ar de temperatura, umidade e velocidade constantes.
- **Temperatura de saturação adiabática (T_s):** temperatura na qual uma mistura de vapor e de gás estaria saturada em um processo adiabático. Ela pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\frac{Y - Y_s}{T - T_s} = -\frac{c_s}{\lambda_s} = -\frac{c_{pB} + Y \cdot c_{pA}}{\lambda_s}$$

Em que: Y_S e λ_S são a umidade e o calor latente de saturação, a T_S.

Exemplificando

Um ar úmido, contendo vapor de água e gás seco, a 55 °C e 1 atm deve ser resfriado por um spray de água, a 40 °C, em um duto suficientemente longo. Considerando processo adiabático e que a umidade de saturação foi de 0,011 kg valor de água/kg ar seco, calcule a umidade absoluta do ar de entrada. Ainda, considere que os calores específicos para o vapor de água e o ar seco são, respectivamente:

$c_{pA} = 1{,}884 \text{ kJ/(kg vapor de água} \cdot \text{K)}$ e

$c_{pB} = 1{,}005 \text{ kJ/(kg ar seco} \cdot \text{K)}$

Vamos, primeiramente, encontrar o calor latente de saturação (λ_S) à temperatura de T_S = 40 °C. Para isso, basta olharmos a entalpia de evaporação, nessa temperatura, na tabela termodinâmica para a água saturada (FELDER e ROUSSEAU, 2005), que é λ_S = 2406,7 kJ/kg.

Podemos agora obter a umidade absoluta para o ar de entrada no duto:

$$\frac{Y - Y_s}{T - T_s} = -\frac{c_{pB} + Y \cdot c_{pA}}{\lambda_s}$$

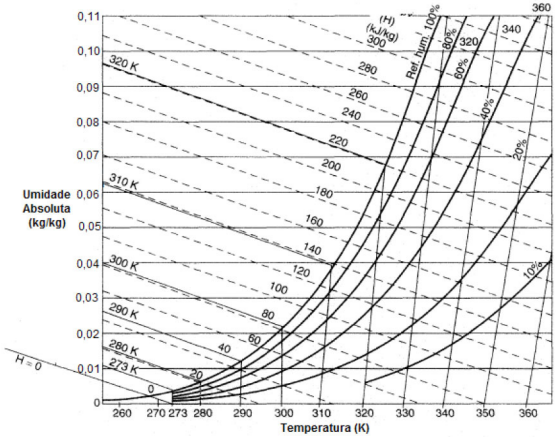
$$\frac{Y - 0{,}011}{55 - 40} = -\left\{\frac{1{,}005 + Y \cdot 1{,}884}{2406{,}7}\right\} \rightarrow$$

$$Y = 0{,}005 \text{ kg vapor de água/kg ar seco}$$

Diagrama psicrométrico

Este tipo de diagrama contém as propriedades de uma mistura de gás com vapor condensável, sendo a Figura 4.2 um exemplo de diagrama para o sistema ar-água a pressão de 1 atm. Os diagramas, também conhecidos como cartas psicrométricas, podem ser utilizados para se encontrar valores de: umidade absoluta, umidade relativa, volume úmido, entalpia total, ponto de condensação e as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido. Para isso, necessita-se da informação de, no mínimo, duas propriedades quaisquer da mistura ar-água para se determinar um outro parâmetro em uma dada pressão.

Figura 4.2 | Carta psicrométrica do sistema ar-água, sob pressão atmosférica



Fonte: adaptada de Coulson e Richardson (2011, p. 748).

Exemplificando

Para encontrar a umidade absoluta de uma mistura ar-água, a pressão atmosférica na carta psicrométrica da Figura 4.2, considere que a temperatura de bulbo seco do ar úmido é de 40 °C e a umidade relativa é 60%.

Inicialmente, devemos encontrar o ponto de intersecção de T = 40 °C = = 313 K e Y_R = 60% na carta psicrométrica mostrada na Figura 4.2. A partir desse ponto, vamos prolongar uma reta horizontal à esquerda para encontrarmos o valor da umidade absoluta, que é igual à

$$Y = 0{,}028 \ \frac{\text{kg de vapor de água}}{\text{kg de ar seco}}.$$

Características e aplicações das operações de umidificação/desumidificação

A aplicação mais generalizada da umidificação e da desumidificação envolve o sistema ar-água. Os sistemas de condicionamento de ar utilizam, em uma de suas etapas, o processo de desumidificação. Além disso, podemos utilizá-lo como parte de sistemas de recuperação de solvente.

O processo de umidificação possui duas aplicações principais. É utilizado para controlar a umidade de um ambiente, ou, mais comumente, para resfriar e recuperar água mediante o contato com ar de baixa umidade.

A água que foi resfriada pode ser reutilizada, por exemplo, em trocadores de calor nos processos industriais. No entanto, sabemos que esse resfriamento poderia ser realizado por um trocador de calor. Como decidir na utilização de um trocador de calor ou de um equipamento de umidificação? Segundo Foust (1982), a escolha deve ser feita considerando-se a economia; o projetista deve comparar a perda de água inerente ao processo no resfriador a contato de água e ar, o custo de fornecimento e da operação da fonte de arrefecimento do resfriador de superfície e o custo mais elevado das unidades de resfriamento superficial.

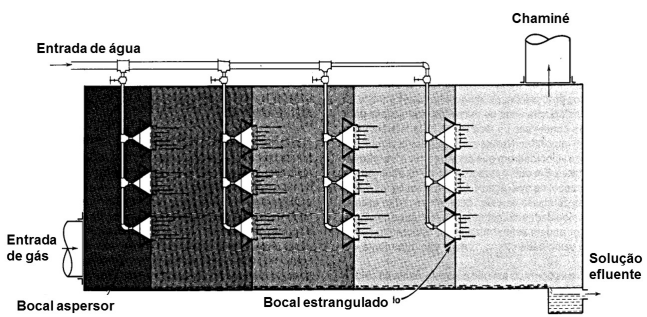
Equipamentos utilizados nas operações de umidificação/desumidificação

Os equipamentos de umidificação mais comuns são a câmara de nebulização, o depurador de fumos e a torre de resfriamento.

A câmara de nebulização é forma mais simples de umidificador, restringindo-se a operações de pequena escala, cujo objetivo, normalmente, é controlar a umidade de salas e oficinas. O líquido é dispensado na f orma de uma névoa grossa na corrente de gás que é mantida a uma velocidade baixa, garantindo-se um tempo mínimo de contato com o líquido.

O depurador de fumos (Figura 4.3) é um tipo de câmara de nebulização. Os bocais de estrangulamento dispersam a água e, no mesmo sentido, ocorre o escoamento do gás, possibilitando, assim, o contato entre a água e o gás. Uma de suas aplicações, na área ambiental, é a remoção de poeiras (ou poluentes atmosféricos) de uma corrente de gás.

Figura 4.3 | Depurador de fumos



Fonte: Foust et al. (1982, p. 370).

A torre de resfriamento, apresentada na Figura 4.4, é utilizada com muita frequência, principalmente quando a carga de arrefecimento for muito grande. A água, a ser resfriada, é distribuída no patamar superior e gotejada descendentemente pelos vários tablados até chegar à bacia coletora na base. Em contracorrente, é liberada a corrente de gás, normalmente a temperatura ambiente. Este equipamento será estudado, com maior aprofundamento, na próxima seção desta unidade.

Figura 4.4 | Torres de resfriamento

Fonte: Pixabay.

Pesquise mais

Você sabia que os desumidificadores são uma alternativa tecnicamente adequada para a secagem – retirada de umidade - da madeira de Eucalipto? Sugerimos que leia o artigo *Equipamento e processos para secagem de madeira*. Disponível em: <http://www.ipef.br/publicacoes/seminario_serraria/cap11.pdf>. Acesso em: 29 jan. 2018.

Sem medo de errar

Trabalhando em uma empresa de projeto de engenharia, você precisa entregar um relatório com a avaliação de um projeto de um desumidificador de ar, verificando se o mesmo se encontra dentro das especificações requeridas e especificando algumas propriedades da mistura ar-água ao final da operação, tais como, a

umidade de saturação, o calor úmido, o volume úmido, a entalpia total e a fração molar de equilíbrio. Também há a necessidade, de expor, nesse relatório, a resolução de alguns questionamentos: como esse equipamento funciona? O equipamento está atendendo aos requisitos mínimos de projeto? Quais as consequências caso ele não estivesse dentro das especificações?

O desumidificador de ar deve reduzir a umidade relativa de um ambiente, a 25 °C, de 90% a índices aceitáveis, atingindo de 40 a 60% de umidade relativa. Além disso, sabe-se que o equipamento remove do ambiente 0,008kg de vapor de água por kg de ar seco. Considere os calores específicos para o vapor de água e o ar seco, respectivamente:

$$c_{pA} = 1{,}884 \text{ kJ/(kg vapor de água} \cdot \text{K)} \text{ e } c_{pB} = 1{,}005 \text{ kJ/(kg ar seco} \cdot \text{K)}$$

O desumidificador é um equipamento utilizado quando há a necessidade de redução da umidade de uma fase gasosa, como a ar. Seu funcionamento ocorre com a retirada do vapor de uma fase gasosa, por exemplo o vapor de água contido no ar úmido, pelo contato com um líquido de menor temperatura.

Para avaliarmos esse equipamento, precisamos calcular a umidade absoluta final de um ambiente, de forma relacioná-la com a umidade relativa deste ar.

Com base na definição de umidade absoluta, a quantidade de água removida pelo desumidificador corresponde a variação de umidade absoluta do ar, entre o estado final e o inicial.

O ar no estado inicial, antes da desumidificação, encontra-se a T = 25 °C e Y_R = 90%. Com esses valores podemos encontrar, a umidade absoluta de saturação ($Y_{S(inicial)}$) e depois, a umidade absoluta ($Y_{(inicial)}$).

Como P'_A = 3,17 kPa e supondo que P = 101,325 kPa, logo:

$$Y_R = 100 \cdot \frac{p_A}{P'_A} \rightarrow 90 = 100 \frac{p_A}{3{,}17} \rightarrow p_{A(inicial)} = 2{,}85 \text{ kPa}$$

$$Y_{s(inicial)} = \frac{M_A \cdot P'_A}{M_B \cdot (P - P'_A)} = \frac{(18 \text{ g/mol}) \cdot (3{,}17 \text{ kPa})}{(29 \text{ g/mol}) \cdot (101{,}325 \text{ kPa} - 3{,}17 \text{ kPa})}$$

$$Y_{s(inicial)} = 0{,}020 \text{ kg vapor de água / kg ar seco}$$

Assim,

$$Y_{inicial} = \frac{M_A \cdot p_A}{M_B \cdot (P - p_A)} = \frac{(18\ \text{g/mol}) \cdot (2{,}85\ \text{kPa})}{(29\ \text{g/mol}) \cdot (101{,}325\ \text{kPa} - 3{,}17\ \text{kPa})} =$$

$$= 0{,}018\ \text{kg vapor de água / kg ar seco}$$

Também podemos obter *Y* diretamente, pela carta psicrométrica da Figura 4.2:

$$Y_{(inicial)} = 0{,}018\ \text{vapor de água / kg ar seco}$$

A variação de umidade absoluta será dada por: $\Delta Y = \left| Y_{final} - Y_{inicial} \right| \rightarrow$

$$\Delta Y = Y_{inicial} - Y_{final}$$

Podemos então calcular a umidade absoluta final:

$$\Delta Y = Y_{inicial} - Y_{final} \rightarrow 0{,}008 = 0{,}018 - Y_{final} \rightarrow Y_{final} =$$

$$= 0{,}010\ \text{kg de vapor de água / kg ar seco}$$

Agora, com a temperatura de 25 °C e o valor de umidade final encontrado (0,010 kg de vapor de água / kg ar seco), considerando que a operação é isotérmica, de modo que a temperatura final é a mesma da inicial e, portanto, P'_A = 3,17 kPA, podemos obter o valor da umidade relativa final:

$$Y = \frac{M_A \cdot p_A}{M_B \cdot (P - p_A)} \rightarrow 0{,}010 = \frac{(18\ \text{g/mol}) \cdot p_A}{(29\ \text{g/mol}) \cdot (101{,}325\ \text{kPa} - p_A)} \rightarrow$$

$$\rightarrow p_A = 1{,}61\ \text{kPa}$$

$$Y_R = 100 \cdot \frac{p_A}{P'_A} = 100 \frac{1{,}61}{3{,}17} \rightarrow Y_{R(final)} = 51\%$$

O mesmo valor também é obtido pela carta psicrométrica.

Logo, o equipamento atende aos requisitos necessários, fornecendo uma umidade relativa final entre 40 e 60%.

Caso o valor obtido não estivesse dentro dos valores padrões, um valor elevado de umidade relativa do ar pode causar a proliferação de microrganismos, como ácaros e fungos, além de provocar a ferrugem de equipamentos e maquinarias do ambiente.

Seguem as especificações das propriedades da mistura ar-água ao final da operação:

- Umidade de saturação: como a operação é isotérmica, as umidades de saturação inicial e final são iguais, $Y_{S(final)}$ = 0,020 vapor de água/kg ar seco.

- Calor úmido:

$$c_s = c_{pB} + Y \cdot c_{pA} = 1{,}005 + (0{,}010)1{,}884 = 1{,}024 \text{ kJ/kg ar seco} \cdot \text{K}$$

- Volume úmido:

$$\nu_H = \frac{0{,}0224T}{273}\left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y}{M_A}\right) = \frac{0{,}0224(25+273)}{273}\left(\frac{1}{29} + \frac{0{,}010}{18}\right) =$$

$$= 8{,}6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{kg ar seco}$$

- Entalpia total, considerando temperatura de referência de 0 °C:

$$H = c_s\left(T - T_0\right) + Y \cdot \lambda_0 = 1{,}024(25-0) + 0{,}010(2501{,}4) =$$

$$= 51 \text{ kJ} / \text{kg ar seco}$$

- Fração molar de equilíbrio:

$$y_e = \frac{Y_s / M_A}{1/M_B + Y_s / M_A} = \frac{0{,}020 / 18}{1/29 + 0{,}020/18} = 0{,}031$$

- Ou ainda, podemos estimar este valor utilizando a Figura 4.1, na qual temos que à 25 °C (77 °F), $y_e \cong 0{,}03$.

Avançando na prática

Retirada da umidade de frutas e processo de umidificação

Descrição da situação-problema

Uma empresa de alimentos necessita retirar a umidade de frutas (secagem) com o objetivo de aumentar sua durabilidade e diminuir a quantidade de microrganismos que poderiam se proliferar enquanto elas estiverem no estoque. Essa empresa adquiriu, recentemente, um equipamento para este fim e você, como responsável pelo processo, foi solicitado para realizar uma análise do equipamento, ou seja, da quantidade de água que é removida do material e passa para o ar ambiente. Sabe-se que essa operação deve remover no mínimo 0,005 kg de vapor de água/kg de ar seco para que o processo seja eficiente. Antes de iniciar-se a retirada da umidade do material, o ar deve ser aquecido, com umidade absoluta constante, de temperatura de bulbo

seco de 27 °C e 17 °C de temperatura de bulbo úmido até uma temperatura de bulbo seco de 45 °C. A entalpia adquiria pelo ar em seu aquecimento é de 60 kJ/kg ar seco e a umidade relativa de saída do ar, após passar pelas frutas, é de 85%. Deseja-se, ainda, avaliar a relação entre o processo de retirada de água das frutas e a umidificação do ar.

Resolução da situação-problema

Vamos encontrar, primeiramente, o valor da umidade absoluta no momento do aquecimento do ar considerando que o mesmo vai de $T_{(1,ar)} = 27\ ºC = 300\ K$ e $T_{w(1,ar)} = 17\ ºC = 290\ K$ até uma temperatura final de $T_{(2,ar)} = 45\ ºC$. Para isso, devemos encontrar o ponto de intersecção dos valores de temperatura iniciais do ar, na carta psicrométrica (Figura 4.2) e, a partir desse ponto, vamos prolongar uma reta horizontal à esquerda para encontrarmos o valor da umidade absoluta, que é igual a $Y_{inicial}$ = 0,008 kg vapor de água/kg ar seco.

Após o aquecimento do ar, este será introduzido gradativamente no material até que a umidade relativa de saída seja de 85%, conforme dado do exercício. Com essa informação, podemos encontrar a umidade absoluta após a passagem pelas frutas utilizando-se a entalpia adquirida pelo ar em seu aquecimento (H_Y = 60 kJ/kg ar seco) e pela umidade relativa (Y_R = 85%). Vamos encontrar, então, na Figura 4.2, o ponto de intersecção desses dois valores, e depois prolongar, a partir desse ponto, uma reta horizontal à esquerda para encontrarmos o valor da umidade absoluta que será Y_{final} = 0,015 kg vapor de água/kg ar seco.

Assim, a quantidade de água que é removida do material será:

$$\Delta Y_{removida} = Y_{final} - Y_{inicial} = 0{,}015 - 0{,}008 =$$

$$= 0{,}007\ \text{kg vapor de água /kg ar seco}.$$

Logo, essa operação é eficiente, já que remove mais que o mínimo requerido (0,005 kg de vapor de água/kg de ar seco).

A retirada de umidade de sólidos é uma das aplicações da operação de umidificação. A redução do teor de umidade dos sólidos é o objetivo principal, e a umidificação da corrente de ar é um efeito secundário. Assim, ambos estão relacionados, já que, enquanto retira-se umidade de um sólido, está água é adicionada ao ar, umedecendo-o.

Faça valer a pena

1. Um profissional deseja verificar se um umidificador de ar está funcionando de forma adequada. O ideal seria que o equipamento estivesse aumentando, no mínimo, em 60% a quantidade de vapor de água (m_A) em um ambiente. Sabe-se que ele obtém um ar com temperatura de 25 °C e umidade relativa de 50%.

Calcule a porcentagem de vapor de água que é acrescido ao ar utilizando-se esse umidificador. Utilize o diagrama psicrométrico da Figura 4.2.

Considere que o equipamento possui uma carga de ar de entrada na temperatura de 15 °C e umidade relativa de 20%.

a) 400%.
b) 72%.
c) 120%.
d) 55%.
e) 40%.

2. O ponto de orvalho consiste na temperatura na qual o vapor de água presente no ar se condensa, formando pequenas gotas, o conhecido orvalho ao amanhecer do dia. A temperatura de condensação pode ser um parâmetro indicativo de desconforto térmico, já que valores acima de 20 °C podem causar sensações estranhas ao corpo humano.

Calcule o ponto de orvalho para uma mistura de vapor de água-ar que está a 35 °C e contém vapor cuja pressão parcial é de 3,50 kPa.

Considere que a pressão atmosférica é 101,325 kPa.

a) 22 °C.
b) 26 °C.
c) 31 °C.
d) 36 °C.
e) 42 °C.

3. Um técnico, responsável de uma empresa que realiza análise do ar úmido, deseja estudar a umidade relativa presente em uma sala que passa por um processo de condicionamento de ar. Sabe-se que o ar da sala tem temperatura de 35 °C e pressão de 101,325 kPa, e contém vapor de água cuja pressão parcial é de 2,76 kPa.

Utilizando as equações estudadas nesta seção, encontre a alternativa que representa a umidade relativa presente na sala.

Considere que a pressão de saturação da água, à 35 °C é 5,628 kPa.

a) 20%.
b) 42%.
c) 49%.
d) 86%.
e) 90%.

Seção 4.2

Torres de resfriamento

Diálogo aberto

Em muitos processos industriais, o calor gerado precisa ser dissipado. E, geralmente, o fluido de resfriamento é a água. Se há água disponível e em temperatura adequada, por exemplo, água de um rio, sua utilização pode ser realizada de forma contínua. Se essa solução não for possível ou for inviável econômica ou ambientalmente, o procedimento mais usual é empregar uma torre de resfriamento que possibilita a transmissão de calor da água quente para um ar frio de forma que a água se resfrie e possa ser empregada novamente como fluido refrigerante.

Uma indústria de bebidas, que produz especialmente sucos e refrigerantes, contratou a empresa de projetos em que você trabalha. Seu gerente, então, te propôs um novo desafio: solicitou a verificação do projeto de uma torre de resfriamento de recheio, operando a pressão atmosférica (101,3 kPa), pois a mesma não está fornecendo água na temperatura desejada, sendo que a ela deveria ter uma altura de 7,0 metros. O relatório final deverá conter também um esboço que represente a operação do equipamento. Para isso, seu gestor informou a você que o fluxo nessa torre é em contracorrente e as temperaturas de entrada e saída da água são, respectivamente, 47 °C e 30 °C. A vazão de gás seco é igual a de água, de 1,5 kg/s, com fluxo de $\left(V'/S\right) = 1{,}5\ \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$. O ar entra na torre a 28 °C, com 24 °C de temperatura de bulbo úmido. Sabe-se que o coeficiente de transferência de massa no gás ($k_y a$) tem valor aproximado de $0{,}4\ \text{kg/s m}^3$, $(h_L a / k_y a)$ é $4{,}187 \cdot 10^4\ \text{J/kg} \cdot \text{°C}$ e $c_L = 4187\ \text{J/kg} \cdot \text{°C}$. Para melhorar seu relatório, construa também o gráfico da entalpia do vapor em função da temperatura do líquido e o gráfico de $1/(H_i - H_V)$ em função de H_V. Diante dos conteúdos que serão estudadas nesta seção, qual o ponto de operação desta torre? Qual seria a altura de recheio desta torre de resfriamento? Considere os dados de equilíbrio líquido-vapor para este sistema descritos na no Quadro 4.1.

Quadro 4.1 | Dados de equilíbrio água-ar à 101,3 kPa

T_L (°C)	15,6	26,7	29,4	32,2	37,8	40,6	43,3	46,1	60,0
H_v (J/kg)	43680	84000	97200	112100	148200	172100	197200	224500	461500

Fonte: elaborada pela autora.

Para revolver este desafio, devemos recorrer aos cálculos de torres de resfriamento, mais especificamente as equações de projeto deste equipamento. Nesta seção, vamos abordar sobre o funcionamento, classificação e cálculos das torres de resfriamento.

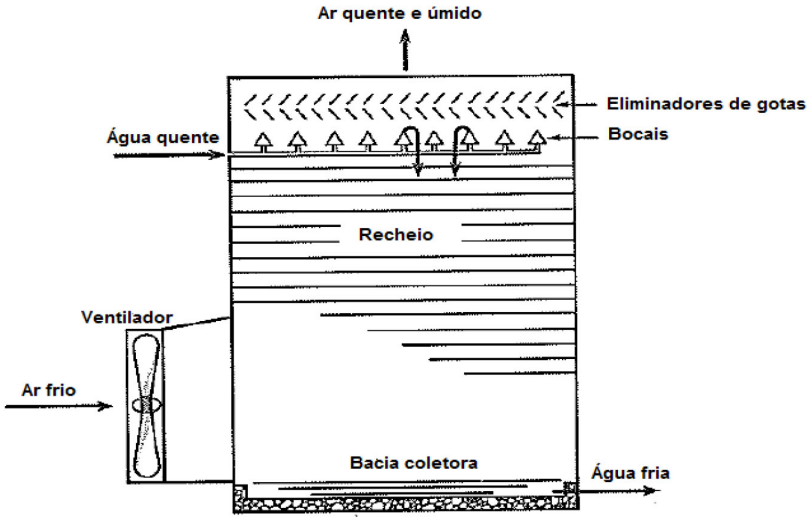
Bons estudos!

Não pode faltar

Funcionamento e classificação de torres de resfriamento

Um dos equipamentos usuais da umidificação é a torre de resfriamento, por ser uma forma barata e simples de remover uma pequena quantidade de calor de água industrial. Ela tem como objetivo realizar o resfriamento da água, normalmente, para viabilizar sua reutilização em outra parte de uma planta industrial. Um exemplo de torre de resfriamento está descrito na Figura 4.5, em que a água quente flui em contracorrente com o ar frio. A água quente entra no topo dessa torre empacotada e é gotejada, através dos bocais, descendentemente pelos vários tablados até chegar a um coletor na base do equipamento. O ar entra pela parte inferior da torre e flui para cima, entrando em contato com a água através do material de recheio, e passa, por fim, pela chaminé, como ar quente e úmido. Os eliminadores de gotas, instalados no topo do equipamento, tem por função reter as pequenas gotas de água arrastadas pelo ar que abandona a torre; assim, evitamos possíveis prejuízos aos equipamentos próximos a torre e limitamos a formação de névoa.

Figura 4.5 | Torre de resfriamento em fluxo contracorrente com tiragem mecânica forçada



Fonte: adaptada Mccabe et al. (1993, p. 752).

Reflita

Qual a importância da torre de resfriamento apresentar um recheio? O empacotamento pode proporcionar uma maior área de contato entre os dois fluidos?

Algumas observações são importantes para a compreensão de torres: segundo Geankoplis (1998), a evaporação no topo do equipamento só causa pequenas perdas de água. Como o calor latente de vaporização da água é de aproximadamente 2300 kJ/kg, uma mudança típica de cerca de 8 °C na temperatura da água corresponde a uma perda por evaporação de, aproximadamente, 1,5%. Além disso, em geral, presume-se que o fluxo total de água é constante ao calcular o tamanho da torre.

Assimile

Ainda, segundo Geankoplis (1998), a água só pode ser resfriada até a temperatura do bulbo úmido e, na prática, esfria em torno de 3 °C ou um pouco mais, acima dessa temperatura.

Uma torre pode ser classificada com relação ao fluxo entre fluidos, ocorrendo em fluxo cruzado ou em fluxo contracorrente, sendo que a última é mais utilizada já que pode atingir uma eficiência maior no processo, pois permite um contato mais íntimo entre os fluidos, como ilustrado na Figura 4.5.

Ou ainda, classificada pelo fluxo de gás, podendo ocorrer devido à tendência natural do ar quente a subir (tiragem natural) ou pela ação de um ventilador (tiragem mecânica). O desempenho de uma torre de tiragem natural (também chamada do tipo hiperbólico) é diferente de uma instalação de tiragem mecânica, pois esse processo depende em grande parte da diferença de densidade entre o ar quente na torre e o ar ambiente externo. Segundo Coulson e Richardson (2011), a diferença de pressão desse equipamento é cerca de 50 N/m^2 e a velocidade média do ar é normalmente entre 1 e 2 m/s.

Ainda, a mecânica pode ser dividida em: tiragem forçada ou induzida. Na tiragem induzida, os ventiladores são colocados no topo da torre; este tipo é o preferido pois impede a recirculação do ar úmido. Já na tiragem forçada, os ventiladores são colocados na base da torre, como a mostrada na Figura 4.5.

Quanto aos sistemas de distribuição do líquido, para torres em fluxo contracorrente, geralmente, ocorrem por pressão. Enquanto que, para torres com fluxo cruzado, a distribuição é por gravidade. O sistema de pulverização por pressão é o mais utilizado por favorecer um processo com maior eficiência, aumentando a área de contato do fluido; no entanto, algumas restrições estão associadas à limpeza dos pulverizadores e a regulagem da vazão de líquido.

Pesquise mais

Que tal pesquisar mais sobre os elementos e características de uma torre de resfriamento? É importante, pois, assim, seu processo de compreensão dos exercícios será mais eficiente. Leia as páginas 369 - 374 do capítulo 17: Transferência simultânea de calor e de massa – umidificação. IN: FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982, p. 368-399.

Você sabia que, para a construção das torres de resfriamento, é preferível o uso de materiais que são resistentes à corrosão, como a madeira de lei e o aço inoxidável? Segundo Foust et al. (1982), esses equipamentos, normalmente, são construídos em madeira, com vários patamares ripados. No entanto, alumínio, aço, tijolos e concreto também são utilizados.

A torre de resfriamento também pode ser utilizada em processos de desumidificação e para outros sistemas, além de água e de ar. Um exemplo de processo de desumidificação em uma torre de resfriamento, é na fabricação do ácido sulfúrico. Este ácido é fabricado a partir de matérias-primas como o enxofre, o oxigênio e a água. Alguns gases são produzidos durante seu processo de fabricação, como os óxidos de enxofre, que devem ser desidratados antes de entrar nos conversores catalíticos. Para isso, utiliza-se um desumidificador, na presença de ácido sulfúrico (agente desidratante), com o objetivo de retirar a umidade do gás e impedir a formação de ácidos sulfurosos ou sulfúricos nas tubulações dos equipamentos. Um outro exemplo prático consiste na retirada de umidade do cloro, viabilizando assim, seu manuseio em equipamentos constituídos de ferro, impedindo a sua corrosão.

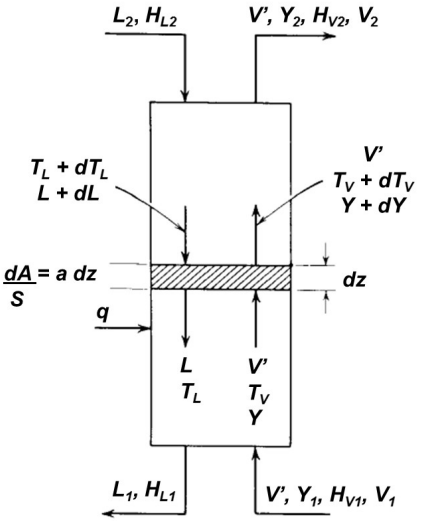
Cálculos de torres de resfriamento

Atenção

Para compreendermos os cálculos que envolvem as torres de resfriamento, precisaremos dos conceitos estudados na seção anterior desta unidade.

Para os cálculos de uma torre de resfriamento, consideraremos uma torre de contato gás-líquido em contracorrente, já que é o tipo mais empregado, o qual está ilustrado na Figura 4.6.

Figura 4.6 | Torre de contato entre fluidos gás-líquido em contracorrente



Fonte: Foust et al. (1982, p. 385).

Em que: L_1 e L_2 são as vazões molares de líquido da saída e entrada, respectivamente, em mol/s; L é a vazão molar de líquido em uma determinada altura de recheio; H_{L1} e H_{L2} são as entalpias específicas da fase líquida da saída e entrada, nesta ordem, em J/mol; V' é a vazão molar de gás seco, em mol/s; V_1 e V_2 são as vazões molares de gás de entrada e saída, respectivamente, em mol/s; Y_1 e Y_2 são as umidades absolutas do gás de entrada e de saída, nesta ordem; Y é a umidade absoluta do gás em uma determinada altura de recheio; H_{V1} e H_{V2} são as entalpias específicas da fase gasosa da entrada e de saída, respectivamente, em J/mol; q é o calor trocado entre a coluna e as suas vizinhanças, em J/s; T_L e T_V são as temperaturas das fases líquida e gasosa; dz é a altura infinitesimal do recheio, em metros; A é a área interfacial, em m^2; a é a área interfacial por unidade de volume da torre, em m^2/m^3; S é a área da seção reta da torre, em m^2.

O balanço de massa da torre será dado por: $L_1 + V_2 = V_1 + L_2$

O balanço de massa para o líquido será:

$$L_1 + Y_2 \cdot V' = Y_1 \cdot V' + L_2 \rightarrow L_2 - L_1 = V' \cdot (Y_2 - Y_1)$$

E o balanço de energia: $\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = q - W$

Considerando o volume de controle como o elemento da torre de altura infinitesimal, podemos escrever (Foust et al., 1982):

– Balanço de massa para componente condensável:

$$L + dL + V' \cdot Y = L + V' \cdot (Y + dY)$$

$$dL = V' \cdot dY$$

– Balanço de energia para sistema adiabático (q = 0), potência do ventilador desprezível (W = 0), variações de energia potencial e cinética desprezíveis:

$$\Delta H = 0 \leftrightarrow H_{entrada} = H_{saída}$$

$$(L + dL)(H_L + dH_L) + V' \cdot H_V = L \cdot H_L + V'(H_V + dH_V)$$

Considerando que $dL \cong 0 \rightarrow dL.dH_L \cong 0$, então:

$$d(L \cdot H_L) = V' \cdot dH_V$$

Considerando que a velocidade de transferência de líquido para a fase gasosa é pequena em comparação com a vazão total das correntes, podemos utilizar um valor médio para L ($L_{médio}$) e a variação da entalpia específica pode ser escrita da seguinte forma, considerando o calor específico do líquido (C_L) constante.

$$d(L \cdot H_L) = L_{médio} \cdot c_L \cdot dT_L$$

Sendo: $L_{médio} = (L_2 + L_1)/2$

Podemos reescrever também a derivada da entalpia específica do gás (dH_V), considerando seu calor específico (C_h) constante.

$$dH_V = d\left[c_h\left(T_V - T_0\right) + Y \cdot \lambda_0\right]$$

$$dH_V = c_h \cdot dT_V + 0 + \lambda_0 \cdot dY$$

Em que λ_0 é o calor latente a uma temperatura de referência (T_0).

Diante das equações anteriores, podemos escrever a transferência de calor sensível na fase líquida:

$$\frac{L_{médio}}{S} \cdot c_L \cdot dT_L = h_L \cdot a \cdot \left(T_L - T_i\right) dz$$

A transferência de calor sensível na fase gasosa:

$$\frac{V'}{S}\cdot c_h \cdot dT_V = h_c \cdot a \cdot \left(T_i - T_V\right) dz$$

E a transferência de calor latente na fase gasosa será:

$$\frac{V'}{S}\cdot \lambda_0 \cdot dY = \lambda_0 \cdot k_y \cdot a \cdot \left(Y_i - Y\right) dz$$

Em que: T_i é a temperatura na interface; h_C e h_L são os coeficientes convectivos de transferência de calor das fases gasosa e líquida, respectivamente; k_Y é o coeficiente de transferência de massa em base molar; Y_i é a umidade absoluta na interface.

Combinando-se a equação $V' \cdot dH_V = V' \cdot c_h \cdot dT_V + V' \cdot \lambda_0 \cdot dY$ com as duas equações anteriores, podemos obter:

$$\frac{V'}{S}\cdot dH_V = h_c \cdot a \cdot \left(T_i - T_V\right) dz + \lambda_0 \cdot k_y \cdot a \cdot \left(Y_i - Y\right) dz$$

Colocando-se o termo $k_y \cdot a$ em evidência no lado direito da equação e considerando a razão psicrométrica, *r*, como sendo $r = h_c \cdot a / k_y \cdot a \cdot c_h$, temos:

$$\frac{V'}{S}\cdot dH_V = k_y \cdot a\left[\left(c_h \cdot r \cdot T_i + \lambda_0 \cdot Y_i\right) - \left(c_h \cdot r \cdot T_V + \lambda_0 \cdot Y\right)\right] dz$$

Para um sistema ar-água, *r* será igual a 1, e as entalpias deverão ser calculadas conforme visto na seção anterior desta unidade, relembrando: $H = c_s\left(T - T_0\right) + Y \cdot \lambda_0$

Assim, a **equação de projeto** será:

$$\frac{V'}{S}\cdot dH_V = k_y \cdot a\left[H_i - H_V\right] dz$$

Ou, ainda, a **altura do recheio da torre** (*z*) pode ser dada por:

$$\int_0^z dz = \int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{V' dH_V}{S \cdot k_y \cdot a\left[H_i - H_V\right]} \rightarrow z = \int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{V' dH_V}{S \cdot k_y \cdot a\left[H_i - H_V\right]}$$

Para um caso geral, sistema diferente de ar-água e $r \neq 1$, temos a seguinte equação de projeto:

$$\int dz = \int \frac{V' \cdot d\left[c_h\left(T_V - T_0\right) + Y \cdot \lambda_0\right]}{S \cdot k_y \cdot a\left[\left(c_h \cdot r \cdot T_i + \lambda_0 \cdot Y_i\right) - \left(c_h \cdot r \cdot T_V + \lambda_0 \cdot Y\right)\right]}$$

Combinando-se a equação de balanço de energia $d(L \cdot H_L) = V' \cdot dH_V$ e $d(L \cdot H_L) = L_{médio} \cdot c_L \cdot dT_L$ com a equação de transferência de calor sensível na fase líquida $\frac{L_{médio}}{S} \cdot c_L \cdot dT_L = h_L \cdot a \cdot (T_L - T_i) dz$, temos:

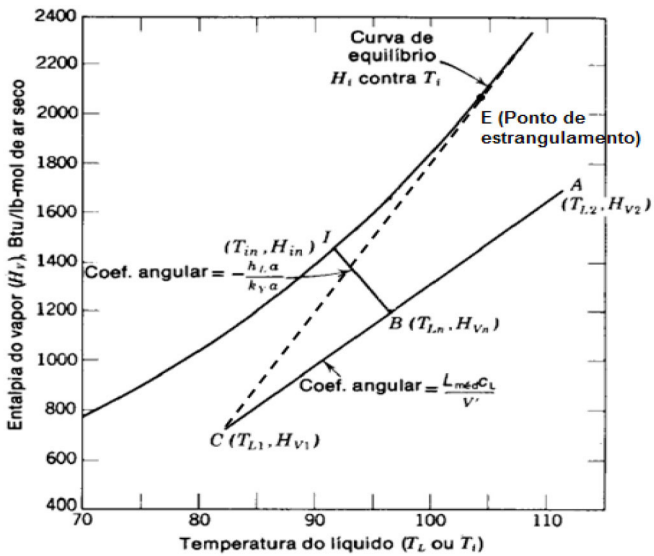
$$\frac{V'}{S} \cdot dH_V = h_L \cdot a \cdot (T_L - T_i) dz$$

Ainda, combinando-se esta equação com a equação de projeto para sistema ar-água $\frac{V'}{S} \cdot dH_V = k_y \cdot a [H_i - H_V] dz$, obtemos:

$$h_L \cdot a \cdot (T_L - T_i) dz = k_y \cdot a (H_i - H_V) dz \rightarrow -\frac{h_L \cdot a}{k_y \cdot a} = \frac{H_V - H_i}{T_L - T_i}$$

A equação anterior é denominada **linha de amarração**, representada na Figura 4.7 pela reta formada entre *B* e *I*, pois relaciona um ponto da linha de operação (que será estudada adiante) com a curva de equilíbrio. O coeficiente angular dessa linha de amarração é o termo $\left(-\frac{h_L \cdot a}{k_y \cdot a}\right)$.

Figura 4.7 | Representação gráfica da operação de contato ar-água, sendo a temperatura em °C, para um caso fictício



Fonte: adaptada Foust et al. (1982, p. 387).

A linha de operação pode ser obtida, combinando-se as equações: $d(L \cdot H_L) = V' \cdot dH_V$ e $d(L \cdot H_L) = L_{médio} \cdot c_L \cdot dT_L$. Assim:

$$V' \cdot dH_V = L_{médio} \cdot c_L \cdot dT_L$$

Integrando-se nos limites da torre (da base ao topo), temos:

$$\int_{H_{V1}}^{H_{V2}} V' \cdot dH_V = \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} L_{médio} \cdot c_L \cdot dT_L$$

$$V' \cdot (H_{V2} - H_{V1}) = L_{médio} \cdot c_L \cdot (T_{L2} - T_{L1})$$

$$\frac{H_{V2} - H_{V1}}{T_{L2} - T_{L1}} = \frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'}$$

Rearranjando, teremos a **linha de operação** será:

$$H_{V2} = \frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'}(T_{L2}) - \frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'}(T_{L1}) + H_{V1}$$

No gráfico de entalpia do vapor (H_V) em função da temperatura do líquido (T_L) (figura 4.7), $\frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'}$ será o coeficiente angular da linha de operação e $A(T_{L2}, H_{V2})$ e $C(T_{L1}, H_{V1})$ serão os extremos dessa linha.

Podemos ainda determinar a **vazão mínima de gás de uma torre**, $(V')_{min}$, na qual o ar que sai da torre estará em equilíbrio com a água que entra na mesma. Para isso, utilizaremos uma linha mínima (L.M.), representada na Figura 4.7 pela reta pontilhada. Essa linha pode ser obtida pelo ponto $C(T_{L1}, H_{V1})$, e o ponto de estrangulamento (E) que terá como valor de abscissa T_{L2} e como valor de ordenada H_{IM}. Observe, na Figura 4.7, que o ponto de estrangulamento é a intersecção da curva de equilíbrio (C.E.) com a linha pontilhada. Ainda, o coeficiente angular da linha mínima será dado por:

$$\frac{L_{médio} \cdot c_L}{(V')_{min}} = \frac{H_{iM} - H_{V1}}{T_{L2} - T_{L1}}$$

Em uma torre de resfriamento, a menor temperatura que pode ser alcançada na água de processo é a temperatura de bulbo úmido local do ar, como foi dito anteriormente, no início da seção. O *approach* é definido como a diferença entre a temperatura de saída da água (T_{L1}) e a temperatura de bulbo úmido (T_W).

$$Approach = T_{L1} - T_w$$

Para torres de resfriamento industriais, o *approach* fica em torno de 3 °C, segundo Geankoplis (1998).

A eficiência da torre (ξ) é definida, em porcentagem, por:

$$\xi = 100 \cdot \frac{T_{L2} - T_{L1}}{T_{L2} - T_w}$$

Exemplificando

Uma torre de resfriamento deseja resfriar uma corrente de água de 50 °C para 25 °C. Sabe-se que, na entrada, a entalpia do ar é 2 kJ/mol e, na saída, no topo da coluna, sua entalpia é 8 kJ/mol. O coeficiente angular da linha de operação desta coluna será dado por:

$$\frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'} = \frac{H_{V2} - H_{V1}}{T_{L2} - T_{L1}} = \frac{(8-2) \cdot 1000 \text{ J/mol}}{(50-25) \text{ °C}} = 240 \text{ J/mol} \cdot \text{°C}$$

Sem medo de errar

Você é o profissional responsável pela verificação de equipamentos de uma empresa de projetos industriais. Foi lhe proposto um novo desafio, agora em relação a uma torre de resfriamento instalada em indústria de bebidas. Para isso, seu gerente te informou que essa torre empacotada possui fluxo em contracorrente e é utilizada para resfriar água de 47 °C até 30 °C. A vazão de gás seco é igual a de água, de 1,5 kg/s, com fluxo de $\left(V'/S\right) = 1{,}5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. O ar entra na torre a 28 °C, com 24 °C, de temperatura de bulbo úmido. Sabe-se que o coeficiente de transferência de massa no gás ($k_y a$) tem valor aproximado de $0{,}4 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^3$ e $(h_L a / k_y a)$ é $4{,}187 \cdot 10^4 \text{ J/kg} \cdot \text{°C}$. Considere que os fluxos de gás e de líquido são constantes e que $c_L = 4187 \text{ J/kg} \cdot \text{°C}$.

Quadro 4.2 | Dados de equilíbrio água-ar à 101,3 kPa

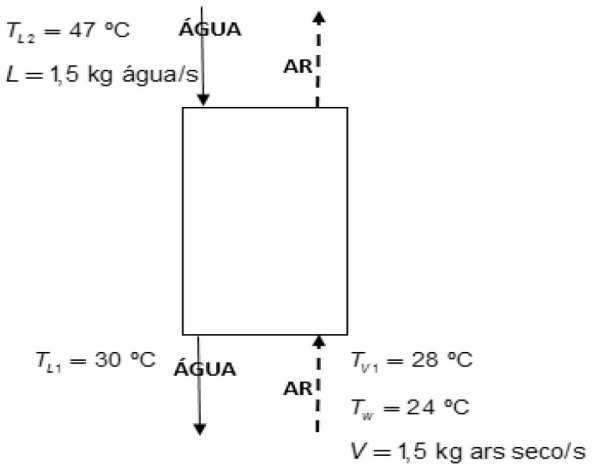
T_L (°C)	15,6	26,7	29,4	32,2	37,8	40,6	43,3	46,1	60,0
H_V (J/kg)	43680	84000	97200	112100	148200	172100	197200	224500	461500

Fonte: elaborada pela autora.

Para atender ao desafio do seu gerente, você pode seguir o caminho mostrado abaixo:

1) O esquema que representa a operação da torre de resfriamento é mostrado na Figura 4.8.

Figura 4.8 | Desenho esquemático da torre



Fonte: elaborada pela autora.

2) Vamos determinar os pontos de operação dessa torre, que serão: (T_{L1}, H_{V1}) e (T_{L2}, H_{V2}), ou, substituindo-se valores, $(30, H_{V1})$ e $(47, H_{V2})$.

O valor de H_{V1} pode ser obtido, pelo diagrama psicrométrico estudado na seção anterior (Figura 4.2), utilizando-se $T_{V1} = 28$ °C e $T_w = 24$ °C. Assim: $H_{V1} \cong 72$ kJ/kg ar seco.

Podemos obter o valor de H_{V2}, utilizando-se do balanço de energia para este processo, considerando-se que não há trocas com a vizinhança (q = 0). Vale ressaltarmos que como a área da seção reta da torre é constante, manteremos a mesma simbologia de vazão molar para representar o fluxo molar.

$$V'(H_{V2} - H_{V1}) = L_{médio} \cdot c_L \cdot (T_{L2} - T_{L1}),$$

Sendo: $L_{médio} = \frac{L_1 + L_2}{2} = \frac{L + L}{2} = L$ e $V' = V_1 = V_2$

Substituindo valores:

$$1{,}5\ \frac{\text{kg ar seco}}{\text{m}^2\ \text{s}}\left(H_{V2}-72000\right)\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}=1{,}5\ \frac{\text{kg água}}{\text{m}^2\ \text{s}}\cdot 4187\ \frac{\text{J}}{\text{kg °C}}\cdot\left(47-30\right)\ \text{°C}$$

$$H_{V2}=143179\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}$$

Os pontos de operação serão: $\left(30\ \text{°C},\ 72000\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}\right)$ e $\left(47\ \text{°C},\ 143179\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}\right)$.

3) Agora, vamos obter a linha de operação (L.O.)

A linha de operação também é obtida a partir do balanço de energia, conforme estudamos nesta unidade, assim, a linha será:

$$H_V=\frac{L_{médio}\cdot c_L}{V'}\left(T_L\right)-\frac{L_{médio}\cdot c_L}{V'}\left(T_{L1}\right)+H_{V1}\rightarrow H_V=\frac{1{,}5\cdot 4187}{1{,}5}\left(T_L\right)-\frac{1{,}5\cdot 4187}{1{,}5}(30)+72000$$

$$H_V=4187(T_L)-53610$$

Vamos interpretar essa linha de operação: o valor 4187 é o coeficiente angular da reta, ou seja, representa a sua inclinação; já o termo independente, −53610, é o coeficiente linear da reta, e representa o valor que intercepta a coordenada H_V para a ordenada T_L igual a 0 °C.

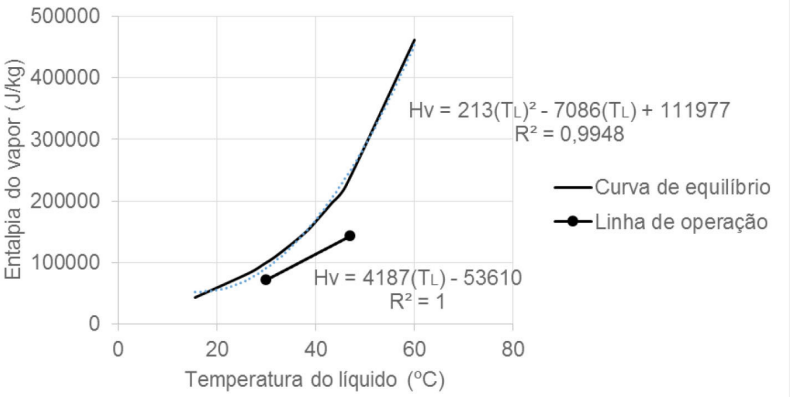
4) Gráfico: podemos agora elaborar o gráfico da entalpia do vapor (H_V) em função da temperatura do líquido (T_L), com os dados fornecidos pelo problema, plotando-se as seguintes curvas:

1º) A curva de equilíbrio (C.E.), dada pela Tabela 4.1;

2º) A linha de operação, utilizando-se os dois pontos encontrados: $\left(30\ \text{°C},\ 72000\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}\right)$ e $\left(47\ \text{°C},\ 143179\ \frac{\text{J}}{\text{kg ar seco}}\right)$.

Observe que as suas respectivas equações aparecem na Figura 4.9.

Figura 4.9 | Gráfico da entalpia do vapor (H_v) em função da temperatura do líquido (T_L)



Fonte: elaborada pela autora.

5) Cálculo da altura do recheio da torre (z): Obtenção da área entre a C.E. e a L.O.

Linhas de amarração: utilizando o seu coeficiente angular $-(h_L a / k_y a) = -41870$, teremos:

$$-\frac{h_L \cdot a}{k_y \cdot a} = \frac{H_V - H_i}{T_L - T_i} \rightarrow H_i = -41870(T_i - T_L) + H_V$$

Vamos escolher três linhas de amarração, para isso, são necessários três pontos:

- Para um ponto A $(30;\ 72000)$ - ponto inicial da L.O.: $H_i = -41870(T_i) + 1328100$

- Para um ponto B $(38{,}5;\ 107590)$ - ponto arbitrário e intermediário da L.O.: $H_i = -41870(T_i) + 1719585$. Observe que, para encontrar a ordenada desse ponto (H_V), substituiu-se $T_L = 37\ ºC$ na equação da linha de operação.

- Para um ponto C $(47;\ 143179)$ - ponto final da L.O.: $H_i = -41870(T_i) + 2111069$

Assim, a linha de amarração intercepta a linha de operação (nos pontos A, B e C) e, sendo a curva de equilíbrio (Equação:

$H_i = 213(T_i)^2 - 7086(T_i) + 111977$), podemos encontrar o ponto de encontro entre a linha de amarração e a curva de equilíbrio, igualando as duas equações nos respectivos pontos A, B e C:

– Em relação ao ponto A: $213(T_i)^2 - 7086(T_i) + 111977 =$

$= -41870(T_i) + 1328100 \rightarrow T_i = 29{,}6\ ºC$

– Em relação ao ponto B: $213(T_i)^2 - 7086(T_i) + 111977 =$

$= -41870(T_i) + 1719585 \rightarrow T_i = 37{,}6\ ºC$

– Em relação ao ponto C: $213(T_i)^2 - 7086(T_i) + 111977 =$

$= -41870(T_i) + 2111069 \rightarrow T_i = 45{,}0\ ºC$

Para obtermos a altura da torre, precisamos saber o valor da parte integral da equação a seguir. Essa integral pode ser estimada pela área abaixo da curva de $1/(H_i - H_v)$ em função de H_V e, para isso, será elaborado o seguinte Quadro 4.3:

$$z = \int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{V' dH_V}{S \cdot k_y \cdot a\left[H_i - H_V\right]} = \frac{V'}{S \cdot k_y \cdot a} \int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{dH_V}{\left[H_i - H_V\right]}$$

Observações: H_i deve ser calculada usando as equações das linhas de amarração para as temperaturas obtidas. H_V é as ordenadas dos pontos da linha de operação.

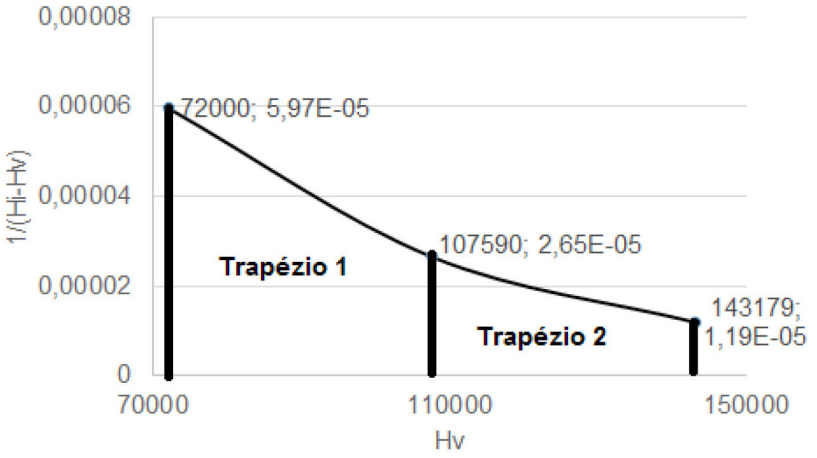
Quadro 4.3 | Dados para obtenção da curva de $1/(H_i - H_V)$ em função de H_V

Ponto	T_i (°C)	H_i (J/kg ar seco)	H_V (J/kg ar seco)	$(H_i - H_V)$ (J/kg ar seco)	$1/(H_i - H_V)$ (kg ar seco/J)
A'	29,6	88748	72000	16748	$5{,}97 \cdot 10^{-5}$
B'	37,6	145273	107590	37683	$2{,}65 \cdot 10^{-5}$
C'	45,0	226919	143179	83740	$1{,}19 \cdot 10^{-5}$

Fonte: elaborada pela autora

Plotando-se H_V versus $1/(H_i - H_V)$ obteremos os seguintes trapézios (Figura 4.10). Depois é calculada a área de cada trapézio com as informações deste gráfico.

Figura 4.10 | Entalpia do vapor (H_V) em função da temperatura do líquido (T_L)



Fonte: elaborada pela autora.

As áreas dos trapézios 1 e 2 serão, respectivamente: $A_1 = 1{,}53$ e $A_2 = 0{,}68$. Assim:

$$\int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{dH_V}{\left[H_i - H_V\right]} = A_1 + A_2 = 1{,}53 + 0{,}68 = 2{,}21$$

A altura do recheio será: $z = \left(\frac{V'}{S}\right)\frac{1}{k_y \cdot a}\int_{H_{V1}}^{H_{V2}} \frac{dH_V}{\left[H_i - H_V\right]} = \frac{1{,}5}{0{,}4}2{,}21 =$

$= 8{,}3 \text{ m}$

Identificou-se, para esse processo, que o recheio da torre de resfriamento tem 8,3 m de altura, diferente da altura necessária (7,0 m) para o resfriamento ideal da água.

Avançando na prática

Resfriamento de água de condensação de uma indústria petroquímica

Descrição da situação-problema

Você trabalha na destilaria de uma indústria de petróleo e seu supervisor solicitou uma avaliação sobre uma torre de resfriamento presente nessa planta química. Foi solicitado, então, que você

determinasse as condições operacionais atuais do equipamento, como a vazão mássica do ar seco que entra na torre e a entalpia específica de saída do gás. Sabe-se que um condensador da planta petroquímica necessitaria de 15 kg/s de água escoando, para condensar os produtos de topo de uma determinada coluna de destilação. Esse fluido refrigerante, que sai do condensador a 45 °C, deve ser resfriado mediante contato com o ar em uma torre de resfriamento de tiragem mecânica, para que seja possível sua reutilização no processo. O ar que entra na torre deve estar a 30 °C, e com uma entalpia específica de 72000 J/kg. A água deve ser resfriada a 29 °C. Sabe-se ainda, que o processo deve ocorrer com uma vazão de ar seco de 1,5 vezes a vazão mínima permissível do gás. Considere a vazão mássica de líquido constante e $c_L = 4187\ \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ e a equação da curva equilíbrio líquido-vapor para este sistema água-ar, como sendo:

$H_V = 3{,}8485(T_L)^3 - 224{,}59(T_L)^2 + 7997{,}1(T_L) - 41359$, com a temperatura em °C e a entalpia específica em J/kg.

Resolução da situação-problema

Os pontos de operação, para a condição mínima dessa torre, serão: (T_{L1}, H_{V1}) e (T_{L2}, H_{iM}), ou, substituindo-se valores, $(29,\ 72000)$ e $(45,\ H_{iM})$. Como sabemos que o ponto de estrangulamento intercepta a curva de equilíbrio, então podemos encontrar H_{iM} através da equação da C.E., assim:

$$H_{iM} = 3{,}8485(45)^3 - 224{,}59(45)^2 + 7997{,}1(45) - 41359 = 214410\ \text{J/kg}$$

Assim, podemos obter a vazão mínima do ar seco - $(V')_{\text{min}}$:

$$\frac{L_{médio} \cdot c_L}{(V')_{\text{min}}} = \frac{H_{iM} - H_{V1}}{T_{L2} - T_{L1}} \rightarrow (V')_{\text{min}} = L_{médio} \cdot c_L \left(\frac{T_{L2} - T_{L1}}{H_{iM} - H_{V1}} \right) =$$

$$= 15 \cdot 4187 \cdot \left(\frac{45 - 29}{214410 - 72000} \right) = 7{,}06\ \text{kg/s}$$

De acordo com o processo, $V' = 1{,}5(V')_{\text{min}} \rightarrow V' = 1{,}5(7{,}06) =$
$= 10{,}59\ \text{kg/s}$

A entalpia final do ar pode ser obtida pela seguinte relação da linha operacional:

$$H_{V2} = \frac{L_{médio} \cdot c_L}{V'} \cdot (T_{L2} - T_{L1}) + H_{V1} = \frac{15 \cdot 4187}{10{,}59}(45 - 29) + 72000 =$$
$$= 166890\ \text{J/kg}$$

A vazão mássica de ar seco necessária na torre de resfriamento, para resfriar a água do condensador da coluna de destilação, é de 10,59 kg/s. Ainda, a entalpia operacional de saída do ar é 167 kJ/kg.

Faça valer a pena

1. O resfriamento de um fluido (água) de uma bomba de vácuo de uma indústria de cerâmica é realizado por intermédio de uma torre de resfriamento. O operador desse setor deseja saber qual a vazão de ar necessária para realizar o resfriamento de 75 kg/s de água, de 50 °C até 25 °C, considerando-se uma vazão de saída de água de 73 kg/s. Sabe-se que o ar entra no equipamento a 20 °C, com umidade relativa de 40%, e sai saturado a 32 °C.

Calcule a vazão mássica de ar seco necessária na torre de resfriamento para realizar o arrefecimento da água.

a) 52 kg/s.
b) 65 kg/s.
c) 70 kg/s.
d) 83 kg/s.
e) 100 kg/s.

2. Uma torre de resfriamento recheada, de tiragem induzida, deve realizar o arrefecimento de água de 43 °C a 27 °C. Para isso, será utilizado ar ambiente, em contracorrente, a 32 °C e temperatura de bulbo úmido de 15 °C. Sabe-se que o fluxo de gás é constante, que o fluxo médio de água é de 1,35 kg/s e que $c_L = 4187 \ \frac{\text{J}}{\text{kg °C}}$.

Determine a taxa mínima de ar necessária, por área da seção reta da torre, para que a operação seja realizada.

Considere a equação da curva equilíbrio líquido-vapor para esse sistema água-ar é dada por: $H_V = 4(T_L)^3 - 250(T_L)^2 + 8000(T_L) - 40000$, com a temperatura em °C e a entalpia específica em J/kg.

a) 0,77 kg/s.
b) 0,90 kg/s.
c) 1,20 kg/s.
d) 2,30 kg/s.
e) 5,00 kg/s.

3. Há a necessidade de resfriamento de uma água provinda da caldeira de uma termoelétrica. Para isso, deseja-se utilizar uma torre de resfriamento de tiragem mecânica forçada. A água quente entra nesta torre a 40 °C e 90 kg/s e sai a 25 °C. O ar, em contracorrente, entra na torre a 1 atm, temperatura ambiente (23 °C) e 60% de umidade relativa e deixa a torre a 32 °C e 100% de umidade relativa.
Determine as vazões mássicas de água e de ar seco na saída da torre de resfriamento, respectivamente, em kg/s.

Considere: Regime permanente; potência de entrada do ventilador desprezível (W = 0); troca de calor com as vizinhanças desprezível (q = 0); $C_h = 1{,}0035\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$; $H_{v'1} - H_{v'2} = c_h \cdot (T_{v1} - T_{v2})$

a) 50 kg/s; 56 kg/s.
b) 62 kg/s; 80 kg/s.
c) 88 kg/s; 97 kg/s.
d) 100 kg/s; 120 kg/s.
e) 123 kg/s; 142 kg/s.

Seção 4.3

Refrigeração

Diálogo aberto

Você sabia que a refrigeração é uma das operações unitárias essenciais em diversas indústrias? Ela está inserida em indústrias de alimentos, químicas e de processos em geral. Uma de suas aplicações mais disseminadas em nosso dia-a-dia é o ar condicionado, que desenvolve operações de refrigeração e desumidificação. Os engenheiros ou demais profissionais das áreas exatas/químicas podem atuar tanto na pesquisa, no desenvolvimento e na aplicação de equipamentos de refrigeração, quanto especificamente na operação dos ar condicionados.

Como você trabalha em uma empresa de projeto, seu gerente solicitou a avaliação de um refrigerador utilizado em uma indústria petroquímica para liquefazer gases combustíveis de massas moleculares reduzidas. Esse equipamento opera baseado em um ciclo padrão de compressão a vapor, utiliza refrigerante 22 (R22) e desenvolve uma potência de refrigeração de 85 kW. Sabe-se que vapor saturado entra no compressor a -2°C e líquido saturado sai do condensador na pressão de 10 bar (ou temperatura de 23ºC).

Considere as entalpias específicas apresentadas no Quadro 4.4 para este ciclo. Ainda, considere que, exceto para o processo através da válvula de expansão (um processo de estrangulamento), todos os demais processos são internamente reversíveis. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.

Quadro 4.4 | Dados de entalpia específica para as condições fornecidas pelo problema

Condição e estado físico do refrigerante	Entalpia específica (kJ/kg)
–2 °C (vapor saturado)	405
10 bar (vapor superaquecido)	424
10 bar (líquido saturado)	228

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 465-468).

Você deve elaborar um relatório para seu gerente e responder às seguintes especificações requeridas: qual o diagrama pressão-entalpia que representa este ciclo padrão de compressão a vapor? Qual a vazão de refrigerante necessária para este equipamento? E o efeito de refrigeração? Qual a potência desenvolvida pelo compressor? E o coeficiente de desempenho deste ciclo de refrigeração? Qual o rendimento deste ciclo? A indústria ainda deseja substituir o refrigerante já utilizado, pelo R12. Essa substituição seria viável?

Para resolver a problemática apresentada, será necessário que você conheça sobre os refrigerantes e as aplicações dos sistemas de refrigeração. Além disso, você deverá compreender o funcionamento de um ciclo de refrigeração, e entender os conceitos e equações relacionadas ao desempenho desses ciclos. Então vamos começar!

Não pode faltar

Os equipamentos de refrigeração são chamados de refrigeradores, e operam segundo um ciclo frigorífico. A refrigeração consiste, de forma geral, na retirada de calor de um corpo com dispêndio de energia. Outras associações, ligadas a esta temática, também são utilizadas em nosso cotidiano, como o resfriamento, o congelamento e o arrefecimento, no entanto, apresentam definições diferentes.

Assimile

O arrefecimento consiste no abaixamento da temperatura de um corpo até a temperatura ambiente. O resfriamento denota o abaixamento da temperatura de um corpo da condição ambiente até a temperatura de congelamento. Já o congelamento, o abaixamento da temperatura de um corpo além da sua temperatura de congelamento.

Ciclos de refrigeração (ciclos frigoríficos)

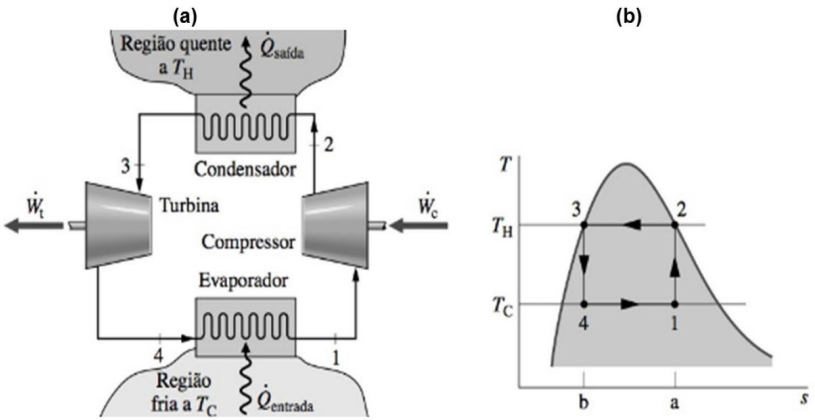
O ciclo de refrigeração mais utilizado é o ciclo de compressão a vapor. Este vapor é comprimido, condensado, tendo em seguida sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

Vamos discutir, nesta seção, os ciclos de refrigeração de compressão a vapor ideal (de Carnot), padrão e real.

- Ciclo de refrigeração de Carnot

Este ciclo, considerado ideal e reversível, transfere energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto. O ciclo é executado pela circulação contínua de um refrigerante através de alguns de componentes, mostrados na Figura 4.11(a). O processo inicia-se com a entrada do refrigerante, nas fases líquida-vapor, no evaporador (estado 4). No evaporador, com pressão e temperaturas constantes, esse refrigerante muda, em parte, da fase líquida para a vapor. O refrigerante segue para o compressor, onde é comprimido adiabaticamente, até o estado 2, tornando-se vapor saturado. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta, de T_C para T_H. O refrigerante passa do compressor para o condensador, do estado 2 ao 3, mantendo-se a temperatura e a pressão constantes, onde muda da fase de vapor saturado para líquido saturado. O refrigerante retorna ao mesmo estado da entrada do evaporador através de uma expansão adiabática na turbina. Nesse processo, do estado 3 ao 4, a temperatura decresce de T_H para T_C. Os processos que ocorrem neste ciclo, mostrados na Figura 4.11(b), são, de forma geral: compressão adiabática úmida, 1-2; liberação isotérmica de calor, 2-3; expansão adiabática, 3-4; e recebimento isotérmico de calor, 4-1, sendo este último a finalidade do ciclo.

Figura 4.11 | (a) Ciclo de refrigeração de Carnot; (b) diagrama temperatura (T)- entropia (s) do ciclo de refrigeração de Carnot



Fonte: Moran et al. (2005, p. 201).

Reflita

O ciclo de Carnot é mais eficiente do que qualquer outro ciclo. Por razões práticas, precisamos fazer modificações no ciclo de Carnot, já que o mesmo é aplicado a idealidade. Qual a importância de estudarmos este ciclo, já que as considerações feitas não se aplicam a realidade?

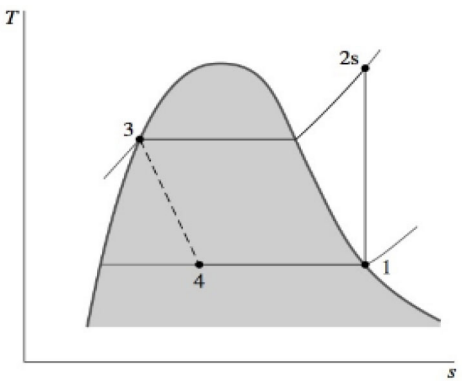
- Ciclo padrão de compressão a vapor

Precisamos realizar algumas modificações no ciclo de refrigeração de Carnot para aproximarmos este ciclo à realidade do processo. Assim, são realizadas mudanças nos processos de compressão (1-2s) e de expansão (3-4).

O processo de compressão (1-2), de acordo com o ciclo de Carnot, é conhecido como compressão úmida, pois há gotículas de líquido misturadas ao vapor. Este processo bifásico não é recomendado para diversos compressores, pois pode danificá-los. Logo, a compressão seca (1-2s) é preferível. A Figura 4.12 mostra o ciclo de refrigeração com compressão isentrópica, em que no ponto 1, temos vapor saturado, que ao passar pelo compressor, sairá como vapor superaquecido.

Para o processo de expansão (3-4), mostrado na Figura 4.12, há a necessidade de se reduzir a pressão do líquido, normalmente conseguido por um estrangulamento irreversível (entalpia constante) até o de uma mistura bifásica líquido–vapor em 4. No lugar da turbina da Figura 4.11a, haverá uma válvula de expansão.

Figura 4.12 | Diagrama *T-s* de um ciclo por compressão de vapor padrão

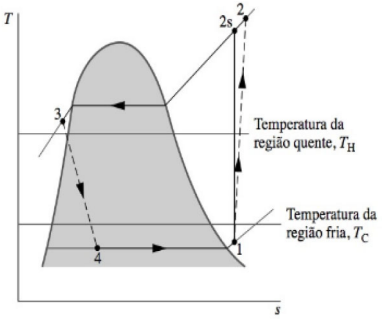


Fonte: Moran et al. (2005, p. 204).

- Ciclo real de compressão a vapor

A Figura 4.13, linhas tracejadas, apresenta o ciclo real de compressão a vapor ressaltando-se suas diferenças com o ciclo padrão. Segundo Moran et al. (2005), as transferências de calor entre o refrigerante e as regiões quente e fria não são realizadas de forma reversível: a temperatura do refrigerante no evaporador é menor do que a temperatura da região fria; e a temperatura do refrigerante no condensador é maior do que a temperatura da região quente.

4.13 | Diagrama *T*-*s* de um ciclo por compressão de vapor real

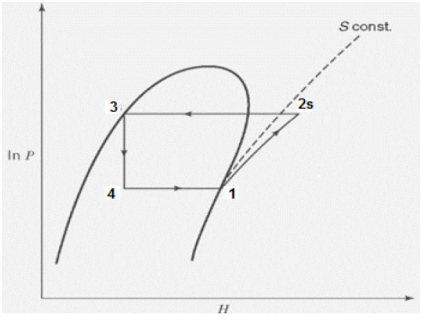


Fonte: Moran et al. (2005, p. 206).

Cálculos de refrigeração

Os principais parâmetros de um ciclo padrão de compressão a vapor podem ser representados pelo diagrama do logaritmo neperiano da pressão (ln *P*) *versus* entalpia (*H*) (Figura 4.14). Esse diagrama é mais utilizado na descrição de processos de refrigeração, do que os diagramas *T*-*s*, como da Figura 4.12, já que eles mostram diretamente as entalpias necessárias.

4.14 | Diagrama pressão (*P*)-entalpia (*H*) do ciclo de compressão a vapor



Fonte: adaptada de Smith et al. (2007, p. 238).

O coeficiente de desempenho ($\in$) em um ciclo de refrigeração é definido como (Costa, 1982; Stoecker e Jones, 1985):

$$\in = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho líquido}}$$

Sendo a refrigeração útil, o calor transferido no processo 4-1 e o trabalho líquido, dado pela diferença entre os calores transferidos nos processos 2-3 e 4-1.

Para o ciclo padrão de compressão a vapor, o coeficiente de desempenho, adimensional, será:

$$\in = \frac{Q_E}{W} = \frac{Q_E}{Q_C - Q_E} = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1}$$

Em que: $Q_E = Q_{4-1} = H_1 - H_4$ é o efeito de refrigeração, em kJ/kg; $W = Q_C - Q_E$ é o trabalho líquido, em kJ/kg; $Q_C = Q_{2-3} = H_2 - H_3$ é o efeito calorífico (no condensador), em kJ/kg; H_1, H_2, H_3 e H_4 são as entalpias específicas dos pontos 1, 2, 3,e 4 do ciclo de refrigeração; ainda, como a expansão é isentálpica, teremos $H_3 = H_4$.

A capacidade de refrigeração ($Q_{entrada}$), em kW, pode ser dada por:

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{m}_{refrig} \cdot Q_E = \dot{m}_{refrig} \cdot (H_1 - H_4)$$

Em que: m_{refrig} é a vazão mássica do fluido refrigerante, em kg/s.

A potência do compressor (W_C), em kW, processo 1-2, pode ser dada por:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{refrig} \cdot W = \dot{m}_{refrig} \cdot (H_2 - H_1)$$

Observação: A variável Q_C também pode ser representada em termos de capacidade de condensação, com unidade de potência (kW).

Assim, o coeficiente de desempenho pode ser dado também por:

$$\in = \frac{Q_{entrada}}{\dot{W}_C} = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1}$$

A potência por quilowatt de refrigeração (*Pot*), em kW/kW, é o inverso do coeficiente de desempenho:

$$Pot = \frac{W}{Q_E} = \frac{\dot{W}_C}{\dot{Q}_{entrada}} = \frac{1}{\in}$$

Um sistema de refrigeração eficiente terá um baixo valor de potência de refrigeração e um alto coeficiente de desempenho.

Exemplificando

Considere um ciclo padrão de compressão a vapor que desenvolve 80 kW de capacidade de refrigeração e uma potência de compressor de 30 kW. Quais os valores de potência por quilowatt de refrigeração e do coeficiente de desempenho para esse ciclo?

$$\in = \frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{W}_C} = \frac{80\ \text{kW}}{30\ \text{kW}} = 2{,}7$$

$$Pot = \frac{\dot{W}_C}{\dot{Q}_{entrada}} = \frac{30\ \text{kW}}{80\ \text{kW}} = 0{,}38\ \frac{\text{kW}}{\text{kW}}$$

Para o ciclo de Carnot, (Figura 4.11(b)), a refrigeração útil corresponde a área sob a curva 4-1; e o trabalho líquido (área do retângulo 1-2-3-4) é dado pela diferença entre a área sob a curva 2-3 e a área sob a curva 4-1. Assim, o coeficiente de desempenho para o ciclo de Carnot seria dado por:

$$\in_{Carnot} = \frac{\text{Área 1-a-b-4-1}}{\text{Área 1-2-3-4-1}} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

Em que: T_C é a temperatura do processo 4-1 e T_H é a temperatura do processo 2-3. Ambas as temperaturas em Kelvin (K).

Pesquise Mais

Você sabia que, se considerarmos um ciclo ideal (Carnot), podemos obter um coeficiente de desempenho máximo? Para isso, devemos operar com T_1 elevado e T_2 reduzido?

O rendimento do ciclo de refrigeração (η_{ciclo}), relação entre os coeficientes de desempenho correspondentes ao ciclo real analisado e ao ciclo ideal de Carnot, é dado por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\in}{\in_{Carnot}}$$

Refrigerantes puros e combinados

Os refrigerantes consistem no fluido de trabalho em um sistema de refrigeração, podem ser divididos em refrigerantes puros e em refrigerantes combinados.

Nesta seção, abordaremos mais sobre os refrigerantes puros, usados em sistemas de compressão a vapor, que podem ser compostos hidrocarbonetos, inorgânicos (como a amônia e a água) e, os mais usuais, os hidrocarbonetos fluorados, conforme mostrado no Quadro 4.5. Os refrigerantes puros mudam de fase durante a troca térmica.

Quadro 4.5 | Alguns refrigerantes puros e suas aplicações

Refrigerante	Nome químico	Fórmula química	Aplicação mais importante
R11	Tricloromonofluormetano	CCl_3F	Sistemas com compressores centrífugos.
R12	Diclorodifluormetano	CCl_2F_2	Equipamentos domésticos e automotivos de refrigeração.
R22	Monoclorodifluormetano	$CHClF_2$	Sistemas de ar condicionado, sendo o compressor utilizado aqui menor e mais barato que o necessário com o refrigerante R12.
R717	Amônia	NH_3	Grandes instalações industriais de baixa temperatura.
R744	Dióxido de carbono	CO_2	Congelamento de alimentos por contato direto.

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 328, 329, 332 e 333).

Para a escolha de um refrigerante em um processo de refrigeração, vários fatores devem ser considerados: tipo de equipamentos a serem utilizados (exemplo, compressores), as pressões de operação, efeito refrigerante, inflamabilidade, toxicidade, propriedades físico-químicas e custo do refrigerante. Ainda, para realizar-se os cálculos de transferência de calor dos refrigerantes, é necessário conhecer seus dados de viscosidade e de condutibilidade térmica. As características termodinâmicas

de alguns refrigerantes puros estão descritas no Quadro 4.6. Utilizando esses dados, você pode verificar, por exemplo, que o uso do refrigerante R11 pode ocasionar um arraste do ar para o evaporador, pois a pressão de vaporização desse refrigerante é inferior à pressão atmosférica (101,325 kPa, no nível do mar). O ideal é que a pressão de vaporização do refrigerante seja superior à pressão atmosférica.

Quadro 4.6 | Características termodinâmicas de alguns refrigerantes puros – Operação em um ciclo de compressão a vapor padrão com a temperatura de vaporização de −15 °C e de condensação de 30 °C

Refrigerante	Pressão de Vaporização (kPa)	Pressão de Condensaçnao (kPa)	Efeito de Refrigeração (kJ/kg)	∈
R11	20,4	125,5	155,4	5,03
R12	182,7	744,6	116,3	4,70
R22	295,8	1192,1	162,8	4,66
R717	236,5	1166,6	1103,4	4,76

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 330).

Outro parâmetro a ser avaliado é o efeito de refrigeração. No entanto, o correto é associá-lo ao trabalho de compressão. De modo que o coeficiente de desempenho deve ser o maior possível. Isso pode ser constatado, observando o Quadro 4.6. Nela, verificamos que o R717 possui um efeito de refrigeração superior aos demais refrigerantes, em contrapartida, seu coeficiente de desempenho é semelhante aos dos demais fluidos. Do ponto de vista de segurança, as características mais importantes do refrigerante são a flamabilidade e a toxidez. Por exemplo, a amônia (R717) é inflamável e tóxica, podendo até levar a óbito dependendo da concentração e do tempo de exposição.

Pesquise mais

Por que os CFC's vem sendo substituídos por outros refrigerantes? Leia as páginas 239 e 240 do capítulo 9: Refrigeração e Liquefação. IN: SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOT, M. M. **Introdução à termodinâmica química**. Rio de Janeiro: LTC, 2007. P. 236-251.

Os refrigerantes combinados são líquidos utilizados para transportar energia à baixa temperatura de um local a outro, não apresentando nenhuma alteração de fase na troca térmica. Os principais refrigerantes combinados são a água, a salmoura (solução de cloreto de sódio) e os anticongelantes (como as combinações, água e etileno glicol, e água e cloreto de cálcio). Por apresentarem temperaturas de congelamento abaixo de 0ºC, é preferível o uso da salmoura ou de anticongelantes.

Um dos fatores mais importantes das soluções anticongelantes é o ponto de solidificação, já que uma solução de dois constituintes tem um ponto de solidificação menor que o de cada substância individualmente. Outro fator muito relevante é a sua concentração, devendo ser ideal de forma a evitar seu congelamento. Vale ressaltarmos que anticongelantes de alta concentração são prejudiciais, visto que reduzem a transferência de calor, por apresentarem baixa condutibilidade térmica e alta viscosidade.

Aplicações de sistemas de refrigeração

A aplicação mais disseminada da refrigeração é o ar condicionado residencial, automotivo ou industrial. Outras aplicações serão mostradas a seguir.

Na indústria de alimentos, a refrigeração é uma técnica utilizada com o objetivo de prorrogar o tempo de armazenamento de alimentos perecíveis. Para tanto, são realizados, nessa ordem, o congelamento, o armazenamento em refrigeradores, a comercialização e, novamente, o armazenamento em um freezer. Sendo que o congelamento pode ser realizado por vários métodos, dentre eles, a imersão em salmoura e o uso de leito fluidizado.

Pesquise mais

Você sabia que alguns alimentos requerem algum processamento por refrigeração antes de serem armazenados em câmaras frigoríficas? Pesquise mais sobre a conservação dos alimentos nessas indústrias. Bibliografia recomentada: Costa (1982), capítulo 9, páginas 255-265.

As indústrias de processos, como de papel e celulose, de petróleo, dentre outras, as aplicações são vastas:

- Cristalização de sulfatos de sódio e de ferro, por exemplo, através de resfriamento da solução precursora.

- Remoção de calor em reações químicas exotérmicas, a fim de garantir uma temperatura adequada ao processo.
- Separação de misturas de líquidos, como estabilização de perfumes, destilação de fluidos voláteis, desidratação de éter etc.
- Separação de misturas gasosas, como fabricação de amônia e recuperação de solventes.
- Fabricação da borracha sintética.
- Liquefação de gases combustíveis ou gases industriais.

Sem medo de errar

Trabalhando em uma empresa de projeto, seu gerente solicitou a avaliação de um refrigerador utilizado por uma indústria petroquímica, cujo objetivo do equipamento é liquefazer gases combustíveis. Para isso, você deve elaborar um relatório com as seguintes especificações requeridas: o diagrama pressão-entalpia que representa o ciclo padrão de compressão a vapor; o efeito de refrigeração, em kJ/kg; a vazão de refrigerante, em kg/s; a potência do compressor, em kW; o coeficiente de desempenho do ciclo; e a potência por kW de refrigeração; o rendimento deste ciclo, em %.

Este equipamento, baseado em um ciclo padrão de compressão a vapor, utiliza refrigerante 22 (R22) e desenvolve uma potência de refrigeração de 85 kW. Sabe-se que vapor saturado entra no compressor a –2 °C e líquido saturado sai do condensador na pressão de 10 bar (ou temperatura de 23 °C). A indústria ainda deseja substituir o refrigerante já utilizado pelo R12. Essa substituição seria viável?

Para resolver esse problema, você deve considerar as entalpias específicas apresentadas no Quadro 4.7. Ainda, considere que, exceto para o processo através da válvula de expansão, que é um processo de estrangulamento, todos os demais processos são internamente reversíveis. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.

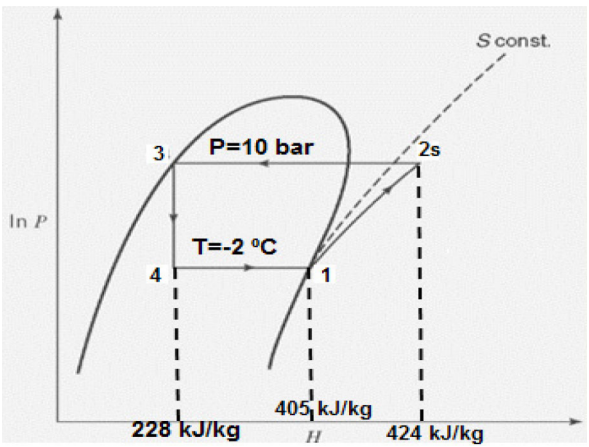
Quadro 4.8 | Dados de entalpia específica para as condições fornecidas pelo problema

Condição e estado físico do refrigerante	Entalpia específica (kJ/kg)
–2 °C (vapor saturado)	405
10 bar (vapor superaquecido)	424
10 bar (líquido saturado)	228

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 465-468).

Inicialmente, você deve fazer uma análise dos dados de problema de forma a construirmos o diagrama pressão-entalpia solicitado. Sabemos que o refrigerante entra, como vapor saturado, no compressor a –2 °C (ponto 1 do ciclo), com $H_1 = 405\ \text{kJ/kg}$. Ele sai do compressor como vapor superaquecido (ponto 2) a pressão de 10 bar e $H_2 = 424\ \text{kJ/kg}$. O refrigerante, então, passa do compressor para o condensador, do estado 2 ao 3, mantendo-se a pressão constante, onde muda da fase de vapor superaquecido para líquido saturado (ponto 3), $H_3 = 228\ \text{kJ/kg}$. Esse fluido passa então por uma expansão isentálpica por uma válvula de estrangulamento (ponto 4), então $H_4 = H_3 = 228\ \text{kJ/kg}$. Finalizando o ciclo, R22 passa pelo evaporador, retornando ao ponto 1. A Figura 4.15 mostra o diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor para este problema.

Figura 4.15 | Diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor



Fonte: adaptada de Smith et al. (2007, p. 238).

– Cálculo do efeito de refrigeração, em kJ/kg:

$$Q_E = H_1 - H_4 = (405 - 228)\ \text{kJ/kg} = 177\ \text{kJ/kg}$$

– Cálculo da vazão de refrigerante, em kg/s:

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{m}_{refrig} \cdot Q_E \rightarrow \dot{m}_{refrig} = \frac{\dot{Q}_{entrada}}{Q_E}$$

Como a capacidade de refrigeração (ou potência de refrigeração) é $\dot{Q}_{entrada} = 85\ \text{kW}$, então:

$$\dot{m}_{refrig} = \frac{\dot{Q}_{entrada}}{Q_E} = \frac{85\ \text{kJ/s}}{177\ \text{kJ/kg}} = 0{,}48\ \text{kg (de R22)/s}$$

– Cálculo da potência do compressor, em kW:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{refrig} \cdot (H_2 - H_1) = 0{,}48\ \text{kg/s} \cdot (424 - 405)\ \text{kJ/kg} = 9{,}12\ \text{kW}$$

– Cálculo do coeficiente de desempenho do ciclo:

$$\in = \frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{W}_C} = \frac{85\ \text{kW}}{9{,}12\ \text{kW}} = 9{,}32$$

– Cálculo da potência por quilowatt de refrigeração (*Pot*), em kW/kW:

$$Pot = \frac{\dot{W}_C}{\dot{Q}_{entrada}} = \frac{9{,}12\ \text{kW}}{85\ \text{kW}} = 0{,}107\ \text{kW / kW}$$

Ou, como é o inverso do coeficiente de desempenho, $Pot = \frac{1}{\in} = \frac{1}{9{,}32} = 0{,}107\ \text{kW / kW}$.

– Cálculo do rendimento do ciclo:

Para conhecermos o rendimento deste ciclo, precisamos conhecer o coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot (ciclo ideal):

$$\in_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

A T_C é a temperatura do evaporador e é –2 °C ($T_C = -2 + 273 = 271\ \text{K}$) e T_H é a temperatura do condensador e vale 23 °C ($T_H = 23 + 273 = 296\ \text{K}$).

Assim:

$$\in_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = \frac{271\,\text{K}}{(296 - 271)\,\text{K}} = 10{,}84$$

Comparando-se os dois valores encontrados, observamos que há uma diferença do valor real (9,32) e do valor ideal (10,84). Então agora vamos calcular o rendimento deste ciclo de refrigeração:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\in}{\in_{Carnot}} = \frac{9{,}32}{10{,}84} = 0{,}860 \text{ ou } 86{,}0\%$$

O relatório final entregue ao seu gerente deverá conter as informações obtidas a partir dos cálculos descritas abaixo:

O efeito de refrigeração para esse refrigerador é 177 kJ/kg, necessitando-se de uma vazão de refrigerante de 0,48 kg/s e uma potência do compressor de 9,12 kW. O refrigerador possui um coeficiente de desempenho de 9,32 e uma potência de 0,107 kW/kW por kW de refrigeração. Esse ciclo apresentou um rendimento de 86,0%.

O fluido R12 não é mais viável, em relação ao R22, pois o mesmo necessitaria de compressores maiores e mais caros que o R22 (Quadro 4.5). Em relação ao coeficiente de desempenho, possuem valores padrões semelhantes (Quadro 4.6). Além disso, o efeito de refrigeração do R22 é maior que o do R12, como pode ser visto pelos dados do Quadro 4.6

Avançando na prática

Rendimento do processo de refrigeração em uma indústria de alimentos

Descrição da situação-problema

Uma indústria de conservação de alimentos, como frutas e verduras, deseja armazenar seus produtos em um equipamento de refrigeração antes de vendê-los para seus distribuidores. Você, como o responsável técnico por essa indústria, observou que o equipamento poderia não estar operando de forma adequada, necessitando então de uma avaliação. Sabe-se que, pela circulação de um fluido

refrigerante, este mantém o compartimento do congelador a –5 °C quando a temperatura do ar circulando no refrigerador está a 22ºC. Você calculou que a capacidade de refrigeração é de 6000 kW e a potência útil do compressor é de 2000 kW. Como constatar que o equipamento está com baixo desempenho?

Resolução da situação-problema

Para avaliar o refrigerador, você deve inicialmente calcular o coeficiente de desempenho desse ciclo real de refrigeração:

$$\in = \frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{W}_C} = \frac{6000\ \text{kW}}{2000\ \text{kW}} = 3$$

Para conhecer o rendimento desse ciclo, você precisa conhecer o coeficiente de desempenho do ciclo de Carnot (ciclo ideal):

$$\in_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

A T_C é a temperatura do evaporador, que é –5 °C ($T_C = -5 + 273 = 268\ \text{K}$) e T_H é a temperatura do condensador, que vale 22 °C ($T_H = 22 + 273 = 295\ \text{K}$). Assim:

$$\in_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = \frac{268\ \text{K}}{(295 - 268)\ \text{K}} = 9{,}9$$

Comparando os dois valores encontrados, você poderá observar que há uma diferença do valor real (3,0) e do valor ideal (9,9). Então agora você deverá calcular o rendimento deste ciclo de refrigeração:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\in}{\in_{Carnot}} = \frac{3{,}0}{9{,}9} = 0{,}303 \text{ ou } 30{,}3\%$$

Com o valor do rendimento do você poderá concluir que o equipamento possui um rendimento de apenas 30,3%, constatando seu mal funcionamento.

Faça valer a pena

1. Um técnico está avaliando o funcionamento de um refrigerador. Ele calculou que o calor transferido entre o compartimento congelador e o refrigerante é de 8000 kJ/kg e o trabalho de entrada necessário para operar o refrigerante é de 3200 kJ/kg.
Determine o coeficiente de desempenho deste refrigerador.

a) 2,5.
b) 3,2.
c) 1,3.
d) 2,0.
e) 5,0.

2. O ciclo de um refrigerador está sendo estudado por profissionais recém-formados da área de química. Sabe-se que este ciclo possui um coeficiente de desempenho (coeficiente de desempenho) de 1,5 e que seu efeito calorífico é de 500 kJ/kg.

Qual o valor do efeito de refrigeração e do trabalho líquido realizado, respectivamente.

a) 300 kJ/kg; 150 kJ/kg.
b) 200 kJ/kg; 200 kJ/kg.
c) 300 kJ/kg; 200 kJ/kg.
d) 100 kJ/kg; 450 kJ/kg.
e) 320 kJ/kg; 600 kJ/kg.

3. Deseja-se conhecer alguns parâmetros de determinada operação de refrigeração. O R22, com uma vazão de 0,08 kg/s, é o fluido de trabalho em um ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor. Sabe-se que vapor saturado entra no compressor a 0 °C e que líquido saturado deixa o condensador a 25 °C.
Determine a capacidade de refrigeração, em kW, e o rendimento deste ciclo, em percentagem, respectivamente.

Considere as seguintes entalpias específicas para os pontos do ciclo: $H_1 = 247{,}2\ \text{kJ/kg}$, $H_2 = 264{,}7\ \text{kJ/kg}$ e $H_3 = H_4 = 85{,}8\ \text{kJ/kg}$

a) 11 kW; 90%.
b) 13 kW; 85%.
c) 19 kW; 70%.
d) 20 kW; 80%.
e) 32 kW; 85%.

Referências

COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1982. 322 p.

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Coulson and Richardson's Chemical Engineering**: volume 1: fluid flow, heat transfer and mass transfer. Coautoria com J. R. Backhurst e J. H. Harker. 6. ed. Nova York: Elsevier, 2011. 895p.

FELDER, R. M.; ROUSSEAU, R. W. **Princípios elementares dos processos químicos**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2005. 604p.

FOUST, A. S. et al. **Princípios das operações unitárias**. Trad. Horácio Macedo. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982. 670p.

FOUST, A. S.; WENZEL, L. A.; CLUMP, C. W.; MAUS, L.; ANDERSEN, L. B. **Princípios das Operações Unitárias**. Trad. Horácio Macedo. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982. 670 p.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport processes and unit operations**. 3. ed. Minnesota: Prentice-Hall, Inc., 1998. 1007p.

JANKOWSKY, I. P. Equipamento e processos para secagem de madeira. **Anais do Seminário Internacional de Utilização da Madeira de Eucalipto para Serraria**, p.109-118, São Paulo, abr., 1995. Disponível em: <http://www.ipef.br/publicacoes/seminario_serraria/cap11.pdf>. Acesso em: 29 jan. 2018.

JARDIM, C. H. Relações entre temperatura, umidade relativa do ar e pressão atmosférica em área urbana: comparação horária entre dois bairros no município de São Paulo-SP. **Geografias: artigos científicos**, Belo Horizonte, jan.-jun. 2011. Disponível em: <http://general.igc.ufmg.br/portaldeperiodicos/index.php/geografias/article/download/541/412>. Acesso em: 6 dez. 2017.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 1993. 1130p.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; MUNSON, B. R.; DEWITT, D. P. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos:** termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Rio de Janeiro: LTC, 2005. 620 p.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOT, M. M. **Introdução à termodinâmica química**. Rio de Janeiro: LTC, 2007. 640 p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. Trad. José M. S. Jabardo, et al. São Paulo: McGraw-Hill, 1985. 481 p.

Anotações

Anotações

ISBN 978-85-522-0743-6