

COLEÇÃO
APONTAMENTOS

CIÊNCIAS EXATAS,
DA TERRA E
ENGENHARIAS



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

WANDA APARECIDA MACHADO HOFFMANN

Reitora

WALTER LIBARDI

Vice-Reitor

RONIBERTO MORATO DO AMARAL

Diretor da EdUFSCar

Everaldo Cesar da Costa Araujo

CONSELHO EDITORIAL

Alessandra de Almeida Lucas

Ana Lúcia Brandl

Ariadne Chloe Mary Furnival

José Antonio Salvador

José da Costa Marques Neto

Larissa Pires de Andrade

Maria Leonor Ribeiro Casimiro Lopes Assad

Odete Rocha

Roniberto Morato do Amaral (Presidente)



EdUFSCar
SÃO CARLOS | 2019

TROCADORES DE CALOR

Editora da Universidade Federal de São Carlos
Via Washington Luís, km 235
13565-905 – São Carlos, SP, Brasil
Telefax: (16) 3351-8137
edufscar@ufscar.br
www.edufscar.com.br
Twitter: @EdUFSCar
Facebook: facebook.com/editora.edufscar

© 2002 Everaldo Cesar da Costa Araujo

Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da Biblioteca Comunitária da UFSCar

A663t	Araujo, Everaldo Cesar da Costa. Trocadores de calor / Everaldo Cesar da Costa Araujo. – São Carlos : EdUFSCar, 2019. 108 p. – (Série Apontamentos)
	ISBN – 978-85-85173-87-6
	1. Trocadores de calor. 2. Engenharia química – equipamentos e acessórios. I. Título.
	CDD – 621.4025 (20ª) CDU – 66.04

Everaldo Cesar da Costa Araujo é docente do Departamento de Engenharia Química da UFSCar.

Revisão e Produção Gráfica
RiMa Artes e Textos

Impressão e Acabamento
PSI 7 – Printing Solutions & Internet 7 S. A., São Paulo-SP

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

SUMÁRIO

1. Introdução	5
2. Principais tipos de trocadores de calor	7
2.1 Trocador de calor duplo tubo	7
2.2 Trocador de calor casco e tubo	15
2.3 Trocador de calor de placas	34
2.4 Trocador de calor espiral ("Spiral heat exanger")	42
2.5 Trocador de calor tipo lamela ("Lamella heat exchanger")	43
2.6 Outros tipos de trocadores de calor	44
3. Projeto de trocadores de calor casco e tubo	47
3.1 A lógica do projeto	47
3.2 Fatores de incrustação	48
3.3 Critérios para alocação das correntes	51
3.4 Projeto térmico – dimensionamento de trocador de calor casco e tubo	52
3.5 Método da efetividade – NTU	72
3.6 Exercícios	78
3.7 Bibliografia	80
Anexo 1	83
Anexo 2	87
Anexo 3	89
Anexo 4	91
Anexo 5	95
Anexo 6	97
Anexo 7	99
Anexo 8	107

1. Introdução

Trocadores de calor são equipamentos que realizam a operação de troca térmica entre dois fluidos, possibilitando, por exemplo, o resfriamento e o aquecimento de fluidos. Nesta abordagem os fluidos estão separados por uma parede, na maioria dos casos, metálica. Assim, estão excluídos dessa definição os equipamentos que realizam o aquecimento de fluidos através de fogo direto ou que realizam mudança de temperatura pela mistura de duas correntes. Uma classificação mais geral dos equipamentos de troca de calor, a qual considera os itens excluídos anteriormente, é apresentada por Kakaç e Liu.

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

Os trocadores podem ser classificados de várias maneiras, uma delas é pelo tipo de serviço que realizam dentro de um processo (Kern). A referência é o fluido principal. A água e o vapor d'água utilizado como fonte de energia para o aquecimento não são considerados correntes do processo e sim utilidades.

- Trocadores/recuperadores recuperam calor entre duas correntes do processo. Imagine que uma corrente A deva ser aquecida, tendo-se disponível uma corrente B, intermediária do processo, a uma temperatura elevada. A corrente B pode fornecer calor para a corrente A em um trocador de calor; parte da energia da corrente B é recuperada ao ser transferida para a corrente A.
- Condensadores são trocadores de calor que removem calor latente de um vapor; o fluido frio normalmente utilizado é a água.
- Resfriadores são trocadores de calor utilizados para resfriar uma corrente do processo, utilizando água, na maioria dos casos, como fluido refrigerante.
- Aquecedores são trocadores de calor utilizados para aquecer uma corrente do processo, utilizando vapor de água saturado, na maioria dos casos, como fluido aquecedor. Óleo térmico também costuma ser empregado.
- Refervedores são equipamentos que fornecem energia na forma de vapor (calor latente) para colunas de destilação.
- Evaporadores são utilizados para a evaporação de água ou de outro solvente para concentrar uma solução.
- Vaporizadores são utilizados para vaporização de fluidos, exceto água. Convertem o calor latente ou sensível de um fluido em calor de vaporização de outro.

Saunders classifica os trocadores de calor em quatro categorias:

- Tubular: casco e tubo, duplo tubo, resfriadores a ar, tubo aquecido.
- De placa: placa, espiral, lamela, placa aletada.
- De materiais altamente resistentes à corrosão: grafite, vidro, teflon.
- Especiais: rotativos, elétricos.

2. Principais tipos de trocadores de calor

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

- Duplo tubo (double pipe)
- Casco e tubo (shell and tube)
- Placas (plate)
- Outros: trocadores compactos, resfriadores a ar (air-cooled), variações do casco e tubo etc.

2.1 Trocador de calor duplo tubo

O trocador de calor duplo tubo é composto por dois tubos concêntricos, geralmente com dois trechos retos e com conexões apropriadas nas extremidades de cada tubo, para dirigir os fluidos de uma seção reta para outra. Esse conjunto com forma de U é denominado grampo (hairpin). Na Figura 2.1 é apresentado um trocador duplo tubo composto por um grampo (hairpin). Normalmente, os trocadores duplo tubo são compostos por vários grampos conectados em série, fornecendo, assim, uma área de troca razoável. Nesse tipo de trocador, um fluido escoa pelo tubo interno e o outro, pelo espaço anular, a troca de calor ocorre através da parede do tubo interno.

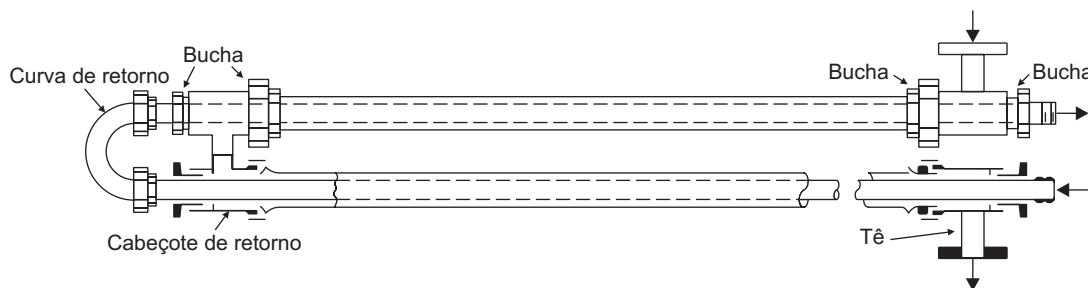


Figura 2.1 Trocador duplo tubo composto por um grampo (Kern).

Pode-se perceber pela Figura 2.1 que na parte curva do trocador não há troca de calor entre os fluidos, para calcular a área de troca são consideradas apenas as partes retas.

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

As principais vantagens desse tipo de trocador são: facilidade de construção e de montagem, ampliação de área, ou seja, pode ser instalada área adicional em uma unidade já existente, e facilidade de manutenção, pode-se ter fácil acesso para limpeza em ambos os lados de escoamento, dependendo das conexões das extremidades. São construídos em dimensões-padrão, para nível de pressão-padrão (30,5 bar ou 500 psi) ou alta pressão. Na Tabela 2.1 são apresentadas as dimensões-padrão. Em termos de comprimento, podem ter de 1,5 a, aproximadamente, 7,5 m (5 a 25 ft).

Os fluidos podem operar em contracorrente ou em paralelo. Em contracorrente, os dois fluidos percorrem o trocador em sentidos contrários, enquanto em paralelo percorrem no mesmo sentido. Esse tipo de trocador costuma ser economicamente viável quando são necessárias áreas de troca de até 30 m² e, em outras situações, quando o trocador casco e tubo não for a melhor solução econômica, isto é, número de tubos por passagem menor que 30, diâmetro do casco menor que 200 mm (≈ 8 in), baixas vazões, grande cruzamento (interseção) de temperatura, calor trocado menor que 500 kW.

As principais desvantagens desse trocador são o grande espaço físico que ocupa para pouca área de troca que fornece e o alto custo por unidade de área de troca de calor.

Tabela 2.1 Dimensões-padrão para trocadores duplo tubo.

Casco				Tubo		
Diam. nominal (pol.)	Espessura (mm)		Diam. ext.	Diam. ext.	Espessura (mm)	
	Pressão-padrão	Alta pressão			Pressão-padrão	Alta pressão
2	3,91	5,54	60,3	25,4	2,77	2,77
3	5,49	–	88,9	25,4	2,77	–
3	5,49	7,62	88,9	48,3	3,68	5,08
3½	5,74	8,08	101,6	48,3	3,68	5,08
3½	5,74	8,08	101,6	60,3	3,91	5,54
4	6,02	8,56	114,3	48,3	3,68	5,08
4	6,02	8,56	114,3	60,3	3,91	5,54
4	6,02	8,56	114,3	73,0	5,16	7,01

Páginas da internet com fotos do equipamento:

<http://www.jfdcoil.com/p-exchangers.html>

Unidades multi-tubos: semelhante ao duplo tubo, exceto que um feixe de tubos em U substitui o tubo interno. Os tubos que compõem o feixe podem ser lisos ou aletados, este último parece ter maiores aplicações atualmente. Essas unidades podem ser visualizadas no catálogo da Alcotwin Alco Products (Nitram Energy, Inc.) e, no caso com tubos aletados, no catálogo da Brown Fintube (www.brownfintube.com/bft_home.asp).

2.1.1 Balanço de energia

O balanço de energia para sistemas abertos sem reação química pode ser escrito como:

$$\Delta E = Q + W - \Delta(H + E_c + E_p) \quad (2.1)$$

sendo E a energia total, Q o calor transferido, W o trabalho mecânico ou elétrico, H a entalpia, E_c a energia cinética e E_p a energia potencial.

A maioria dos equipamentos de troca de calor opera em estado estacionário, no trocador de calor não há trabalho sendo realizado, não há acúmulo de energia e os termos referentes à energia potencial e cinética são desprezíveis quando comparados com outros termos do balanço de energia. Assim, a equação 2.1, que pode ser escrita para cada corrente no trocador, passa a ser:

$$q = w (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

sendo w a vazão mássica da corrente e h_1 e h_2 as entalpias por unidade de massa da corrente nas condições de entrada e saída, respectivamente.

No trocador de calor pode ocorrer troca de calor com o ambiente, entretanto, a quantidade é pequena ou reduzida por isolamento térmico, podendo-se assim desprezá-la quando comparada com a quantidade

trocada entre os fluidos. Com essa suposição, o calor cedido por um fluido passa a ser igual ao calor recebido pelo outro fluido no equipamento.

Escrevendo-se a equação 2.2 para cada fluido que escoar no trocador de calor temos:

- para o fluido quente, cuja vazão mássica representaremos por w_q , as temperaturas de entrada e de saída por T_1 e T_2 , respectivamente, e as entalpias correspondentes por h_{q1} e h_{q2} :

$$q_q = w_q (h_{q2} - h_{q1}) \quad (2.3)$$

- para o fluido frio, cuja vazão mássica representaremos por w_f , as temperaturas de entrada e de saída por t_1 e t_2 , respectivamente, e as entalpias correspondentes por h_{f1} e h_{f2} :

$$q_f = w_f (h_{f2} - h_{f1}) \quad (2.4)$$

O fluido frio recebe calor do fluido quente, portanto, $q_f > 0$, enquanto o fluido quente cede calor, portanto, $q_q < 0$.

$$q_f = -q_q \quad (2.5)$$

$$w_f (h_{f2} - h_{f1}) = w_q (h_{q1} - h_{q2}) = q \quad (2.6)$$

Não havendo mudança de fase em nenhum dos fluidos, apenas calor sensível será trocado e a equação 2.6 poderá ser escrita como:

$$w_f c_{pf} (t_2 - t_1) = -w_q c_{pq} (T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

Se houver envolvimento de calor latente em alguma das correntes, por exemplo, se o fluido quente for vapor saturado, condensando e saindo do equipamento como líquido saturado, a equação 2.7 passa a ser:

$$w_f c_{pf} (t_2 - t_1) = w_q \lambda \quad (2.8)$$

sendo λ o calor latente de vaporização do vapor.

No caso de o vapor entrar superaquecido e sair como líquido com temperatura abaixo da saturação, os termos referentes ao resfriamento do vapor até a saturação e o resfriamento do líquido, da saturação até a temperatura de saída, deverão ser adicionados ao calor latente. Se T_1 for a temperatura de entrada do vapor superaquecido, T_s , a temperatura de saturação na pressão de operação e T_2 , a temperatura de saída do líquido resfriado, a equação 2.8 passa a ser:

$$w_f c_{pf} (t_2 - t_1) = w_q [c_{pv} (T_1 - T_s) + \lambda + c_{pq} (T_s - T_2)] \quad (2.9)$$

sendo c_{pv} o calor específico do vapor superaquecido, c_{pq} o calor específico do líquido e λ o calor latente de vaporização na temperatura T_s .

2.1.2 Diferença de temperatura em um trocador de calor

Na Figura 2.2 é representado esquematicamente um trocador duplo tubo operando em contracorrente, com o fluido quente escoando no interior do tubo interno e o fluido frio pelo espaço anular. Em condições

de estado estacionário, as temperaturas de cada fluido podem ser consideradas constantes em qualquer seção transversal normal ao escoamento. Essas temperaturas serão designadas como t , para o fluido frio, e T , para o fluido quente.

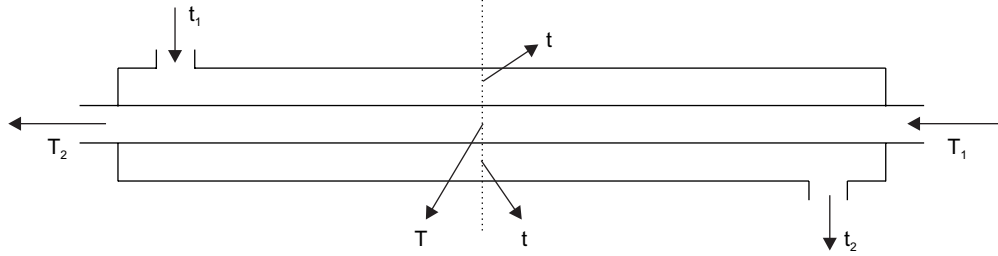


Figura 2.2 Representação de um trocador de calor duplo tubo.

O balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador é representado pela equação 2.10.

$$dq = U \Delta t dA \quad (2.10)$$

sendo, dq a quantidade de calor trocada na área dA , Δt a diferença de temperatura ($T - t$) e U o coeficiente global de transmissão de calor, baseado na área externa do tubo interno (A_o), dado pela equação 2.11.

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{\Delta_r A_o}{k A_{ln}} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.11)$$

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

$$dq = w_f c_{pf} dt = W_q c_{pq} dT = U (T - t) dA \quad (2.12)$$

Se o calor específico de cada fluido é constante, ou puder ser representado por um valor médio no intervalo de variação de temperatura de cada fluido, a relação entre a temperatura de cada fluido e o calor trocado é linear. Dessa forma, o mesmo ocorrerá com o Δt , sua relação com q também será linear. Esse comportamento é apresentado na Figura 2.3, em que as diferenças de temperaturas nas extremidades do trocador, denominadas de aproximação (*approach*), são dadas por:

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2 \quad (2.13)$$

$$\Delta t_2 = T_2 - t_1 \quad (2.14)$$

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

$$\frac{d(\Delta t)}{dq} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \quad (2.15)$$

A equação 2.10 é substituída na 2.15, obtendo-se a equação 2.16.

$$\frac{d(\Delta t)}{U \Delta t dA} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \quad (2.16)$$

Rearranjando para a integração:

$$\int_{\Delta t_2}^{\Delta t_1} \frac{d(\Delta t)}{U \Delta t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} \int_0^A dA \quad (2.17)$$

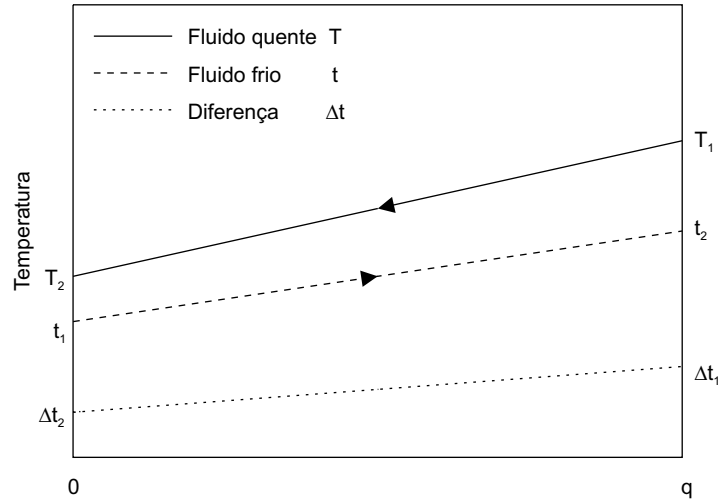


Figura 2.3 Distribuição de temperatura em um trocador de calor duplo tubo.

Se considerarmos U constante, obtém-se:

$$\frac{1}{U} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{q} A \quad (2.18)$$

A equação 2.18 pode ser colocada na seguinte forma:

$$q = U A \left(\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \right) = U A (\text{MLDT}) \quad (2.19)$$

Ou seja ,

$$\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \text{MLDT} \quad (2.20)$$

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

A equação 2.19 é a equação de projeto de um trocador de calor. A área de troca de calor A refere-se à área externa do tubo interno (A_o), que passamos a designar apenas por A .

$$A = \pi d_e L \quad (2.21)$$

Sendo d_e o diâmetro externo do tubo interno do trocador duplo tubo e L o comprimento total do trocador, considerando todos os grampos conectados em série.

Lembrando que, para a dedução da MLDT foram feitas as seguintes hipóteses:

1. Vazões constantes (regime permanente).
2. Perdas de calor desprezíveis ($q_q = q_f$).
3. Calor específico constante.
4. Não há mudanças de fases parciais (válido para troca de calor sensível e com condensação ou vaporização isotérmica em todos os pontos).
5. U constante ao longo do trocador.
6. Temperatura de cada fluido é constante em qualquer seção transversal.

Observações:

- O que ocorre se $\Delta t_1 = \Delta t_2$? Observe a Figura 2.3 e tente responder.

As retas referentes aos dois fluidos são paralelas, portanto, a diferença de temperatura em todo o trocador é constante e igual a Δt_1 e Δt_2 . Ou seja, o Δt a ser utilizado é $\Delta t_1 = \Delta t_2$. É possível chegar a esse resultado matematicamente, já que nesse caso a equação da MLDT cai numa indeterminação (0/0), que pode ser resolvida pela regra de L'Hôpital.

- Se U não fosse constante, mas variasse linearmente com Δt , a equação 2.19 passaria a ser:

$$q = A \frac{U_1 \Delta t_2 - U_2 \Delta t_1}{\ln \frac{U_1 \Delta t_2}{U_2 \Delta t_1}} \quad (2.22)$$

sendo U_1 e U_2 os valores de U nos terminais do trocador.

Em um caso geral, no qual U varie ao longo do trocador e/ou outras das hipóteses para a dedução da MLDT não se apliquem, a equação 2.10 deverá ser integrada e os valores de U , Δt e q deverão ser avaliados ao longo do trocador.

2.1.3 Operação em paralelo e contracorrente

a) Paralelo

Os dois fluidos entram no trocador de calor na mesma extremidade e o percorrem no mesmo sentido. Na extremidade de entrada tem-se a maior temperatura do fluido quente e a menor temperatura do fluido frio, portanto, a maior diferença de temperatura entre os fluidos. Ao longo do equipamento esta diferença vai diminuindo. A distribuição de temperaturas no trocador é apresentada na Figura 2.4.

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

Para operação de um trocador de calor duplo tubo em paralelo a equação para a MLDT, equação 2.20, fica:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \quad (2.23)$$

Tomando como exemplo uma situação na qual o fluido quente entra a 300°C e sai a 200°C e o fluido frio entra a 100°C e sai a 150°C, na operação em paralelo a MLDT será 108°C.

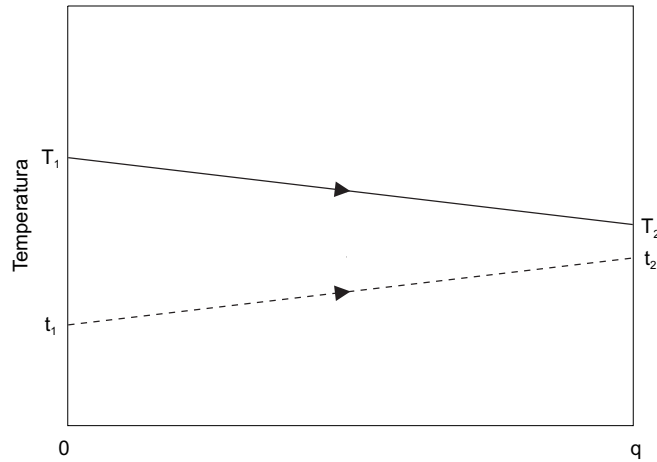


Figura 2.4 Distribuição de temperatura para operação em paralelo.

b) Contracorrente

Neste tipo de operação os fluidos entram no equipamento em extremidades opostas, percorrendo-o em sentidos contrários. A diferença de temperatura entre os fluidos é mais homogênea ao longo do trocador, comparando-se com a operação em paralelo. A distribuição de temperaturas no trocador é apresentada na Figura 2.5.

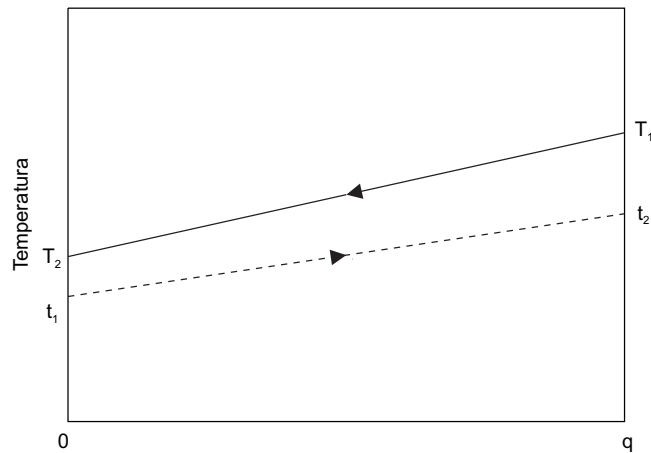


Figura 2.5 Distribuição de temperatura para operação em contracorrente.

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

Para operação de um trocador de calor duplo tubo em contracorrente, a equação para a MLDT, equação 2.20, fica:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (2.24)$$

Tomando-se as mesmas temperaturas terminais do exemplo utilizado para a operação em paralelo, a MLDT passa a ser de 123°C . Ou seja, fixadas as quatro temperaturas terminais do trocador de calor, a operação em contracorrente apresentará MLDT maior que a em paralelo. Em termos da dimensão do trocador de calor, analisando-se a equação 2.19, verifica-se que para determinado serviço, temperaturas terminais fixas, o trocador em contracorrente necessitará de menor área de troca, se os coeficientes globais de troca de calor forem iguais para as duas situações.

Se tivermos uma situação particular em que uma das correntes apresenta temperatura constante, por exemplo, vapor saturado condensando, a MLDT em contracorrente apresentará o mesmo valor que MLDT em paralelo, pois $T_1 = T_2$ (analise as equações 2.23 e 2.24). Essa situação é apresentada na Figura 2.6. O mesmo pode ocorrer se tivermos um líquido em ebulição com temperatura constante, $t_1 = t_2$.

Fixadas as quatro temperaturas terminais, este é o único caso, um fluido isotérmico, em que a MLDT em paralelo não é inferior à em contracorrente.

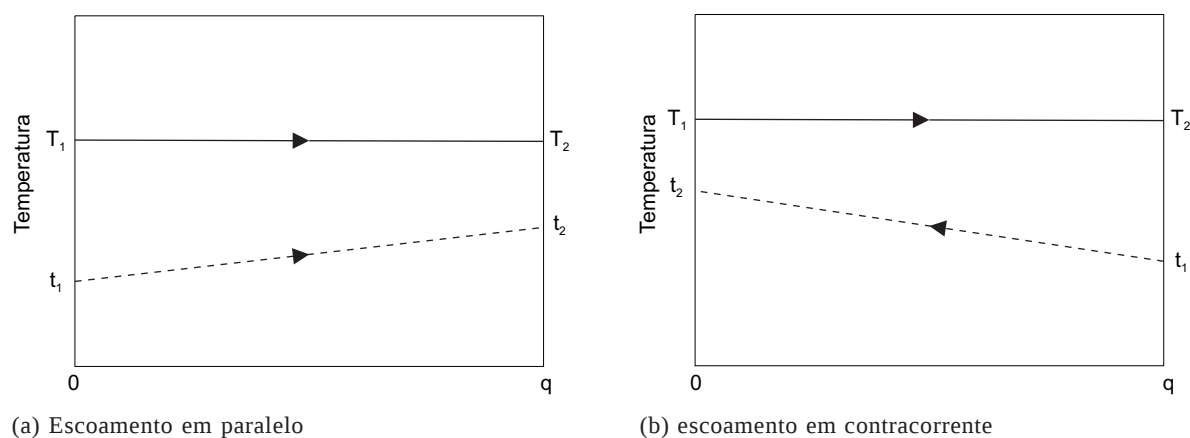


Figura 2.6 Distribuição de temperatura em um trocador duplo tubo com $T_1 = T_2$.

É importante que se apresente alguns termos utilizados para designar diferenças de temperatura em trocadores de calor:

- **Intervalo ou variação de temperatura (temperature range):** é a variação de temperatura de cada corrente, $T_1 - T_2$ para o fluido quente e $t_2 - t_1$ para o fluido frio.
- **Aproximação de temperaturas (temperature approach):**
Para operação em paralelo é a diferença entre as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio ($T_2 - t_2$).
Para operação em contracorrente é a menor diferença de temperatura dos terminais do trocador, ou seja, $T_2 - t_1$, ou $T_1 - t_2$, aquela que for menor.
Para trocadores com múltiplas passagens, que veremos a seguir, é $T_2 - t_2$.
- **Interseção de temperaturas (temperature cross):** só é possível para operação em contracorrente ou com trocadores com passagens múltiplas, quando se tem a temperatura de saída do fluido frio, t_2 , maior que a temperatura de saída do fluido quente, T_2 . A diferença entre essas duas temperaturas é $t_2 - T_2$.
- **Encontro de temperaturas (temperature meet):** só é válido para as mesmas condições da interseção de temperaturas, implica $T_2 = t_2$.

Com essas definições, reafirma-se a preferência pela operação em contracorrente, entretanto, pode haver situações nas quais a operação em paralelo seja mais vantajosa, pois esta apresenta maior uniformidade na temperatura da parede do tubo e a temperatura máxima da parede no trocador é inferior à obtida na operação em contracorrente. Esta última vantagem pode eliminar problemas relacionados à incrustação, à decomposição do fluido e à seleção do material (Saunders).

Há situações nas quais a MLDT não é a diferença de temperatura média a ser empregada, deve-se lembrar as hipóteses assumidas para sua dedução. Tomemos como exemplo um trocador de calor que deverá resfriar e condensar um vapor superaquecido, este caso é representado na Figura 2.7.

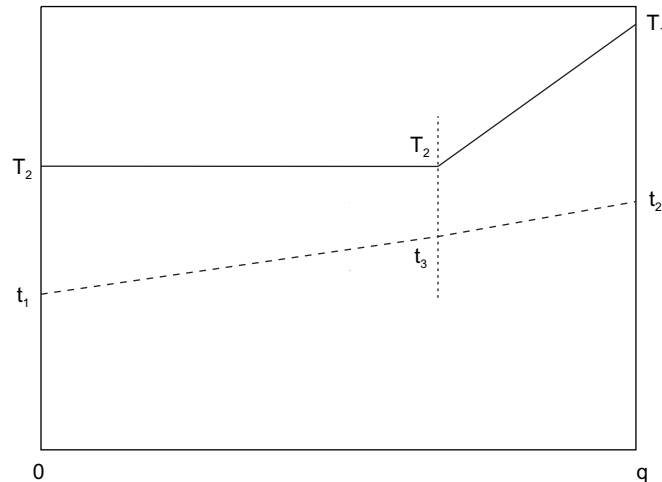


Figura 2.7 Distribuição de temperatura num condensador de vapor superaquecido.

Há duas regiões distintas nesse trocador de calor, uma onde ocorre o resfriamento do vapor superaquecido (T_1 a T_2) e outra, a condensação do vapor (T_2 constante). Nas duas regiões devem ocorrer relações lineares de Δt com q , porém diferentes, além disso, os valores de U para as duas regiões devem ser distintos. Cada região terá seu valor de U , q e Δt . Aplicar uma única MLDT para todo o trocador implica erro, em razão da violação de hipóteses assumidas em sua dedução. Para cada região deve-se aplicar a MLDT correspondente às temperaturas terminais da região.

2.2 Trocador de calor casco e tubo

O trocador de calor casco e tubo (shell and tube) (Figura 2.8) é composto por um casco cilíndrico (1), contendo um conjunto de tubos (2), colocado paralelamente ao eixo longitudinal do casco. Os tubos são presos, em suas extremidades, a placas perfuradas denominadas espelhos (3), a cada furo corresponde um tubo do feixe. Os espelhos, por sua vez, são presos de alguma forma ao casco. Os tubos que compõem o feixe atravessam várias placas perfuradas, as chicanas (4), que servem para direcionar o fluido que escoar por fora dos tubos e também para suportar os tubos. Na realidade, o que se costuma chamar de feixe de tubos é o conjunto composto pelos tubos e chicanas. As chicanas são mantidas em posições fixas por meio dos espaçadores de chicanas (7). Na Figura 2.8 são representadas algumas das principais partes que compõem o trocador casco e tubo e seus respectivos nomes também em inglês. Detalhes mais completos sobre a nomenclatura das partes que compõem o trocador casco e tubo podem ser encontrados em Perry (1970) e TEMA (Tubular Exchangers Manufacturer Association).

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

O fluido do lado casco ingressará no trocador através de um dos bocais (9) localizados no casco, será direcionado pelas chicanas (4) para cruzar o feixe de tubos (2) várias vezes ao longo de seu comprimento, saindo pelo outro bocal (9) localizado na outra extremidade.

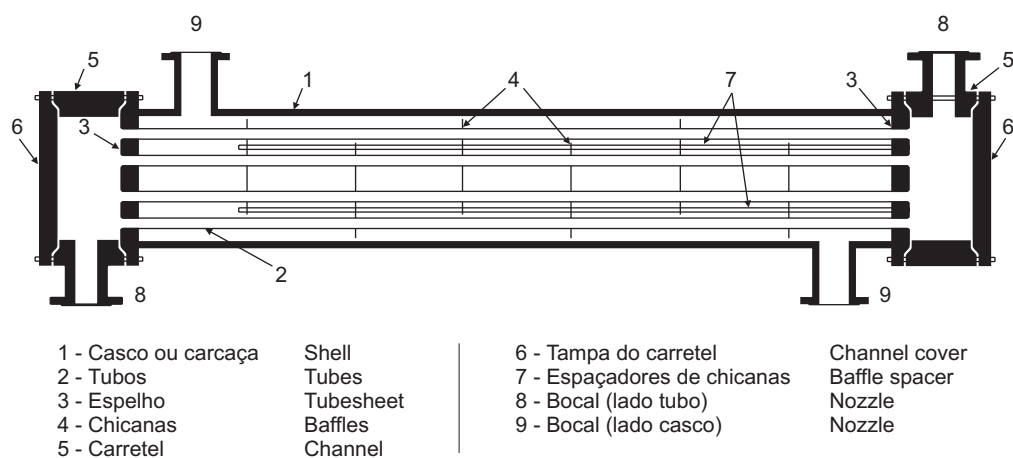


Figura 2.8 Trocador de calor tipo casco e tubo, principais partes constituintes e notação.

O trocador de calor casco e tubo é o mais comumente empregado na indústria química em razão de sua ampla faixa de uso. Pode ser projetado praticamente para qualquer aplicação. Pode ser utilizado para amplas faixas de vazão, temperatura e pressão. Normalmente, é o único tipo que pode ser aplicado a processos que necessitam de grandes áreas de troca de calor (acima de 5.000 m²), pressões acima de 30 bar e temperaturas superiores a 260°C. Pode ser construído com diferentes materiais, possibilitando a operação com fluidos corrosivos. Pode operar ainda com líquidos, gases ou vapores, como condensador ou vaporizador, em posição horizontal ou vertical, dependendo da necessidade da operação. Na literatura estão disponíveis métodos de projeto.

As principais partes que compõem o trocador de calor tipo casco e tubo serão discutidas a seguir, bem como outros tipos de configurações desse equipamento.

Fotos de catálogos ou disponíveis na internet são úteis no entendimento das partes desse equipamento. Nos seguintes endereços podem ser encontradas fotos interessantes:

www.jfdcoil.com/p-exchangers.html; www.bos-hatten.com; www.fultonenterprises.com.

O site www.askache.com oferece endereços de fabricantes de trocadores de calor e equipamentos da indústria química, de fabricantes de produtos químicos e ainda outros assuntos relacionados à engenharia química.

2.2.1 Tubos do feixe

Os tubos utilizados nos trocadores de calor casco e tubo, ao contrário do duplo tubo, não seguem a mesma norma dos tubos utilizados para transporte. A norma válida é a BWG (Birmingham wire gauge), a dimensão do tubo é indicada pelo diâmetro externo e pela espessura da parede, esta é dada pelo número BWG que pode variar de 7 a 24. BWG 7 corresponde à espessura de parede grossa, 0,180 polegada (4,57 mm), BWG 24 é espessura de parede fina, 0,022 polegada (0,56 mm). Ao contrário da norma IPS ou NPS utilizada para tubos de transporte, um determinado valor do BWG representa sempre a mesma espessura de parede, qualquer que seja o diâmetro do tubo. Tabelas referentes a essa norma podem ser encontradas nos livros de Fenômenos de Transporte, de Operações Unitárias e no Perry (1970), entre outros.

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

Na maioria das aplicações os tubos são lisos, mas, dependendo das características do fluido que escoar do lado casco, podem ser aletados.

Os tubos podem ser de inúmeros materiais, na maioria das aplicações são de metais, como aço carbono, cobre, latão, aço inox e ligas nobres. Há trocadores com tubos de grafite e teflon com especificações próprias.

2.2.1.1 Dimensões dos tubos

Em princípio, a área de troca de um trocador de calor pode ser disposta de várias maneiras, por exemplo, pode-se ter um equipamento com tubos longos e com determinado diâmetro de casco ou com a mesma área construir outro trocador com tubos curtos, porém, com maior número de tubos e, portanto, maior diâmetro de casco. Relações de custo de trocadores de calor mostram que é mais conveniente e mais econômico construir trocadores longos com diâmetros de casco e de tubo menores. Gráficos de custo da área de troca que mostram isso podem ser encontrados em Kern (Figuras 11.4 e 11.5).

a) Comprimento

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

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

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

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

b) Diâmetro

A seleção do diâmetro do tubo depende da natureza da incrustação do fluido, do espaço disponível e do custo. Utilizando-se tubos com diâmetro reduzido e pequeno espaçamento entre eles, obtêm-se trocadores mais compactos, entretanto, pode-se ter dificuldade na limpeza, principalmente na parte externa dos tubos, por onde escoar o fluido do lado casco. A incrustação que se forma pela utilização do equipamento é um fator importante na escolha do diâmetro e do espaçamento dos tubos. A prática de limpeza do lado tubo muitas vezes exige que o diâmetro do tubo não seja menor que cerca de 20 mm, embora possa haver trocadores, de pequeno porte e que operam com fluidos limpos, que utilizam tubos com diâmetros da ordem de 1/4 de polegada (6,35 mm).

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

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

Quanto à espessura da parede dos tubos, Saunders apresenta as seguintes considerações:

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

2.2.1.2 Disposição dos tubos (tube pitch)

Há normas e práticas que governam a disposição dos tubos para formar o feixe tubular. O TEMA normaliza quatro configurações, apresentadas na Figura 2.9, os arranjos triangular 30°, triangular 60°, quadrado 90° e quadrado rodado 45°.

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

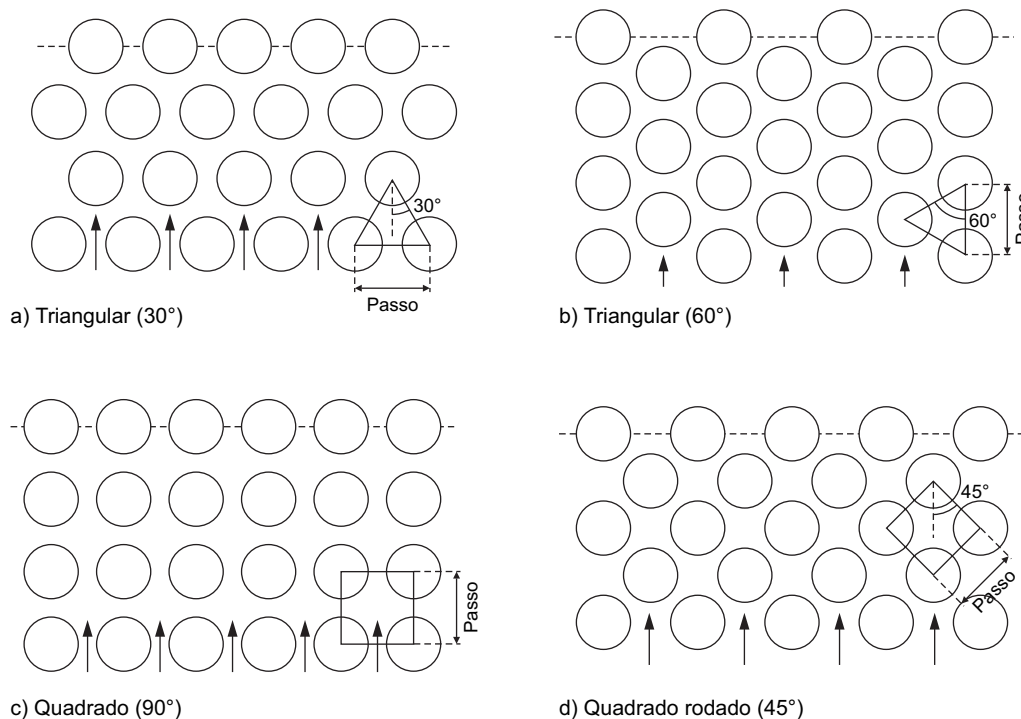


Figura 2.9 Arranjo dos tubos.

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

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

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

Quanto aos valores do fator de incrustação, costuma-se indicar, de forma genérica, que o arranjo triangular é satisfatório para fluidos limpos, com fator de incrustação (R_d) de até 0,002 ft² h °F/Btu, para o fluido do casco ou em situações que seja possível a limpeza química.

Normalmente, o passo (pitch) não é inferior a 1,25 vez o diâmetro externo do tubo, exceto quando se tem fluidos limpos, que praticamente não incrustam, e diâmetros de tubo pequenos (inferiores a ¾ de polegada). Nesse caso, a relação passo/diâmetro externo pode ser reduzida a 1,20, mas geralmente essa relação está entre 1,25 e 1,5.

Em termos mecânicos, os tubos não podem ficar muito próximos para não enfraquecer os espelhos. A distribuição dos tubos é padronizada e o número de tubos que é possível alocar em determinado diâmetro de casco depende do diâmetro externo do tubo, do tipo e do valor do passo e do número de passagens no lado tubo (que veremos posteriormente). Na literatura são apresentadas diferentes tabelas que fornecem o número máximo de tubos que pode ser colocado em dado casco. Uma delas está reproduzida no Anexo 1, Tabela A1.1. Nessa tabela há também valores do diâmetro do feixe, designado na literatura como diâmetro da envoltória do feixe (D_{otl}). A equação A1.1 permite estimar o número de tubos que compõem um feixe. Ainda no Anexo 1, a Tabela A1.2 fornece valores aproximados do D_{otl} para as diferentes configurações mecânicas dos trocadores casco e tubo.

2.2.2 Casco

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

Tamanhos típicos, para o diâmetro interno, estão no intervalo de 8 a 60 polegadas, mas há cascos com diâmetros maiores que 120 polegadas.

Diâmetros internos de 12 a 24 polegadas com espessura de 3/8 de polegada suportam pressões de 300 psi (20 atm).

Detalhes mecânicos sobre o casco podem ser encontrados em Yokell.

2.2.3 Bocais

Os bocais normalmente são seções de tubos soldadas ao casco, com flanges para a conexão da tubulação.

Quanto à posição da entrada e saída a regra geral é:

- Fluidos sendo aquecidos ou vaporizados entram pelo fundo e saem pelo topo.
- Fluidos sendo resfriados ou condensados entram pelo topo e saem pelo fundo.

Quanto ao diâmetro, procura-se utilizar o mesmo da tubulação conectada, se estiver definido, caso contrário há tabelas indicativas relacionando-o com o diâmetro do casco. Normalmente, estão entre 2 e 10 polegadas.

2.2.4 Placas de impacto

Para proteger os tubos do impacto da entrada da alimentação, principalmente quando há partículas sólidas, são utilizadas as placas de impacto (impingement plates). São placas planas ou curvas, com espessura de aproximadamente 6 mm e um pouco maiores que o bocal. Para sua instalação é necessário que alguns tubos sejam retirados do feixe.

De acordo com o TEMA, para fluidos não corrosivos, não abrasivos e sem mudança de fase, se o fator de impacto for maior que 1.500 lb/(ft s²) [2.230 kg/(m s²)] deve-se utilizá-las. Para todos os demais fluidos esse valor cai para 500 lb/(ft s²) [744 kg/(m s²)]. O fator de impacto é o produto da densidade do fluido e da velocidade ao quadrado (ρv^2).

2.2.5 Chicanas

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

O espaçamento entre as chicanas é padronizado pelas normas de trocadores de calor, que definem valores máximos e mínimos. De acordo com o TEMA, o espaçamento mínimo é igual a um quinto do diâmetro interno do casco ou a duas polegadas, aquele que for maior. O espaçamento máximo entre chicanas é definido pelo comprimento máximo de tubo não suportado (l_m). Esse comprimento é fornecido por tabelas que consideram o diâmetro externo e material do tubo. O comprimento máximo de tubo não suportado pode ser aproximadamente representado pela equação 2.25, para tubos de aço carbono e suas ligas, níquel e suas ligas etc.

$$l_m = 74 d_e^{0,75} \text{ (subtrair 12\% p/ tubo de Cu, Al, Ti...)} \quad (2.25)$$

com l_m e d_e , diâmetro externo do tubo, em polegadas. Se o tubo que compõe o feixe estiver na classe de materiais de cobre e suas ligas, alumínio e suas ligas, titânio e zircônio, subtrair de l_m 12%.

Na apresentação das figuras das chicanas, a seguir, o significado do comprimento máximo de tubo não suportado ficará mais claro.

Em razão das posições dos bocais do lado casco é muito comum que os espaçamentos da primeira e da última chicana sejam diferentes, normalmente maiores, daqueles referentes às chicanas intermediárias. Os espaçamentos das chicanas da entrada e da saída referem-se à distância da chicana ao espelho mais próximo.

A redução do espaçamento da chicana, na etapa de projeto, tende a elevar o coeficiente de troca de calor do lado casco, entretanto, o aumento do número de chicanas tende a aumentar os vazamentos da corrente principal no casco, reduzindo o efeito da diminuição do espaçamento. Os vazamentos (chicana-

tubo e casco-chicana) ocorrem em razão das aberturas inerentes à construção do equipamento, para que o feixe de tubos possa ser colocado dentro do casco e para que os tubos possam atravessar as chicanas. Isso será tratado posteriormente na etapa de projeto do trocador.

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

A chicana mais conhecida e utilizada é a segmentar, apresentada na Figura 2.10, a parte cinza representa a chicana, que consiste em um disco cortado, o setor cortado é a janela (J) da chicana, por onde poderá escoar o fluido do lado casco. A altura da janela da chicana é representada por l_c , a razão entre l_c e o diâmetro interno do casco (D_s), expresso em porcentagem, é o corte da chicana. Embora o diâmetro da chicana seja um pouco menor que o diâmetro do casco, por motivo de construção e montagem do feixe, o corte da chicana é expresso em função do diâmetro interno do casco. Dizer que o corte da chicana é 25% significa que l_c/D_s é igual a 0,25. No corte de duas chicanas consecutivas, estas estão em posições inversas a fim de causar escoamento cruzado no feixe de tubos, o que pode ser visto na Figura 2.10 (chicanas 1 e 2), bem como a distribuição das chicanas ao longo do casco. Para facilitar a visualização, na Figura 2.10 os tubos foram omitidos.

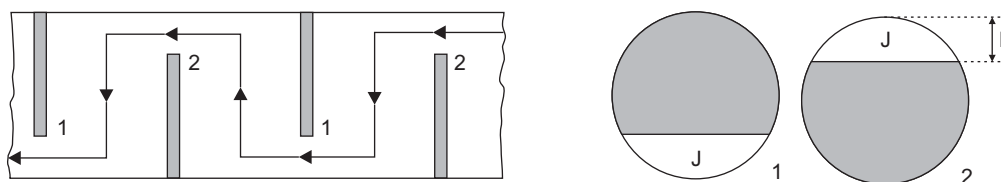


Figura 2.10 Chicana segmentar, janela, altura do corte e disposição no trocador.

Os tubos do feixe que estão na seção de escoamento cruzado entre duas chicanas consecutivas são apoiados nestas duas chicanas. Os tubos do feixe que passam por uma janela da chicana terão um comprimento sem apoio, igual ao dobro do espaçamento das chicanas, portanto, o termo comprimento máximo não suportado para o tubo, citado anteriormente, corresponde ao dobro do espaçamento das chicanas. Especial atenção para as situações nas quais os espaçamentos da primeira e da última chicanas forem diferentes dos demais, pois o comprimento máximo não suportado será a distância entre o espelho e a segunda chicana, para os tubos que passam pela janela da primeira (ou última) chicana.

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

Quando o projeto do trocador exigir perda de carga reduzida e isto não for conseguido com as chicanas segmentares, utilizam-se as chicanas duplamente ou triplamente segmentares, apresentadas na Figura 2.11.

Para as chicanas duplamente segmentares o corte é restrito a 20%-30% e deve haver superposição entre chicanas consecutivas para permitir o apoio de pelo menos uma fileira de tubos pelas duas chicanas. A definição do corte para esse tipo de chicanas é o mesmo das segmentares, considerando a chicana 2 da Figura 2.11a. As janelas das chicanas 1 e 2 devem ter a mesma área livre.

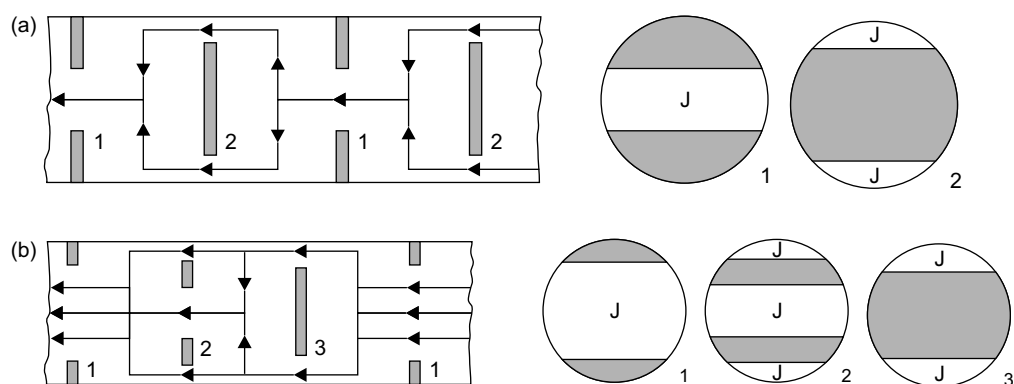


Figura 2.11 Chicanas duplamente segmentar (a) e triplamente segmentar (b).

Para todos os tipos de chicanas segmentares costuma haver sobreposição de pelo menos uma ou duas fileiras de tubos entre duas chicanas consecutivas, a fim de prevenir problemas de vibração dos tubos.

Existem trocadores com configuração tal que não se utilizam tubos passando pela janela das chicanas (no tubes in windows – NTIW), com o objetivo principal de evitar vibração nestes tubos. Com essa configuração a chicana sempre suporta todos os tubos do feixe, e nesse tipo de trocador são utilizadas chicanas segmentares. Podem ser introduzidos suportes intermediários, análogos à chicana 1 da Figura 2.11a. Considerações sobre o projeto e os problemas relacionados à vibração são apresentados e discutidos por Saunders.

Outro tipo de chicana é formado por uma placa circular da qual é retirado um disco central formando um anel e um disco, esse conjunto é denominado chicana disco e anel (disk and doughnut), apresentada na Figura 2.12. Atualmente, seu uso parece ser bem reduzido, Yokell cita duas publicações sobre essas chicanas.

Outro tipo, também pouco utilizado é a chicana de orifício (Figura 2.13), que consiste em placas circulares, sem cortes, nas quais os orifícios por onde passam os tubos apresentam diâmetros maiores que os padrões definidos para as chicanas segmentares. O escoamento se dá pelo espaço anular formado entre cada tubo e seu orifício correspondente na chicana, portanto, esse tipo de chicana, ao contrário das segmentares, faz com que o escoamento seja praticamente paralelo ao feixe. A perda de carga tende a ser elevada. A não existência de escoamento cruzado elimina o principal fator causador da vibração dos tubos em razão do escoamento no casco.

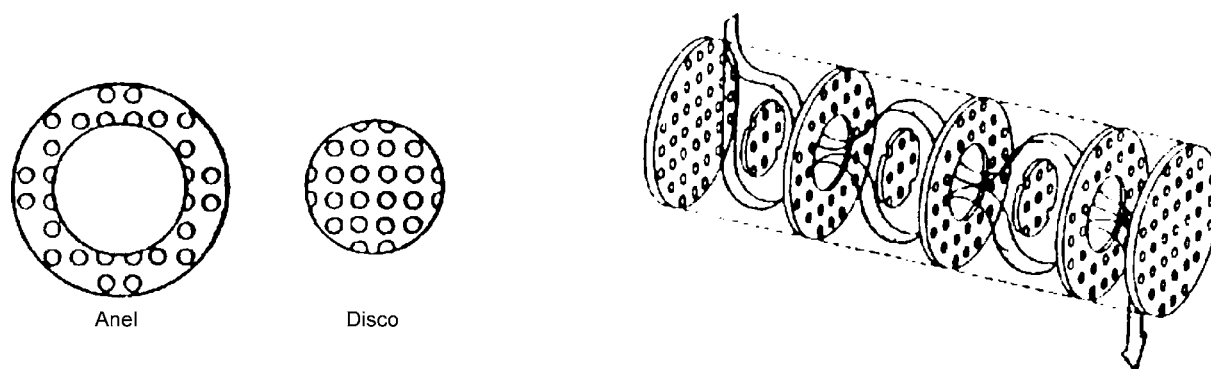


Figura 2.12 Chicana tipo disco e anel.

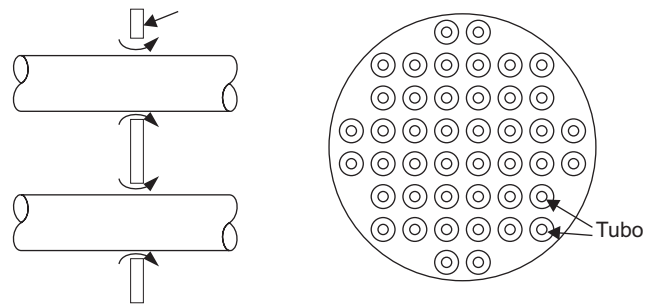


Figura 2.13 Chicana de orifício.

Existem outros tipos de chicanas que não têm a forma de placas perfuradas ou com cortes (nonplate baffles) e que apresentam grande importância no sentido de eliminar a vibração dos tubos e a redução de perda de carga. Normalmente, são chicanas patenteadas pelas empresas que as desenvolveram, e seus nomes passaram a designar o tipo de trocador. As principais são:

- “RodBaffle”, desenvolvida e patenteada pela Phillips Petroleum, designada por RBE (RODbaffle exchanger);
- “NESTS” (Neoteric Endo-Stratiformed Tube Support), desenvolvida pela Ecolaire Heat Transfer;
- “Holtec Non-Segmental Baffles”, desenvolvida pela Holtec International Corporation, figuras e fotos podem ser encontradas em Saunders e Yokell.

Saunders apresenta algumas informações sobre o desenvolvimento e a construção da “RodBaffle” e da “NESTS”. Especificamente, o histórico apresentado sobre a “RodBaffle” é bastante interessante.

A “RodBaffle” compreende um conjunto de quatro chicanas com espaçamento de 150 mm que se repete ao longo dos tubos. Cada uma é constituída por um aro circular onde são soldadas varas ou tiras, a diferença entre elas é a posição dessas varas ou tiras. O diâmetro das varas ou tiras é igual à abertura entre os tubos, e estes devem estar dispostos segundo um arranjo quadrado, embora haja referências do uso de arranjo triangular. O conjunto de chicanas, distribuídas ao longo do feixe, é apresentado na Figura 2.14. Em detalhe é mostrado que um tubo é apoiado de várias formas por chicanas consecutivas, impedido a vibração.

De acordo com Saunders, as duas primeiras chicanas possuem varas ou tiras horizontais e as duas últimas, verticais. A primeira chicana dá suporte às linhas ímpares do feixe (1, 3, 5, 7...) e a segunda, às linhas pares (2, 4, 6...). A terceira chicana dá suporte às colunas ímpares do feixe e a quarta, às pares. A ordem das chicanas pode ser diferente, intercalando-se uma com tiras horizontais e outra com tiras verticais. MaCabe, Smith e Harriott apresentam um desenho explicativo que mostra essa seqüência, também na Internet pode-se visualizar uma figura semelhante ao equipamento, no endereço http://fuelstechnology.com/heat_exchange.htm.

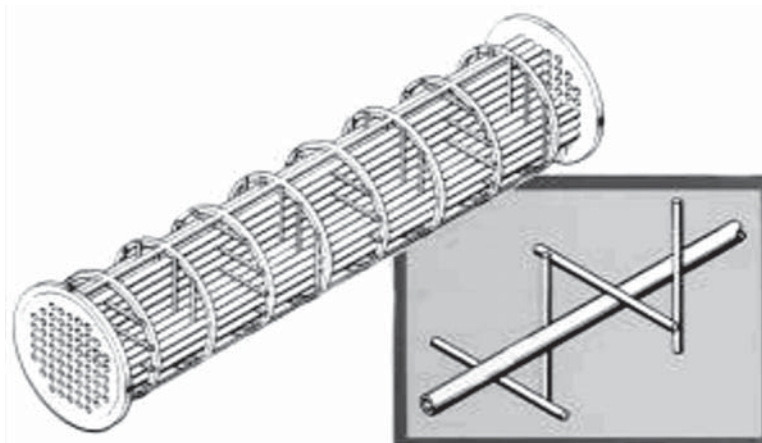


Figura 2.14 Trocador RodBaffle (<http://www.imbagnolo.com/index.html>).

2.2.6 Número de passagens dos fluidos num trocador casco e tubo

Passe ou passagem está relacionada ao percurso de um fluido de uma extremidade a outra do trocador. Se o fluido que escoa pelo lado tubo entra através de um bocal, percorre o trocador de ponta a ponta uma única vez e sai pelo outro bocal, este trocador terá uma passagem ou um passe no lado tubo. O mesmo raciocínio vale para o lado casco, mesmo que o percurso cruze o feixe várias vezes. Por convenção um trocador casco e tubo n - m implica n passagens no casco e m passagens no tubo.

Na Figura 2.15 é apresentado um trocador casco e tubo 1-1, ou seja, com uma passagem no lado casco e uma passagem no lado tubo. Para a configuração apresentada na Figura 2.15, o fluido do lado casco entra no trocador pelo bocal 1, atravessa o trocador cruzando o feixe de tubos várias vezes e sai pelo bocal 2. O equipamento foi percorrido de ponta a ponta uma única vez, portanto, tem uma passagem no lado casco. O fluido do lado tubo entra no trocador pelo bocal 3, tendo acesso ao carretel frontal e a todos os tubos, percorre o trocador pelo interior dos tubos e sai pelo bocal 4 localizado no carretel posterior. Esse fluido percorreu o trocador de um extremo ao outro uma vez, tendo, portanto, uma passagem no lado tubo.

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

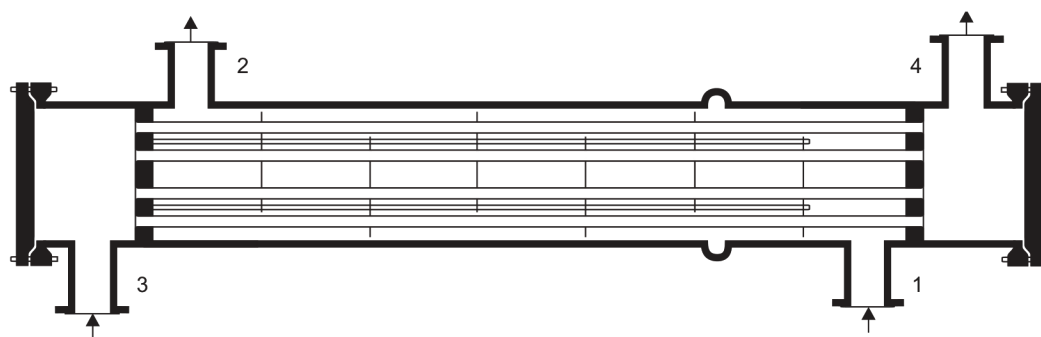


Figura 2.15 Trocador casco e tubo 1-1.

Na Figura 2.16 é apresentado um trocador casco e tubo 1-2, ou seja, com uma passagem no lado casco e duas passagens no lado tubo.

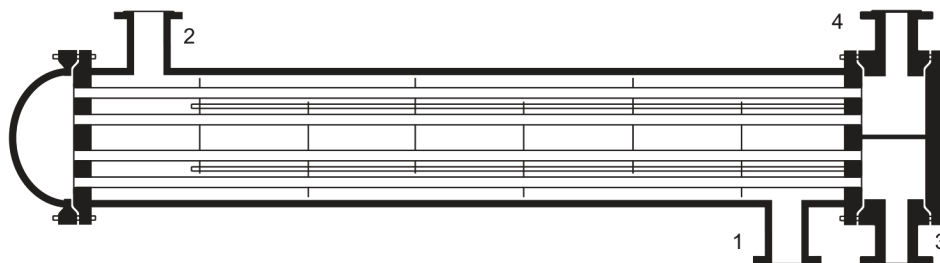


Figura 2.16 Trocador casco e tubo 1-2.

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

por esses tubos, ao carretel frontal, saindo pelo bocal 4. Portanto, o fluido percorreu o trocador duas vezes, ou seja, possui duas passagens no lado tubo.

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

A pergunta a ser feita agora é: se o Δt do trocador 1-2 é inferior ao Δt de um duplo tubo ou de um casco e tubo 1-1, operando em contracorrente, com as mesmas temperaturas terminais, por que utilizá-lo? A aplicação da equação 2.26 (equação de projeto), para determinar a área de troca, implicará em trocador maior?

$$q = U A \Delta t \quad (2.26)$$

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

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

É comum trocadores com até 8 passagens no tubo, podendo chegar até 16. Quando se tem mais que duas passagens, deve haver novas divisórias nos dois carretéis, procurando manter em cada passagem o mesmo número de tubos, o que nem sempre é mecanicamente viável. Na literatura há indicações de como devem ser as divisórias dos carretéis para possibilitar múltiplas passagens (Gupta, Saunders e Yokell). Embora possam existir trocadores com número de passagens ímpares (diferente de 1) no tubo, isso não é comum, pois há dificuldades mecânicas para trocadores com feixe removível, o que veremos posteriormente.

Há trocadores casco e tubo com mais de uma passagem no lado casco, uma das configurações é o casco e tubo 2-4, com feixe removível, o qual é apresentado na Figura 2.17. Quanto ao lado casco, nota-se a existência de uma chicana longitudinal, localizada no centro do feixe, a qual possui comprimento menor do que os tubos. O fluido que entra pelo bocal 1 só terá acesso à parte do feixe que estiver abaixo da chicana longitudinal. As chicanas transversais farão com que o fluido cruze várias vezes a metade do feixe, percorrendo o trocador uma vez. Ao chegar na outra extremidade onde termina a chicana longitudinal, o fluido terá acesso à metade superior do feixe, por onde fará o caminho de volta, saindo pelo bocal 2. O fluido do lado casco percorreu o trocador duas vezes. No lado tubo tem-se 4 passagens, o carretel frontal (anterior) possui duas divisórias, enquanto o carretel posterior possui uma .

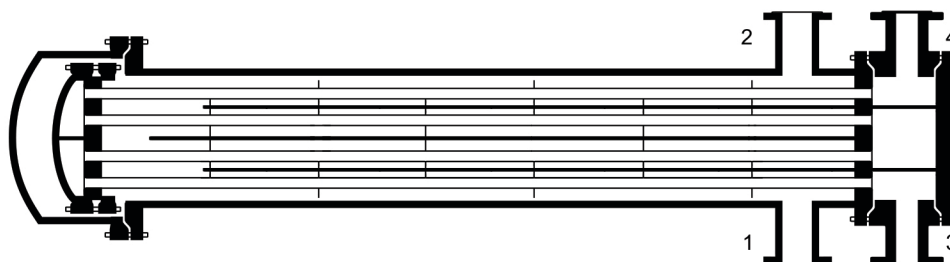


Figura 2.17 Trocador casco e tubo 2-4.

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

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

2.2.7 Diferença de temperatura média

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

A dedução para a verdadeira diferença de temperatura, por meio da integração da equação 10, não é simples e pode ser encontrada nos trabalhos originais ou em livros específicos como Kern. As soluções obtidas são apresentadas na literatura na forma de gráficos, os quais relacionam um fator de correção F com adimensionais de temperatura que dependem apenas das temperaturas terminais e das configurações de escoamento e de tipo de trocador. A mesma abordagem é dada para trocadores com escoamento cruzado, onde não se tem configuração em contracorrente ou em paralelo.

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

$$F = \frac{\Delta t}{MLDT_{\text{contr}}} \quad (2.27)$$

F é uma indicação da penalidade que se incorre em razão de o escoamento não ser totalmente contracorrente.

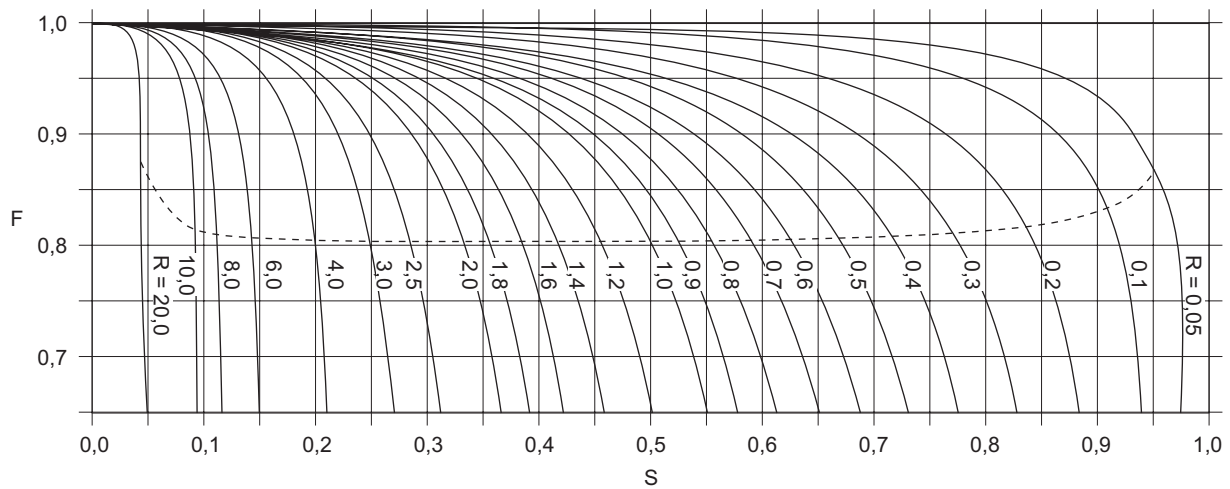
Os adimensionais de temperatura estão representados na equação 2.28, utilizando-se a mesma notação para as temperaturas terminais, definidas para o trocador duplo tubo.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.28)$$

R é a razão entre a queda de temperatura do fluido quente e o aumento de temperatura do fluido frio, ou seja, a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos frio e quente. S é a razão entre o aumento de temperatura do fluido frio e o máximo aumento que este fluido poderia ter em contracorrente, o que implicaria aproximação (approach) no terminal quente igual a zero ($T_1 = t_1$). O adimensional S é chamado de efetividade térmica.

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

Na Figura 2.18 encontra-se um gráfico típico para a obtenção de F.



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

Figura 2.18 Fator de correção da MLDT, para trocadores 1-2, 4, 6, 8, ... (Saunders).

A utilização desses gráficos é direta, tendo-se as temperaturas terminais calculam-se os adimensionais R e S e obtém-se F. O Δt real é obtido da equação 2.27, já que a MLDT em contracorrente é calculada a partir das temperaturas terminais. O fator F é normalmente menor que 1 pela própria definição, e assumirá o valor 1 quando um dos fluidos for isotérmico, pois essa é a única situação na qual a MLDT em paralelo é igual à em contracorrente. Para o trocador com diferentes passagens no casco e tubo, a equação de projeto passa a ser:

$$q = U A \Delta t = U A F \text{MLDT}_{\text{contr}} \quad (2.29)$$

Na realidade, o fator F depende do tipo de trocador e do número de passagens no casco e no tubo, além das temperaturas. Kern e Saunders apresentam trabalhos que mostraram que o efeito do número de passagens do lado tubo no fator F é praticamente desprezível. A diferença no valor de F de um trocador 1-2 e de um 1-8 é inferior a 1%. Portanto, o gráfico apresentado na Figura 2.18 é válido para trocadores 1-2, 1-4, 1-6, 1-8, ... Talvez seja por isso que alguns autores usam a notação 1-2* ou ainda 2-4*, implicando que o número de passagens é um múltiplo de 2 ou 4.

Há gráficos semelhantes para trocadores casco e tubo com 2, 3, 4, 5 e mais passes no casco. No Anexo 2 são apresentados os gráficos de F para trocadores com 1 e 2 passes no casco. Para um maior

número de passagens no casco esses gráficos podem ser encontrados na literatura (TEMA, Kern, entre outros). O gráfico apresentado na Figura 2.18 vale somente para trocadores casco e tubo com 1 passe no casco e qualquer número par de passes no tubo. Quando tratarmos do projeto de trocadores casco e tubo, apresentamos as equações que geraram esses gráficos.

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

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

Saunders apresenta uma análise interessante. No gráfico referente ao fator F para trocadores com uma passagem no casco foi traçada uma curva que representa todos os pontos nos quais $T_2 = t_2$, é o chamado encontro de temperaturas (“temperature meet”). É a linha tracejada na Figura 2.18. A região acima dessa curva corresponde à situação na qual $T_2 > t_2$, é quando ocorre a chamada aproximação de temperaturas (“temperature approach”). A região abaixo corresponde aos pontos onde $t_2 > T_2$, quando ocorre a chamada interseção de temperaturas (“temperature cross”). O encontro de temperaturas corresponde à região na qual F assume valores de aproximadamente 0,8, exceto nas extremidades do gráfico. O trocador com uma passagem no casco e um número par de passagens no tubo que estiver operando com aproximação de temperaturas apresentará valores de F superiores a 0,8 se estiver operando com interseção de temperaturas poderá apresentar valores abaixo de 0,8, pois quanto maior a interseção, menor o valor de F , como mostra o exemplo 1.

Exemplo 1 (Kern)

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

a) aproximação de 50°C ($T_2 > t_2$; $T_2 - t_2 = 50^\circ\text{C}$)

$$T_1 = 350^\circ\text{C}; T_2 = 250^\circ\text{C}; t_1 = 100^\circ\text{C} \text{ e } t_2 = 200^\circ\text{C}$$

$$R = 1,0 \text{ e } S = 0,40; \text{ por intermédio da Figura 2.18 obtém-se } F = 0,925$$

b) aproximação de 0°C ($T_2 = t_2$; $T_2 - t_2 = 0^\circ\text{C}$)

$$T_1 = 300^\circ\text{C}; T_2 = 200^\circ\text{C}; t_1 = 100^\circ\text{C} \text{ e } t_2 = 200^\circ\text{C}$$

$$R = 1,0 \text{ e } S = 0,50; \text{ através da Figura 2.18 obtém-se } F = 0,805$$

c) cruzamento de 20°C ($T_2 < t_2$; $t_2 - T_2 = 20^\circ\text{C}$)

$$T_1 = 280^\circ\text{C}; T_2 = 180^\circ\text{C}; t_1 = 100^\circ\text{C} \text{ e } t_2 = 200^\circ\text{C}$$

$$R = 1,0 \text{ e } S = 0,56; \text{ pelo gráfico semelhante ao da Figura 2.18 obtém-se } F = 0,64$$

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

Exemplo 2

Tomemos o caso c, do Exemplo 1, o que ocorre com F se aumentarmos o número de passagens no casco?

$$R = 1,0 \text{ e } S = 0,56$$

- a) Trocador 1-2 $\Rightarrow F = 0,64$ (Figura 2.18).
- b) Trocador 2-4 $\Rightarrow F = 0,93$ (Figura correspondente ao trocador 2-4).
- c) Trocador 3-6 $\Rightarrow F = 0,97$ (Figura correspondente ao trocador 3-6).

Pelo apresentado e pelos Exemplos 1 e 2, conclui-se que, sendo necessária a utilização de trocadores com diferentes números de passagens no casco e tubo e havendo apenas aproximação de temperaturas ($T_2 \geq t_2$), um trocador com uma passagem no casco será possível. Havendo interseção de temperaturas ($t_2 > T_2$) será necessário o uso de mais de uma passagem no casco. Quanto maior a interseção, maior o número de passagens no casco.

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

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

É recomendável que se analise os comentários e as discussões apresentados por Kern referente à diferença de temperatura real para trocadores casco e tubo 1-2 e suas limitações quanto à recuperação de calor, apresentada nos Capítulos 7 e 8 de seu livro.

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

Efeito de um pequeno número de chicanas

No caso de trocadores casco e tubo 1-1, para a dedução da MLDT há mais uma hipótese, além das apresentadas no caso do duplo tubo. Ela está relacionada ao espaçamento das chicanas: em um espaçamento de chicanas a variação da temperatura do fluido do casco deve ser pequena comparada com a variação total. Isto significa que deve haver um número grande de chicanas no trocador, caso contrário a MLDT pode não representar o sistema. Considerações similares se aplicam ao trocador 1-2. Trabalhos sobre o assunto (ver Saunders, p. 201) mostram que o número de espaços entre chicanas deve ser maior que 5, o que corresponde a 6 chicanas.

2.2.8 Trocadores casco e tubo – configurações mecânicas

Os trocadores de calor casco e tubo podem ser classificados também quanto as suas características mecânicas. Pretende-se aqui dar uma visão geral de forma simplificada sobre as principais características

mecânicas dos trocadores casco e tubo. Outros detalhes podem ser encontrados em obras especializadas, como Yokkel, Saunders, entre outros.

De forma simplificada, os trocadores casco e tubo podem ser divididos em trocadores de espelho fixo e trocadores de cabeçote ou espelho flutuante com feixe removível.

a) Espelho fixo

O trocador casco e tubo com espelho fixo é o mais simples e barato, os espelhos são soldados à carcaça, portanto, o feixe não pode ser removido. Não é possível nenhum tipo de manutenção ou limpeza mecânica na superfície externa dos tubos. Por esse motivo seu uso é restrito a fluidos não incrustantes que escoam pelo casco, ou se incrustarem pode-se utilizar limpeza química. O fluido mais incrustante deverá circular pelos tubos. Se algum tubo se rompe ou é danificado, os orifícios desse tubo nos dois espelhos devem ser fechados. Na Figura 2.19 são apresentadas duas configurações de trocadores com espelho fixo, uma do tipo 1-1 e outra 1-2.

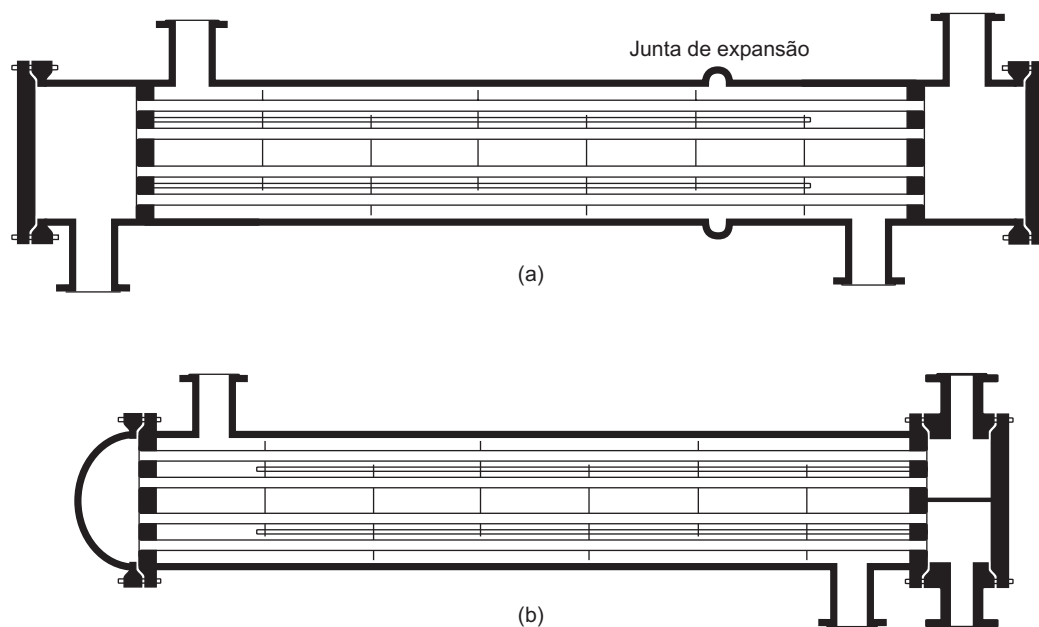


Figura 2.19 Trocador casco e tubo com espelho fixo (a) 1-1 com junta de expansão (b) 1-2.

É bastante comum ter-se os tubos e o casco de diferentes materiais, e esse tipo de trocador não acomoda expansão diferencial do casco e tubo, a menos que se utilize uma junta de expansão no casco, mostrada na Figura 2.19a. O problema pode ser mais grave em trocadores 1-2, onde tanto a carcaça quanto os tubos de cada passe podem se expandir de forma diferenciada, tensionando os espelhos fixos.

Característica vantajosa e importante, além do custo, desse tipo de trocador, é a inexistência de juntas de vedação internas, reduzindo os pontos de vazamentos. Isso o habilita a operar a altas pressões ou com substâncias perigosas. Além disso, os tubos mais externos do feixe podem ficar mais próximos do casco, assim um maior número de tubos pode ser colocado no feixe.

Na Figura 2.19 observam-se também diferentes tipos de carretéis, que podem ser utilizados nas outras configurações mecânicas. Na Figura 2.19a, ambos os carretéis possuem tampa removível, isso permite acesso aos tubos, para limpeza, sem precisar desconectar o equipamento da tubulação. Já na Figura 2.19b, um dos

carretéis é do tipo boné, sem tampa removível.

Há trocadores desse tipo com 22 m de comprimento (feixe).

b) Espelho ou cabeçote flutuante

São trocadores que possuem um espelho fixo, porém, não soldado ao casco, e o outro é livre para acomodar expansão diferencial entre o casco e os tubos. Assim, é possível a retirada do feixe de dentro do casco para manutenção e limpeza da superfície externa dos tubos. Na Figura 2.20 são apresentadas duas configurações de trocadores com cabeçote flutuante. Na Figura 2.20a percebe-se, de um lado, um espelho estacionário, preso entre as flanges do casco e do carretel frontal, na outra extremidade o espelho não é preso ao casco, podendo se movimentar ou “flutuar”. A tampa do carretel flutuante é presa ao espelho e todo o feixe pode ser removido pelo lado do espelho estacionário. Essa configuração é chamada de espelho flutuante removível pelo carretel (pull-through), é a que apresenta maior facilidade para remoção do feixe.

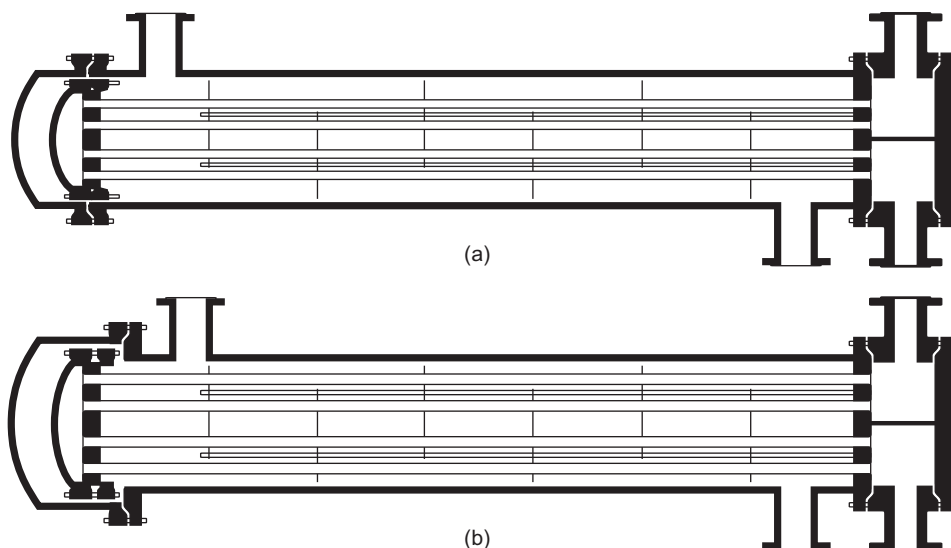


Figura 2.20 Trocador casco e tubo com cabeçote flutuante: (a) de espelho flutuante removível pelo carretel (pull-through); (b) com anel bipartido.

Na Figura 2.20b é representada a configuração com anel bipartido (split ring floating head), nota-se que o diâmetro da tampa do carretel flutuante e a tampa do casco são maiores que o diâmetro do casco. Um anel é preso ao espelho e a tampa do carretel é presa a esse anel. Esse conjunto localiza-se na tampa do casco, além do término da parte principal do casco. Isso permite que um maior número de tubos possa ser colocado no feixe, em comparação com o tipo “pull-through”, mas inferior ao que é possível alocar num espelho fixo. Comparando-se as Figura 2.20a e b, nota-se que no caso (b) a distância entre os tubos externos ao feixe e o casco é menor. Na etapa de projeto veremos que um vão muito grande entre o feixe e o casco forma um canal indesejável no lado casco, possibilitando a formação de uma corrente que não cruza o feixe.

As configurações, com feixe removível, utilizam tubos de no máximo 9 m de comprimento com o feixe pesando até 20 t. Em termos de pressão de operação o “pull-through” pode ser utilizado com pressões interna de 70 bar, enquanto o de anel bipartido, de 50 bar.

Além dessas duas configurações apresentadas há pelo menos outras duas, “outside packed lantern ring” e “outside packed stuffing box”, que não trataremos aqui.

c) Tubos em U

Ao contrário dos trocadores casco e tubo apresentados até aqui, esse tipo possui tubos na forma de U, possibilitando a construção com apenas um espelho, sendo ele estacionário. A outra extremidade do feixe pode se expandir livremente em relação ao casco. Esse trocador é apresentado na Figura 2.21.

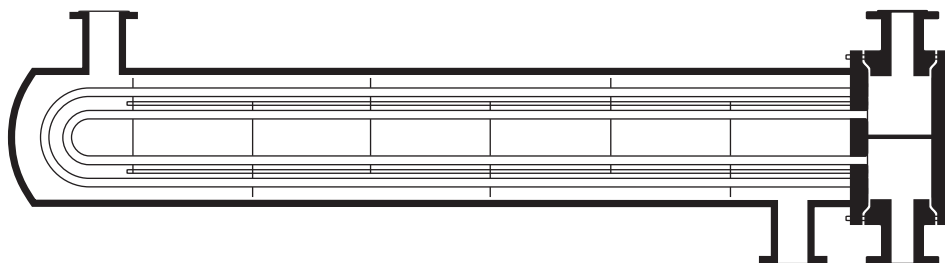


Figura 2.21 Trocador casco e tubo com tubos em U.

O feixe pode ser removido do casco para limpeza da parte externa dos tubos, mas apenas os tubos externos podem ser substituídos, pois normalmente o feixe é construído com tubos em U com diferentes raios de curvatura. O principal problema é a limpeza mecânica no interior dos tubos, devido à parte curva dos tubos, principalmente aqueles com pequeno raio.

Da mesma forma que o trocador com espelho fixo, o trocador com tubo em U não necessita de juntas internas de vedação, possibilitando que os tubos externos do feixe fiquem próximos ao casco. Entretanto, como não é possível fazer curvaturas com raios muito reduzidos, o número de tubos dentro de um casco é inferior ao de espelho fixo e é comum ter-se um vazio no centro do feixe. Pode ser mais econômico que o espelho fixo com junta de expansão. Para efeito de área de troca é computada apenas a parte reta dos tubos.

No endereço www.scam-spa.it/SCAM%20America/home2.htm pode ser vista uma foto de um feixe em U.

Para efeito de comparação entre essas configurações mecânicas e indicações de quando utilizá-las, em termos de fatores de incrustação dos fluidos, Goldshtein apresenta algumas recomendações, reproduzidas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 Recomendações para a escolha da configuração mecânica do trocador.

Fator de incrustação ($h \text{ ft}^2\text{°F/Btu}$)		Tipo do feixe
Tubo	Casco	
$\leq 0,002$	$> 0,002$	Tubos em U
Qualquer valor	$\leq 0,002$	Espelho fixo com limpeza química no lado casco
$> 0,002$	$> 0,002$	Cabeçote flutuante

Bell apresenta uma comparação mais geral entre essas configurações mecânicas; reproduzida na Tabela 2.3.

Podem ser encontradas na Internet, páginas de fabricantes de equipamentos que fornecem detalhes e características dos trocadores de calor. No endereço www.bos-hatten.com há um conjunto de fotos que mostra etapas de construção de um trocador, montagem do feixe, diferentes tipos de trocadores casco e tubo etc. Outros endereços são: www.amerindustrial.com/heat.htm; www.souheat.com/shellandtubexchangers.html.

Tabela 2.3 Principais características das configurações mecânicas de trocadores casco e tubo (Bell).

Tipo de projeto	Espelho fixo	Tubo em U	Espelho flutuante removível pelo carretel	Cabeçote flutuante com anel bipartido	Cabeçote flutuante com anel de vedação em caixa de gaxeta	Cabeçote flutuante com gaxeta externa
Custo relativo	B	A	E	E	C	D
Dispositivo para expansão diferencial	Junta de expansão no casco	Tubos expandem livremente	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante	Cabeçote flutuante
Feixe removível	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de substituição do feixe	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de substituição individual de tubos	Sim	Apenas nas linhas externas	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de limpeza química do interior e exterior dos tubos	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de limpeza mecânica do interior dos tubos	Sim	Com ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de limpeza mecânica do exterior dos tubos, com arranjo Δ	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possibilidade de limpeza mecânica do exterior dos tubos, com arranjo $\square$	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza por jatos hidráulicos, interior do tubo	Sim	Com ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza por jatos hidráulicos, exterior do tubo	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Possível espelho duplo	Sim	Sim	Não	Não	Não	Sim
Número de passe no tubo	Sem limitação prática	Qualquer número par	Sem limitação prática**	Sem limitação prática**	Limitado a 1 ou 2	Sem limitação prática
Eliminação de gaxeta interna	Sim	Sim	Não	Não	Sim	Sim

*A – mais barato, E – mais caro, A e B não diferem muito quando o tubo é grande; **para 1 passe requer junta específica.

2.2.9 Designação dos trocadores casco e tubo de acordo com o TEMA

A norma TEMA utiliza um código com números e letras que define as dimensões e o tipo do trocador casco e tubo. As dimensões fornecidas (números) são o diâmetro nominal do casco e o comprimento dos tubos. O tipo de trocador (letras) refere-se ao cabeçote anterior (fixo), tipo de casco e cabeçote posterior.

Dimensões

O diâmetro nominal do casco é o diâmetro interno, normalmente em polegadas, arredondado para o inteiro mais próximo. Para cascos de refervedores do tipo “kettle” deve ser fornecido o diâmetro de entrada, por onde o feixe de tubos entra no casco, e o diâmetro do casco. Quando se utiliza o sistema inglês de unidades, as dimensões devem ser dadas em polegadas, para o sistema métrico, em milímetros.

Tipos

Os tipos de cabeçote anterior, casco e cabeçote posterior são apresentados pelo TEMA na forma de tabela, reproduzida no Anexo 3.

Para o cabeçote anterior, a notação utilizada pelo TEMA é:

- A carretel com tampa removível
- B carretel tipo boné com tampa integral
- C carretel integral com o espelho com tampa removível e feixe removível
- N carretel integral com o espelho com tampa removível e feixe não removível
- D vedamento especial para altas pressões

Para o casco, a notação utilizada é:

- E uma passagem no casco
- F duas passagens no casco
- G fluxo dividido
- H fluxo duplamente dividido
- J fluxo de entrada ou de saída dividido
- K tipo refervedor “kettle”
- X fluxo cruzado

Para o cabeçote posterior, a notação utilizada:

- L espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo A
- M espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo B
- N espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo N
- P cabeçote flutuante com gaxeta externa
- S cabeçote flutuante com anel bipartido
- T espelho flutuante removível pelo carretel (pull-through)
- U feixe em U
- W espelho flutuante com anel de vedamento especial

Por exemplo, um trocador casco e tubo, com espelho flutuante, com anel bipartido, com carretel e tampo removíveis, casco de passe simples, com diâmetro interno de 21,25 polegadas e tubos de 16 ft de comprimento, será designado de acordo com o TEMA, como:

TAMANHO 21-192 TIPO AES (SIZE 21-192 TYPE AES) (ver Anexo 3).

2.3 Trocador de calor de placas

Trocador de calor de placas consiste de um suporte onde placas independentes de metal, sustentadas por barras, são presas por compressão, entre uma extremidade móvel e outra fixa. Entre placas adjacentes formam-se canais por onde os fluidos escoam. A troca de calor se dá através de cada placa, de um lado tem-se o fluido frio e do outro, o quente. Na Figura 2.22 são mostradas montagens típicas com a estrutura do trocador.

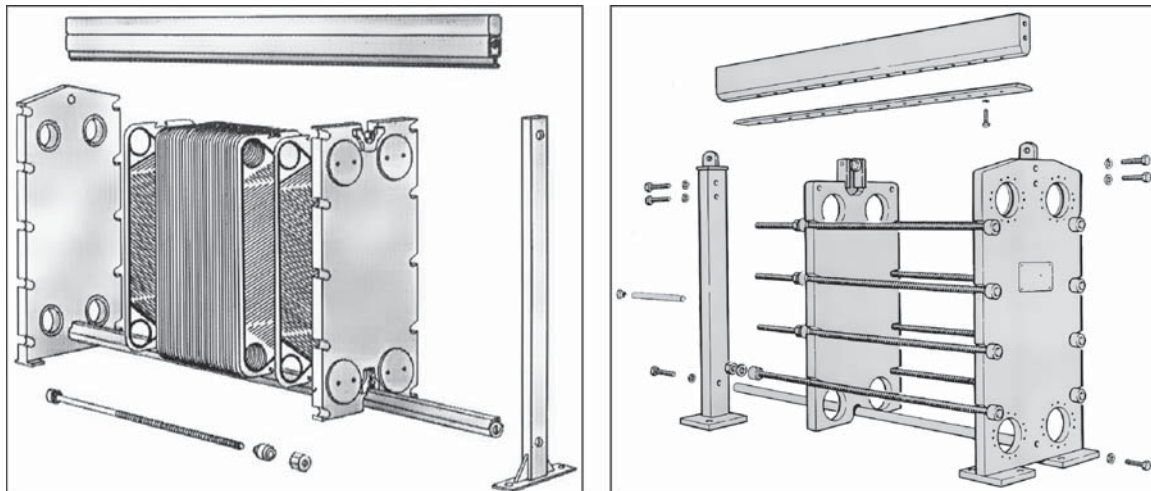


Figura 2.22 Vista explodida de um trocador de placas.

Na Figura 2.23 é apresentado um conjunto de placas exemplificando uma das formas de escoamento no trocador, a estrutura do trocador que consta da Figura 2.22 foi omitida.

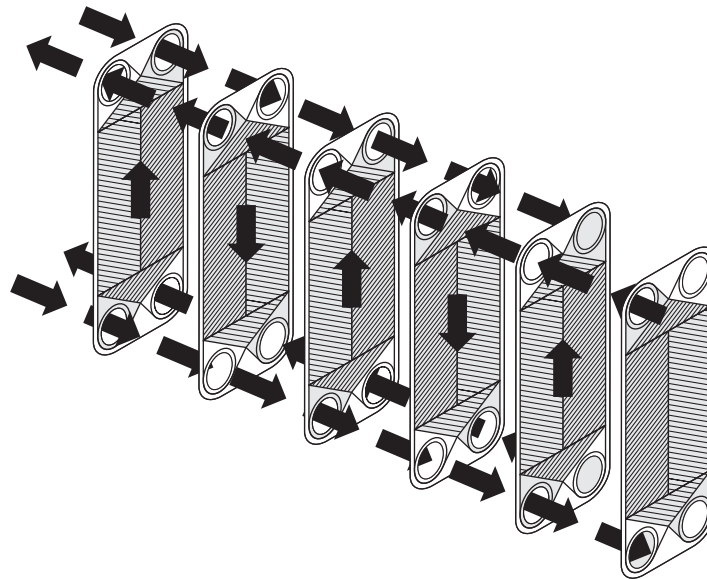


Figura 2.23 Escoamento em um trocador de placas.

Os trocadores de placa foram introduzidos em 1930 na indústria de alimentos em razão da facilidade de limpeza, projetos preliminares já haviam surgido muitos anos antes. A partir da década de 60 houve grande impulso e desenvolvimento ampliando sua faixa operacional. Atualmente, ele compete em setores que historicamente utilizam outros tipos de trocadores.

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

2.3.1 Placas

As placas são feitas por prensagem e apresentam superfície com corrugações, as quais fornecem maior resistência à placa e causam maior turbulência aos fluidos em escoamento. Podem ser feitas de

qualquer material que possa ser prensado. Normalmente, são utilizados materiais nobres como aço inox, titânio, ligas titânio-paládio, Incoloy 825, Hastelloy, Inconel 625, Diabon F, entre outros. O mais utilizado é o aço inoxidável 316.

Na Figura 2.24 é apresentada uma placa típica, com corrugações (1), bocais para os fluidos (2, 3, 4 e 5) e juntas de vedação (6). Em duas placas consecutivas as juntas de vedação se invertem nos bocais. No tipo de placa apresentado na Figura 2.24, o fluido A entra na placa, por exemplo, pelo bocal 3 e sai pelo 5, entretanto, pode-se ter o fluido entrando pelo bocal 3 e saindo pelo 4, desde que se altere a posição das juntas de vedação nos bocais, como representado nas placas da Figura 2.23.

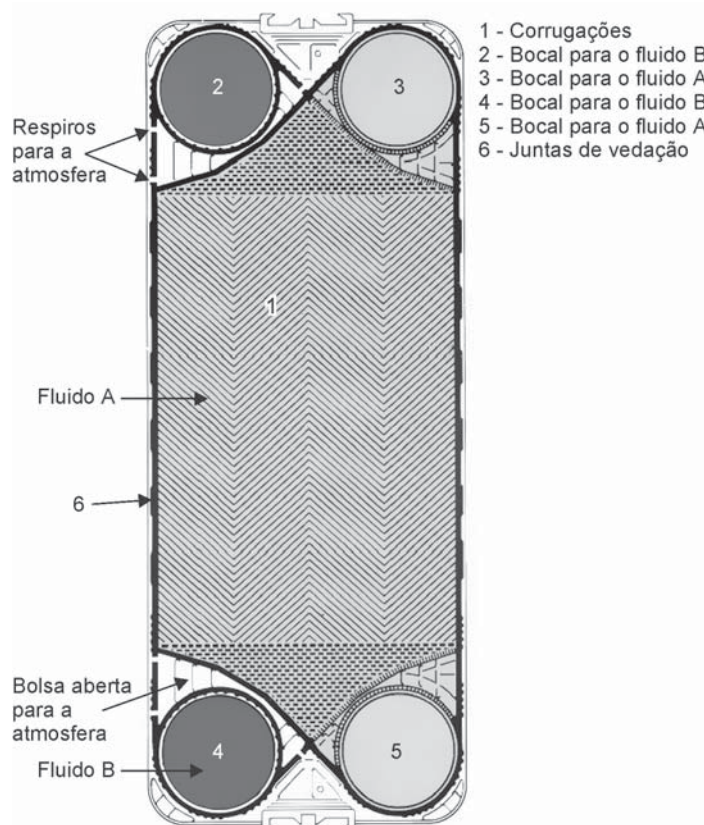


Figura 2.24 Placa de troca.

Mesmo que uma vedação se rompa, a mistura entre os fluidos é improvável, pois há sempre duas vedações separando os fluidos. As bolsas em volta do bocal possuem respiros para a atmosfera (locais sem vedação), caso haja vazamento no bocal, por exemplo, o líquido sai do trocador e uma segunda vedação impede a mistura com o outro fluido, conforme pode ser visto na Figura 2.24.

Os fabricantes têm desenvolvido placas com diferentes tipos de corrugações, embora as mais conhecidas sejam as chamadas “espinha de peixe” (“herringbone”) e “tábua de lavar roupa” (“washboard”), as quais podem ser visualizadas na Figura 2.25, ou nos catálogos dos fabricantes. As corrugações permitem que haja pontos de contato entre placas. A placa com corrugação “espinha de peixe” possui mais pontos de contato, permitindo que sua espessura seja menor. Quando se utiliza a corrugação “espinha de peixe”, as direções das corrugações são invertidas para duas placas consecutivas. A consulta aos catálogos dos

fabricantes é recomendável, pois estes apresentam diferentes tipos de placas e suas características, além de figuras ilustrativas.

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

Na Figura 2.25 pode ser visualizada também a diversidade de tamanhos dessas placas.



Figura 2.25 Diferentes tipos e tamanhos de placas (APV).

2.3.2 Juntas de vedação (Gaskets)

As juntas de vedação são responsáveis pelo direcionamento dos fluidos dentro do trocador, impedem a mistura entre eles e evitam o vazamento para o exterior. As juntas distribuem os fluidos pelos dois lados da placa, fazendo com que cada lado tenha fluidos diferentes. Elas ocupam toda a periferia da placa, dois bocais integralmente e a parte externa dos outros dois bocais de cada placa, isso pode ser observado na Figura 2.24. A junta deve ser de material flexível, de modo que, com a compressão das placas, ocorra a vedação.

Os principais materiais utilizados para juntas em trocadores de placa, normalmente elastômeros, são apresentados na Tabela 2.4, indicando a temperatura máxima de operação.

Tabela 2.4 Principais materiais utilizados para as juntas de vedação (Saunders).

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

* Pouco usada em razão da baixa elasticidade.

2.3.3 Bocais

Os bocais do trocador são utilizados para entrada e saída dos fluidos, podem estar localizados em um ou em ambos os extremos do trocador, na estrutura de fixação das placas, como pode ser visto na Figura 2.23. Quando estão na mesma extremidade, parte fixa, o trocador pode ser aberto sem ser desconectado das tubulações.

O escoamento na placa pode ser diagonal ou vertical em função da posição dos bocais e juntas de vedação nas placas. A configuração vertical, mostrada na Figura 2.24, é mais comum.

2.3.4 Placas conectoras

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

2.3.5 Vantagens e restrições

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

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

Vantagens

- Facilidade de acesso à superfície de troca, substituição de placas e facilidade de limpeza, daí seu uso consagrado em indústrias de alimentos. Veja a Figura 2.22.
- Flexibilidade, a alteração da área de troca é possível, basta adicionar ou remover placas.
- Fornece grandes áreas de troca ocupando pouco espaço, são trocadores compactos comparados com o casco e tubo. Em alguns catálogos de fabricantes há comparações entre o espaço ocupado por esses trocadores realizando o mesmo serviço.
- Pode operar com mais de dois fluidos, como no caso da pasteurização.
- Elevados coeficientes de transferência de calor para ambos os fluidos podem ser obtidos em razão das corrugações das placas. Para número de Reynolds de 10-400 já se tem regime turbulento.

- Incrustação reduzida em razão da alta turbulência, ocasionando menos paradas para limpeza.
- Baixo custo inicial.
- Não é necessário isolamento, apenas as bordas das placas são expostas à atmosfera.
- Não ocorre mistura das correntes mesmo que a vedação falhe.
- Pequeno volume de fluido retido no trocador, permite respostas rápidas no controle de variáveis.

Restrições

De acordo com Bell, em “Heat Exchangers: Thermal-hydraulic fundamentals and design”, 1980, em termos de pressão temos:

Qualquer trocador de placas resiste a pressões de 7 atm, muitos podem ser projetados para 10 atm, alguns para 15 atm, poucos para 20 atm e um ou dois para 25 atm.

Outra restrição grave para os trocadores de placas refere-se às temperaturas de operação em razão das juntas de vedação. Temperatura máxima de 260°C, com amianto, nem sempre utilizável em consequência da baixa flexibilidade, ou cerca de 180°C para outras juntas.

Vazão máxima de operação de 2.500 m³/h com bocais de até 400 mm.

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

2.3.6 Tipos de operação e configurações de escoamento

O termo passe ou passagem também se aplica aos trocadores de placa, refere-se a um grupo de canais no qual o escoamento está na mesma direção. É possível ter-se passe único ou múltiplos.

Em termos gerais, o tipo de escoamento para cada fluido no trocador de placas pode ser em série ou paralelo. No arranjo em série, a vazão total passa por todas as placas em série, a corrente muda de direção após cada percurso vertical, ou seja, após cada placa. No arranjo em paralelo, a corrente se divide por vários canais e depois se junta. Normalmente, quando se tem passes múltiplos, cada passe possui o mesmo número de canais em paralelo.

As placas das extremidades não são placas de troca de calor, elas estão em contato com as placas da estrutura do trocador. Portanto, para efeito de área de troca, o número de placas é $n - 2$, sendo n o número total de placas.

Os principais arranjos são:

Contracorrente com uma passagem para cada fluido (Arranjo 1/1, “looped flow”)

Nesta configuração todos os canais estão em paralelo, se acompanharmos uma massa de fluido, ela só passa por uma placa, podendo haver operação em contracorrente ou em paralelo. Dois tipos de arranjos são possíveis, o tipo Z e o U, como pode ser visto na Figura 2.26.

Essas configurações são utilizadas quando se opera com grandes vazões e necessita-se de pequenas variações de temperatura. O número de canais em paralelo dependerá da capacidade do trocador e da perda de carga.

No arranjo em U os 4 bocais para entrada e saída dos fluidos estarão na extremidade fixa do trocador, facilitando sua abertura, portanto é a configuração preferida. Entretanto, no arranjo em Z a distribuição do escoamento é mais homogênea.

Em termos de número de placas, a configuração apresentada na Figura 2.26a teria 9 placas no total, colocadas entre os terminais da estrutura do trocador, sendo 7 placas de troca de calor. No caso da Figura 2.26b teria 13 placas no total e 11 placas de troca de calor.

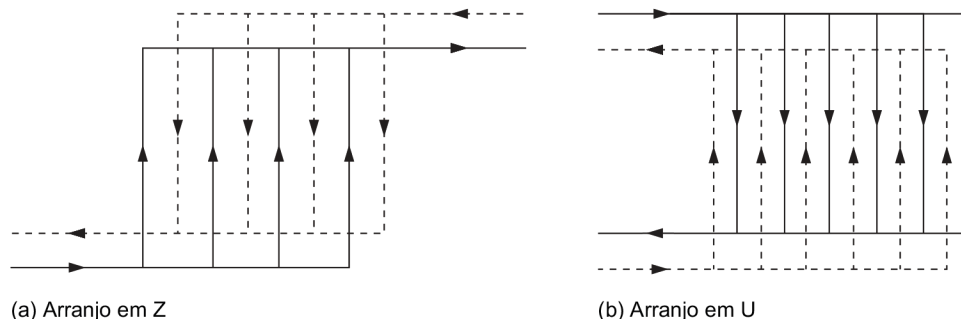


Figura 2.26 Contracorrente 1-1.

Arranjo 2/2

Arranjos com múltiplas passagens consistem em passes ou passagens conectadas em série. No arranjo com dois passes, 2/2, os fluidos escoam por duas passagens em série com o mesmo número de canais em todas as passagens. Na Figura 2.27 são apresentadas duas configurações com duas passagens (2/2).

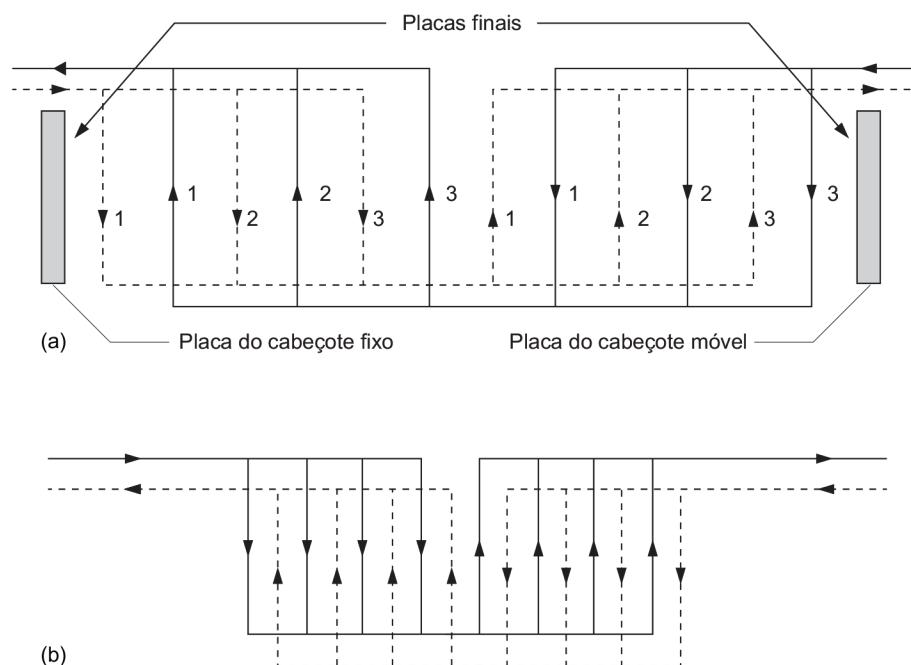


Figura 2.27 Arranjo 2/2: (a) $2 \times 3/2 \times 3$, (b) $2 \times 4/2 \times 4$.

Na Figura 2.27a cada passagem possui três canais em paralelo, e lá é apresentada a numeração dos canais em paralelo, para cada fluido e cada passagem. Esse trocador costuma ser designado como $2 \times 3/2 \times 3$. Na Figura 2.27b cada passagem possui quatro canais em paralelo, portanto, é um trocador $2 \times 4/2 \times 4$. Nos dois casos a operação é em contracorrente, exceto na placa central, onde os fluidos mudam de direção e o escoamento é em paralelo.

Esse arranjo é utilizado para serviços com grandes variações de temperaturas (“range”) e pequenas diferenças de temperaturas entre os fluidos.

Arranjo 2/1

No arranjo 2/1 há um fluido com passagem única e o outro com duas passagens em série. Este arranjo é representado na Figura 2.28, e observa-se que metade da unidade está em contracorrente e metade em paralelo.

Este arranjo é utilizado quando um dos fluidos apresenta vazão muito maior do que o outro. O fluido com maior vazão escoa com uma passagem e maior número de canais. Essa configuração é utilizada também se a perda de carga admissível de um dos fluidos for muito menor que a do outro.

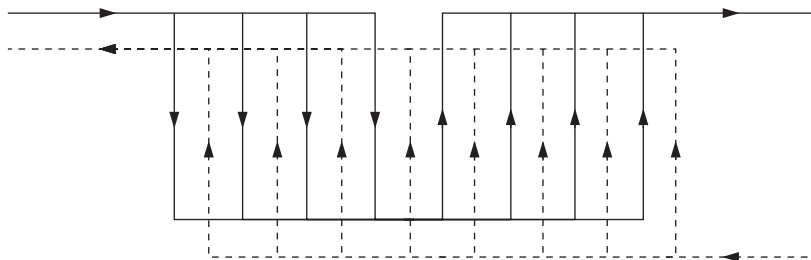


Figura 2.28 Arranjo 2/1 ($2 \times 4/1 \times 8$).

Outra configuração seria com todos os canais em série, isso significa que toda a vazão passa por todos os canais, como apresentada na Figura 2.29, para apenas um dos fluidos. A operação pode ser em contracorrente ou em paralelo. Essa configuração será empregada quando houver baixas vazões e grande variação de temperatura de cada fluido (“temperature range”); raramente ela é utilizada.

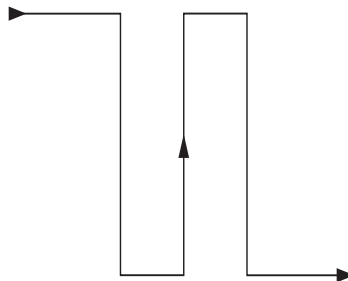


Figura 2.29 Arranjo em série.

Relacionando-se as passagens do trocador de placas com o casco e tubo pode-se afirmar que o número de passagens no lado tubo pode ser comparado com o número de passes de qualquer dos fluidos. O número de tubos de cada passagem pode ser comparado ao número de canais por passagem do trocador de placas.

Considerando que os trocadores de placas foram desenvolvidos nas empresas que os produzem, não há tanta informação disponível na literatura sobre o projeto desse equipamento como há para o trocador casco e tubo. Kakaç e Liu apresentam correlações para o cálculo da perda de carga e o coeficiente de transferência de calor por convecção para trocadores de placa, e uma avaliação de um trocador é apresentada como exemplo.

Informações específicas sobre os trocadores de placas podem ser encontradas nos catálogos e nas páginas dos fabricantes na Internet, como por exemplo:

www.alfalaval.com; www.apv.com; www.tranter.com; www.muel.com; www.swep.se; www.ittstandard.com; www.polarisphe.com; www.apema.com.br.

Foram desenvolvidos trocadores de placas que podem resistir a pressões maiores, com placas soldadas. São os chamados “Brazed plate heat exchanger”, não possuem juntas de vedação, entretanto,

apresentam a desvantagem de não poderem ser desmontados. O trocador de placas convencional também é designado como “Gasketed plate heat exchanger” ou “Plate and Frame heat exchanger”.

2.4 Trocador de calor espiral (“Spiral heat exchanger”)

O trocador de calor espiral foi desenvolvido na década de 1930 para a indústria de papel em substituição aos casco e tubos pois estes entupiam freqüentemente, entretanto, seu uso não foi expandido para outras indústrias. São equipamentos bastante compactos, porém, relativamente caros, e considerados eficientes, pois apresentam boas características de transferência de calor e ocupam pequeno espaço físico. Podem trabalhar com aproximações (“approach”) de temperatura de 3°F. São considerados um tipo de trocador de placas.

O trocador de calor espiral consiste de duas placas de metal enroladas em espiral, com espaço entre elas. Os fluidos são separados por uma superfície curva, que causa turbulência e dificulta a formação de incrustação. Na Figura 2.30 é apresentado um trocador de placas espiral.

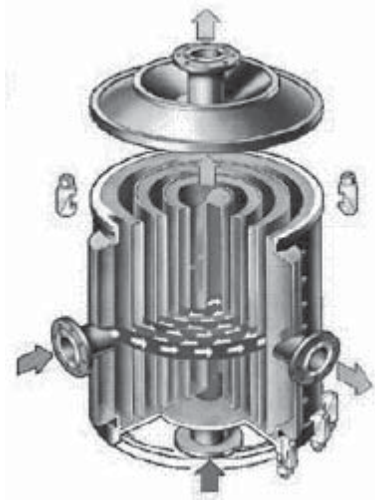


Figura 2.30 Trocador de placas espiral (Alfa Laval).

A abertura da tampa superior, como pode ser visto na Figura 2.30, permite o acesso ao canal de escoamento de um dos fluidos, enquanto o outro canal será acessível pela tampa inferior.

Há poucas informações disponíveis em livros e em artigos específicos, suas principais características são:

- Utilizado para fluidos viscosos, lamas e líquidos com sólidos em suspensão.
- A curvatura contínua induz turbulência.
- Passagem única em contracorrente.
- Materiais de construção: aço carbono, inox, ligas nobres, titânio.
- Espessuras das chapas ≈ 2 a 4 mm.
- Distância entre placas de 4 a 20 mm, mantida por espessadores tipo pino.
- Pressão **máxima** de operação ≈ 20 atm.
- Temperatura **máxima** $\approx 400^{\circ}\text{C}$.
- Área de troca de 0,5 a 500 m² em um único corpo.

Costuma ser construído em três tipos principais que diferem quanto às conexões e ao arranjo de escoamento.

O tipo I possui tampas planas sobre os canais. O escoamento é em contracorrente com conexões no centro e na periferia. Uma corrente entra no centro da unidade e escoar para a parte externa, enquanto a outra entra na periferia e caminha para o centro. É utilizado em operações com líquidos, condensação ou resfriamento de gases.

Quando opera com sólidos, a montagem é horizontal, quando opera com vapor utiliza-se montagem vertical.

O tipo II é projetado para escoamento em fluxo cruzado. Um canal é completamente selado nas partes de cima e de baixo, enquanto o outro é aberto nas partes superior e inferior. Dessa forma, um dos fluidos escoar pelo canal espiral e o outro, em fluxo cruzado. Esse tipo é muito utilizado como condensador de superfície em plantas de evaporação (o vapor escoar pelo canal aberto).

O tipo III pode desempenhar quatro tarefas no mesmo equipamento, na condensação de misturas de vapor superaquecido e de gases incondensáveis. Resfria o vapor superaquecido, condensa, resfria o condensado e resfria os não condensáveis. O fluido refrigerante flui da periferia para o centro. O vapor entra pela parte superior, onde é distribuído pelos canais abertos.

Outros detalhes podem ser encontrados nos seguintes endereços: www.us.thermal.alfalaval.com e www.kineticengineering.com.

2.5 Trocador de calor tipo lamela (“Lamella heat exchanger”)

O trocador de calor tipo lamela é uma modificação do casco e tubo, consiste de uma carcaça tubular dentro da qual há um feixe que forma canais estreitos, aproximadamente retangulares, chamados lamela. Na Figura 2.31 são apresentados detalhes desse trocador: (a) um visão geral do equipamento (catálogo Rosenblads), (b) uma foto (www.bergblunds.se), (c) esquema de uma lamela e (d) feixe de lamelas.

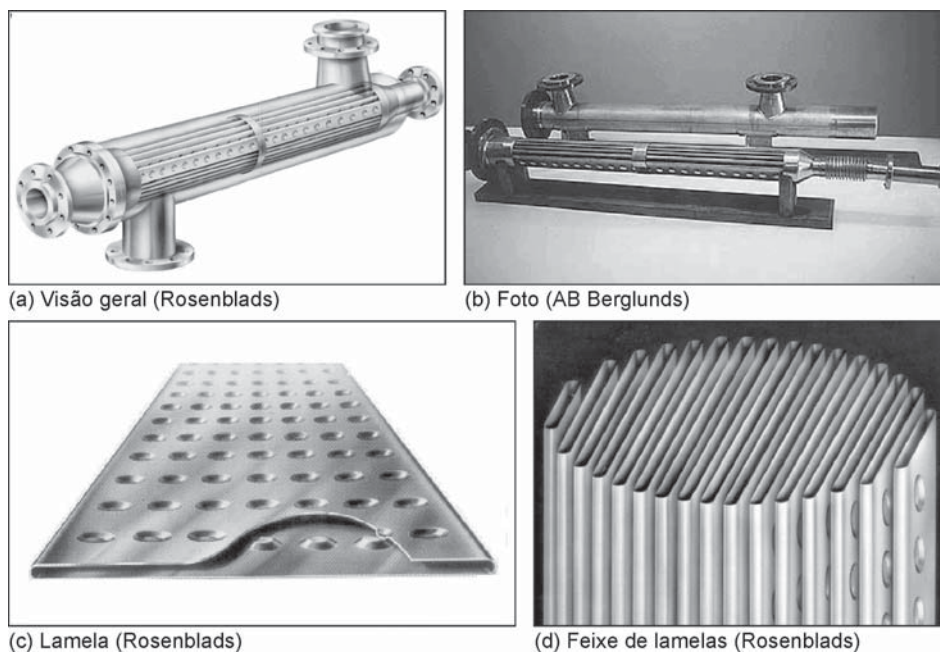


Figura 2.31 Trocador de calor tipo lamela.

Não há chicanas nem múltiplas passagens, opera em verdadeira contracorrente. As unidades são padronizadas e possuem as seguintes características:

- Comprimento máximo de 6 m.
- Há 12 tamanhos de diâmetros para o casco, variando de 125 a 1.000 mm.
- Áreas de troca de calor variam de 1 a 1.000 m².
- O feixe pode ser retirado, mas a superfície interna da lamela só pode ser limpa quimicamente.
- Temperaturas máximas: 220°C com junta de PTFE, 500°C com junta de amianto.
- Pressão máxima: depende do diâmetro do casco (D_s).
 $D_s = 300 \text{ mm} \Rightarrow p = 35 \text{ atm}$
 $D_s = 1000 \text{ mm} \Rightarrow p = 10 \text{ atm}$
- Materiais de construção: aço inox, Incolloy 825, Hastelloy C-276, titânio. O casco pode ser em aço carbono.

2.6 Outros tipos de trocadores de calor

Trocadores de calor compactos

São os equipamentos que apresentam alta razão entre área de transferência de calor e volume do trocador. Essa razão, para trocadores compactos operando com correntes de líquidos ou de duas fases, é superior a 400 m²/m³ e acima de 700 m²/m³ para correntes de gases. Os trocadores de calor de placas e espiral, vistos anteriormente, são exemplos desse tipo de equipamento, entretanto, há outros tipos que ainda não foram citados, como os de placas ou tubos aletados (“Plate-fin; tube-fin”).

Os trocadores compactos apresentam algumas vantagens, como, por exemplo:

- Alta efetividade – possibilita trabalhar com menores aproximações de temperaturas.
- Menor volume do trocador – comparando com casco e tubo que realiza o mesmo serviço.
- Menor volume de fluido – retém menos fluido em seu interior.
- Consome menos energia – pode operar com menores diferenças de temperaturas entre os fluidos.

Normalmente um dos fluidos de operação é um gás.

Variações do trocador casco e tubo

Duas modificações importantes do trocador casco e tubo são os trocadores “RodBaffle”, já apresentado, e “Twisted Tube”.

O “Twisted Tube” é formado por um feixe de tubos, sendo que cada tubo é torcido causando escoamentos giratórios tanto do lado tubo quanto do lado casco. Esse equipamento não necessita de chicanas. Na Figura 2.32 é apresentada uma visão geral do feixe do trocador.



Figura 2.32 Visão geral do feixe do trocador “Twisted” (Brown Fintube).

Na Figura 2.33 são apresentados detalhes sobre os tubos e o feixe, os quais permitem melhor entendimento do equipamento. Veja também a página www.brownfintube.com.

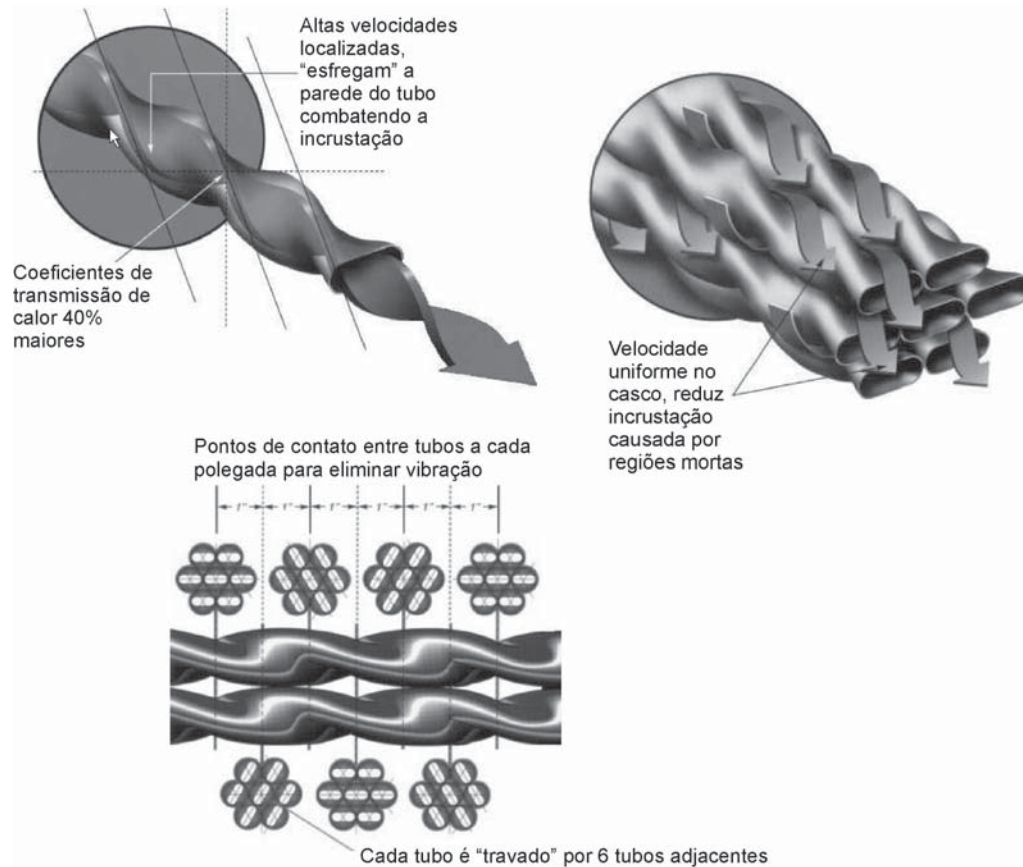


Figura 2.33 Detalhes dos tubos e arranjo no trocador “Twisted” (Brown Fintube).

Resfriadores a ar (“Air-cooled”)

São equipamentos tubulares nos quais o ar, como meio refrigerante, passa pela superfície externa dos tubos. O fluido no interior do tubo é resfriado ou condensado. Exemplos conhecidos são os chamados radiadores dos automóveis.

O ar está disponível em quantidades ilimitadas, porém, suas propriedades para a transferência de calor não são boas quando comparado com a água. Tanto a condutividade térmica quanto o calor específico da água são maiores que os do ar, além da densidade. Para realizar o mesmo serviço com a mesma variação de temperatura do fluido refrigerante sempre será necessária maior quantidade de ar.

Para não depender das condições atmosféricas, os resfriadores a ar possuem ventiladores para impulsionar a corrente de ar sobre a superfície de troca, normalmente aletada. Detalhes e informações sobre o projeto térmico podem ser encontrados em Saunders.

Na página da Internet www.software.aeat.com/htfs/open.htm há uma seqüência de “slides” sobre trocadores de calor. Isso está contido na página do HTFS Heat Transfer and Fluid Flow Service, importante entidade ligada ao desenvolvimento de projetos de trocadores de calor. A seqüência está organizada da seguinte forma, cada item compreende um conjunto de “slides”:

- Introdução a trocadores de calor
- Seleção de trocadores de calor
- Trocadores de calor casco e tubo
- Projeto de casco e tubo

3. Projeto de trocadores de calor casco e tubo

No campo de atuação do engenheiro químico o projeto de um trocador de calor refere-se a um dimensionamento termo-hidráulico do equipamento. Isso significa que o trocador de calor dimensionado deverá ser capaz, durante determinado período, de realizar serviço térmico, com determinada perda de carga máxima para cada corrente. O equipamento deverá satisfazer, simultaneamente, requisitos de transferência de calor e de perda de carga.

Na transferência de calor o aumento da velocidade de escoamento dos fluidos tende a aumentar os coeficientes de transferência de calor por convecção e, portanto, o coeficiente global U . Isso implicará menor área de troca necessária e equipamento mais barato. Por outro lado, o aumento da velocidade aumentará a perda de carga e o gasto com bombeamento dos fluidos. Portanto, o aumento da velocidade tende a reduzir o equipamento e seu custo e a aumentar o custo de bombeamento. A prática do projeto consiste em impor uma perda de carga máxima admissível e dimensionar o trocador de calor procurando utilizar toda a perda de carga permitida. As perdas de carga admissíveis são impostas durante a realização do projeto e os valores admitidos costumam estar entre 10 e 25 psi para líquidos e apresentam valores menores, de cerca de 2 psi, para gases e vapores, dependendo da pressão de operação.

No projeto deve-se procurar utilizar toda a perda de carga admissível, desde que se consiga alguma redução da área de troca ou alguma melhoria no equipamento.

3.1 A lógica do projeto

O trocador de calor deve satisfazer os requisitos do processo, isto é, realizar a troca de calor especificada com perda de carga limitada (limite predeterminado), mesmo com incrustação, até a parada para limpeza ou manutenção.

Há muitas incertezas no projeto, como a previsão das propriedades físicas, as correlações para o cálculo dos coeficientes de transmissão de calor, as restrições de dimensões e parâmetros, as condições operacionais podem variar e o desconhecimento das características da incrustação.

No projeto de trocadores de calor costuma-se distinguir a avaliação (“rating”) e o dimensionamento (“sizing”).

Na avaliação de um trocador de calor, este já existe e está totalmente especificado, as entradas ou dados conhecidos são as dimensões e o tipo do equipamento, as vazões e as temperaturas de entrada dos fluidos e as perdas de carga admissíveis. O calor trocado, as temperaturas de saída e as perdas de carga serão calculados e comparados com o que o processo necessita. Se o desempenho térmico for aceitável e a perda de carga não ultrapassar os limites estabelecidos, o trocador poderá ser utilizado no processo. A avaliação não implica chegar à melhor forma de utilizar o equipamento, mas simplesmente se determinado serviço pode ser realizado.

No dimensionamento, a área de troca de calor e as dimensões do trocador de calor devem ser determinadas, essa é a especificação para construir um trocador para atender às necessidades de um processo. O que se conhece como entradas para o projeto são as vazões e as temperaturas de entrada dos fluidos, uma das temperaturas de saída, o tipo de superfície, as perdas de carga admissíveis e as propriedades físicas. O dimensionamento resulta na avaliação de vários trocadores propostos, com diferentes detalhes geométricos.

O procedimento ou a estrutura lógica para o projeto de um trocador de calor está representado na Figura 3.1.

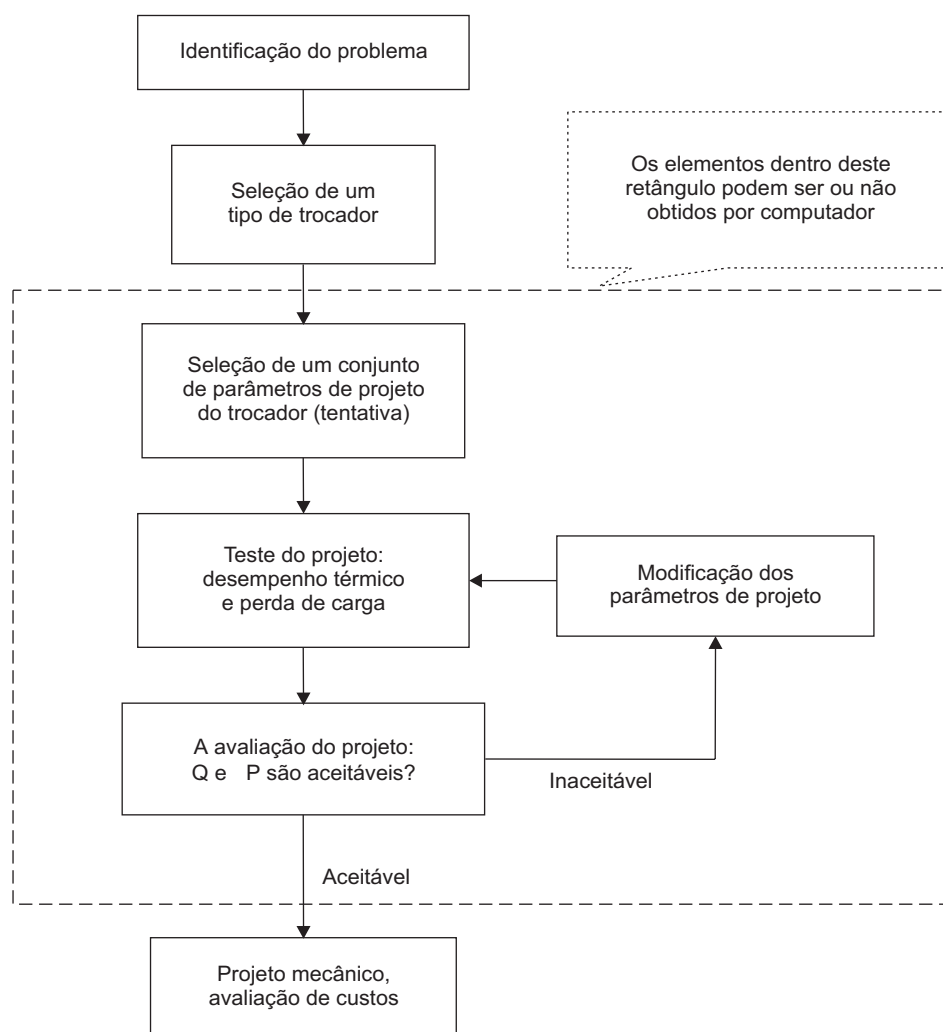


Figura 3.1 Estrutura lógica para o projeto de trocador de calor (Bell, 1981c).

Deve-se notar que o centro desse procedimento consiste, de forma simplificada, em supor um trocador, impondo suas características geométricas com base em critérios e/ou experiência, e testá-lo. A análise criteriosa dos resultados indicará nova tentativa ou aceitação do trocador suposto.

3.2 Fatores de incrustação

Na apresentação dos trocadores casco e tubo foram feitas referências aos termos incrustação e fator de incrustação. Agora explicitaremos o seu significado e importância tanto no projeto quanto na operação de trocadores de calor.

Incrustação (“fouling”) é qualquer depósito indesejável em superfícies de transmissão de calor que aumente as resistências à transferência de calor e ao escoamento.

Um trocador de calor é um equipamento que deve realizar determinado serviço térmico (alterar as condições térmicas de correntes de um processo) com determinada perda de carga máxima, durante certo tempo. O aumento da resistência, devido à incrustação, tende a prejudicar seu desempenho térmico e a aumentar a perda de carga das correntes.

Nos equipamentos de transmissão de calor, por exemplo, no trocador casco e tubo, pode haver formação de depósitos nas superfícies interna e externa dos tubos. Ela se forma por diferentes razões, como, sedimentação, corrosão, cristalização, entre outras, dependendo do tipo de fluido e das condições de escoamento. Informações sobre mecanismos de formação de incrustação podem ser encontradas em Saunders (1986).

A incrustação pode se depositar de forma não uniforme no trocador em razão de as características de escoamento, sua composição e propriedades físicas normalmente não serem conhecidas. Mesmo que fossem conhecidas, sua utilidade seria pequena no projeto de trocadores de calor devido à impossibilidade de prever, com precisão, sua velocidade de crescimento, espessura e local de depósito.

Como vimos anteriormente, a equação para a transmissão de calor num trocador de calor é:

$$q = U A \Delta t \quad (3.1)$$

U é o coeficiente global de transmissão de calor com base, por convenção, na área externa dos tubos, A , e Δt é a média logarítmica das diferenças de temperatura para operação em contracorrente multiplicado pelo fator de correção F (no caso de diferente número de passagens no casco e nos tubos).

Deve-se fazer uma distinção para o coeficiente global nas situações da superfície de troca estar limpa ou incrustada. U_c é o coeficiente para a superfície limpa e U_d , o coeficiente de projeto para a superfície incrustada. Se desprezarmos a condução através da parede do tubo, os coeficientes globais se relacionam pela equação 3.2.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{di} + R_{do} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (3.2)$$

sendo R_d a soma dos fatores de incrustação individuais e lembrando que h_{io} é coeficiente de transmissão de calor por convecção no interior do tubo corrigido para a área externa.

O conceito de fator de incrustação assume que a incrustação cobre uniformemente a superfície de troca de calor, representando uma resistência antecipada à transferência de calor causada pela incrustação.

Se o equipamento é projetado para condições limpas, isto é, sem incrustação, durante a operação seu desempenho pode diminuir rapidamente, ficando abaixo da especificação de projeto. Em termos de calor trocado, significa que não trocará a quantidade especificada pelo processo.

Os fatores de incrustação, de cada fluido, referem-se apenas à transmissão de calor, são resistências à transferência de calor que reduzem o valor de U . Embora a incrustação reduza a área de escoamento e, conseqüentemente, aumente a perda de carga, o fator de incrustação considera apenas a parte térmica.

No projeto busca-se compensar a redução que ocorrerá na transferência de calor em razão da incrustação, considerando os fatores de incrustação que acarretarão aumento na área de troca necessária.

Na literatura encontram-se tabelas, normalmente baseadas no TEMA, que fornecem valores do fator de incrustação para diversos fluidos, sendo a maioria da indústria petroquímica. Sempre que possível deve-se utilizar valores de fator de incrustação experimentais ou com base na experiência que se tem com os fluidos que operam no trocador. Sabe-se que o fator de incrustação é afetado por temperatura, velocidade do fluido e tipo de superfície metálica.

As críticas ao uso de valores tabelados do fator de incrustação são:

- Os valores apresentados não indicam o período de tempo de operação contínua.
- Não há distinção entre escoamento no casco e no tubo.
- Não há menção sobre o tipo de material do tubo nem seu arranjo no feixe.
- Apenas para água e óleo cru os fatores são relacionados à velocidade de escoamento e à temperatura do fluido.
- Quando são relacionados à temperatura, consideram a temperatura do fluido e não a da parede.
- A fonte ou origem dos dados não é explicada.

A escolha do valor do fator de incrustação deve ser feita com critério, principalmente se o trocador apresentar valores elevados do coeficiente global U . Um valor fixo do fator de incrustação afetará muito mais a área necessária em equipamentos que apresentem valores altos de U . A seguir isso ficará mais claro.

O calor trocado em condições de incrustação seria:

$$q_d = U_d A_d \Delta t_d \quad (3.3)$$

o subscrito d refere-se à condição de incrustação.

As condições do processo determinam o calor trocado e os valores das temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Vamos impor que o calor trocado e as temperaturas nas condições com e sem incrustação sejam os mesmos e tentar identificar qual o aumento de área que se teria, em razão da incrustação, para que o serviço continuasse a ser realizado.

Da equação 3.2 temos:

$$U_d = \frac{U_c}{1 + U_c R_d} \quad (3.4)$$

Escrevendo a equação para as condições sem e com incrustação e lembrando que nesses dois casos o calor trocado e a diferença de temperatura devem ser iguais, chega-se à equação 3.5.

$$\frac{A_d}{A_c} = 1 + U_c R_d \quad (3.5)$$

Se não houvesse incrustação, A_d/A_c seria igual a 1, portanto, o termo $U_c R_d$, na equação 3.5, representa o aumento de área em consequência da incrustação.

Se tivermos duas situações, em uma o valor de U_c é $2.200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e na outra, $250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e em ambas o fator de incrustação é de $0,0005 \text{ m}^2\text{K/W}$. Qual o excesso de área causado pela incrustação nos dois casos?

Aplicando-se a equação 3.5, para cada caso, chega-se a:

Quando $U_c = 2.200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, o excesso de área é 1,10 (110%)

Quando $U_c = 250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, o excesso de área é 0,125 (12,5%)

Ou seja, o aumento de área em razão da incrustação é muito maior em equipamento que apresenta valores elevados de U .

Isso pode ser visualizado, de forma geral, no gráfico apresentado na Figura 3.2.

A escolha inadequada do valor do fator de incrustação, na etapa de projeto do trocador de calor, pode trazer sérios problemas durante a operação do equipamento. Suponhamos que no projeto adotou-se determinado valor do fator de incrustação menor do que o real, desconhecido durante o projeto. Os fatores

de incrustação levam em conta um período de operação, após o qual o equipamento deve ser limpo. No caso considerado o trocador não será mais capaz de realizar o serviço antes da parada programada para a limpeza. Ou seja, a adoção de um fator de incrustação menor do que o real acarretou subdimensionamento do trocador de calor.

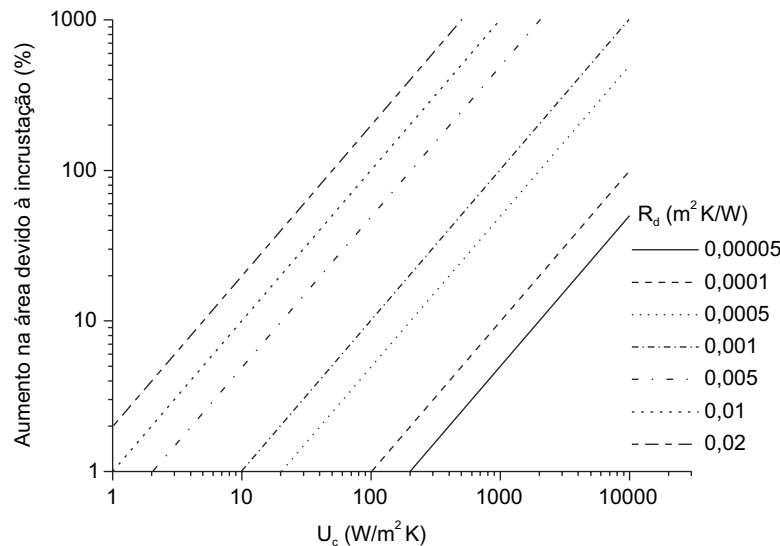


Figura 3.2 Efeito da incrustação na área de troca.

3.3 Critérios para alocação das correntes

No projeto ou na avaliação de trocadores de calor deverá ser feita a escolha de qual fluido escoará pelo lado tubo e qual pelo lado casco. Devem ser considerados os seguintes fatores:

- Incrustação – o fluido mais incrustante deve ser colocado no lado tubo em razão da facilidade de limpeza, especialmente se é necessária limpeza mecânica.
- Corrosão – o fluido mais corrosivo deve ser alocado no lado tubo, dessa forma apenas os tubos, os carretéis e os espelhos deverão ser de materiais ou ligas que não sejam corroídos, normalmente mais caros. A alocação no casco implicaria que, além dessas partes, o casco também deveria ser daqueles materiais.
- Pressão – o fluido com maior pressão deve ser colocado no lado tubo. Os tubos com pequenos diâmetros e espessuras de parede normais resistem a pressões elevadas. A construção de um casco para resistir à alta pressão tende a ser mais cara.
- Viscosidade – o fluido com maior viscosidade deve ser colocado no lado casco, pois será mais fácil atingir-se regime turbulento, devido à forma de escoamento no casco. Escoamento turbulento no lado casco é obtido com número de Reynolds inferior ao do lado tubo.
- Coeficiente de transferência de calor (h) – o fluido com menor valor de h deve ser colocado no casco, pois há maiores possibilidades de elevar esse valor por meio de, por exemplo, chicanas e tubos com aletas externas.
- Vazão – o fluido com menor vazão deve ser colocado no casco, semelhante ao fluido mais viscoso.

Não havendo restrições ou se os fluidos apresentarem características semelhantes, deve-se considerar as duas configurações, invertendo-se os fluidos, e identificar o melhor projeto. Pode ocorrer também haver conflitos entre as indicações, nesse caso, cabe ao projetista tentar identificar a mais importante.

Às vezes, fluidos como a água são citados separadamente, por sua grande utilização como meio resfriador e por apresentar elevado fator de incrustação. Goldstein indica que a água de resfriamento é sempre colocada no lado tubo. Outras referências podem ser consultadas, como, por exemplo, Saunders (1986) e Mukherjee (1998).

3.4 Projeto térmico – dimensionamento de trocador de calor casco e tubo

Há vários métodos de cálculo de trocadores de calor Casco e Tubo, muitos estão disponíveis na literatura, enquanto outros, desenvolvidos por empresas ou institutos especializados, podem ser utilizados apenas pelos patrocinadores ou associados.

Os métodos que estão no primeiro caso são aqueles amplamente divulgados em artigos ou livros, chamados de literatura aberta, e em sua maioria são considerados métodos “manuais”. Os que se colocam no segundo caso são métodos desenvolvidos para utilização de computadores, nos quais não foram feitas tantas simplificações para facilitar os cálculos, portanto, são mais precisos e confiáveis.

Serão citados rapidamente os principais métodos da literatura aberta e apresentado com detalhes o método Bell-Delaware, considerado entre estes o mais adequado e preciso.

Cabe aqui comentar sobre a importância, mesmo com os inúmeros recursos computacionais atuais, dos métodos ditos “manuais”. São eles:

- Os “pacotes computacionais” para o cálculo de trocadores de calor normalmente não são disponíveis para uso pedagógico; para o ensino e obtenção de experiência inicial no projeto é fundamental ter-se métodos conhecidos e não “caixas-pretas”.
- A utilização desses “pacotes” poderá ser mais útil se o usuário tiver noção do equipamento e das variáveis que afetam o projeto, o que pode ser feito com os métodos “manuais”.
- Os métodos manuais permitem estimativas rápidas.

Finalmente, é importante citar o artigo publicado em 1979 por J. Taborek, “Evolution of heat exchanger design techniques”, *Heat Transfer Engineering*, vol. 1, nº 1, july-september. O autor participou do desenvolvimento de um dos mais importantes programas computacionais para o cálculo de trocadores de calor, tendo sido diretor técnico do Heat Transfer Research Inc. No final do referido artigo o autor faz uma projeção sobre os futuros desenvolvimentos nas técnicas de projeto de trocadores de calor, especificamente sobre os programas computacionais, sendo que muitas delas tornaram-se realidade. Após listar essas projeções, faz o seguinte comentário “... muitos dos itens anteriores não necessariamente constituem progresso real. Confiança nos resultados de computadores tornaram-se mais comuns, como a falta de experiência de projetistas. Isto é particularmente assustador, pois todos sabem que nenhum programa de computador com a magnitude que estamos lidando pode ser *completamente* checado. Erros em geral e mesmo aqueles envolvendo princípios fundamentais não serão detectados. Para remediar isso, ênfase será dada ao aumento da otimização da lógica computacional, complicando ainda mais os programas. Para quebrar esse círculo vicioso, teremos de eventualmente tirar a poeira do *Process heat transfer* de Kern e outra vez começar a educar os engenheiros em como projetar trocadores de calor”.

3.4.1 Métodos de cálculo

Um histórico detalhado sobre o desenvolvimento dos métodos de projeto de trocadores casco e tubo é apresentado por Taborek e de forma mais resumida por Goldstein (1987).

Os métodos de cálculo dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga mais utilizados e conhecidos, da literatura aberta, são:

1. Método Donahue – publicado originalmente em 1949, com versão expandida em 1955, foi bastante utilizado em razão de sua simplicidade.
2. Método Kern – tem importância bastante grande, tornou-se o padrão industrial utilizado durante muitos anos. Talvez ainda hoje seja o método mais conhecido, embora sua precisão seja reconhecidamente inferior

à de outros. Sua publicação data de 1950 no consagrado livro *Process heat transfer* de D. Q. Kern. O grande mérito não se refere às correlações usadas, mas à maneira global como abordou o problema do projeto de trocadores de calor, como um todo, que permanece válido ainda hoje. É um dos poucos livros que trata realmente de projeto de trocadores de calor com informações práticas e exemplos de trocadores industriais. O escoamento no lado casco é bem mais complexo do que esse método considerava.

3. Método de Tinker – analisou a complexidade do escoamento no lado casco e sugeriu a divisão do escoamento em diferentes correntes e “vazamentos” em trocadores com chicanas. Não foi muito empregado, em razão de sua complexidade e limitações da época, apesar de sua abordagem inovadora utilizada posteriormente por outros métodos, inclusive os desenvolvidos para computadores. A publicação original é T. Tinker, “Shell side characteristics of shell and tube heat exchanger”, partes I, II e III, Proc. General Discussion Heat Transfer, Inst. of Mech. Eng., Londres, 1951. O método é apresentado também em A. P. Fraas & M. N. Ozisik, “Heat exchanger design”, J. Wiley, 1965.
4. Método Bell-Delaware – trata apenas do escoamento do lado casco em trocadores casco e tubo, reconhecidamente é o mais preciso e recomendado da literatura aberta. Veremos posteriormente com detalhes. Este método pode ser encontrado em:
K. J. Bell – “Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchanger”, Bulletin Nº 5, Eng. Exp. Station, Univ. of Delaware, Newark, June 1963 (original).
K. J. Bell – “Delaware method for shell side design” em Heat exchanger thermal-hydraulic fundamentals and design, editado por Kakaç, Bergles e Mayinger, McGraw Hill, 1980.
Perry Manual de Engenharia Química, 5ª ed., p. 10-23 a 10-26.

O método Bell-Delaware talvez tenha sido o último a ser publicado e amplamente divulgado na literatura, após ele as pesquisas neste campo desenvolveram-se em instituições privadas e em indústrias, com redução drástica nas publicações (Goldstein).

Atualmente, os principais métodos para o projeto de trocadores de calor pertencem às instituições privadas e sua utilização é feita mediante contrato, com pagamento, é claro. Os mais conhecidos são os desenvolvidos pelo HTRI - Heat Transfer Research Inc. dos EUA (www.htri-net.com), HTFS – Heat Transfer and Fluid Flow Service da Inglaterra (www.software.aeat.com/htfs/index.html) e da empresa americana B-JAC International Ltd, adquirida pela ASPEN-TEC em 1996.

A seguir serão apresentados com mais detalhes os métodos de Kern e de Bell-Delaware

3.4.1.1 Método Kern

Embora o método de Kern seja sabidamente menos preciso que outros da literatura aberta, como o de Bell-Delaware, em razão de sua importância histórica e de sua simplicidade será apresentado com detalhes no Anexo 4. Além do mais, sua sistemática pode ser utilizada desde que o lado casco seja alterado, substituindo-o pelo método Bell-Delaware. Adotaremos essa abordagem posteriormente.

Para um melhor entendimento da sistemática do projeto de trocadores de calor é recomendável que se compare o procedimento contido no método de Kern com aquele apresentado na Figura 3.1.

3.4.1.2 Método Bell-Delaware

Desenvolvimento histórico

De 1947 a 1963, sob o patrocínio de instituições como a ASME, TEMA e API e de várias empresas como duPONT e Standard Oil, o Departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware desenvolveu um conjunto de pesquisas sobre escoamento de fluidos e transferência de calor no **lado casco** de trocadores de calor casco e tubo.

Os primeiros trabalhos trataram da transferência de calor e da perda de carga através de feixe de tubos ideal. Posteriormente, foram estudadas as características de trocadores reais (diferentes cortes e

espaçamentos das chicanas, vazamentos chicana/casco, chicana/tubos, “bypass” ao redor do feixe e efeito das tiras selantes). O método gerado foi desenvolvido originalmente para cascos tipo E (TEMA), isto é com uma passagem.

Mecanismo simplificado – escoamento lado casco

O método Bell-Delaware utiliza as diferentes correntes que podem existir no lado casco e que foram propostas originalmente por Tinker. Esse modelo é apresentado na Figura 3.3.

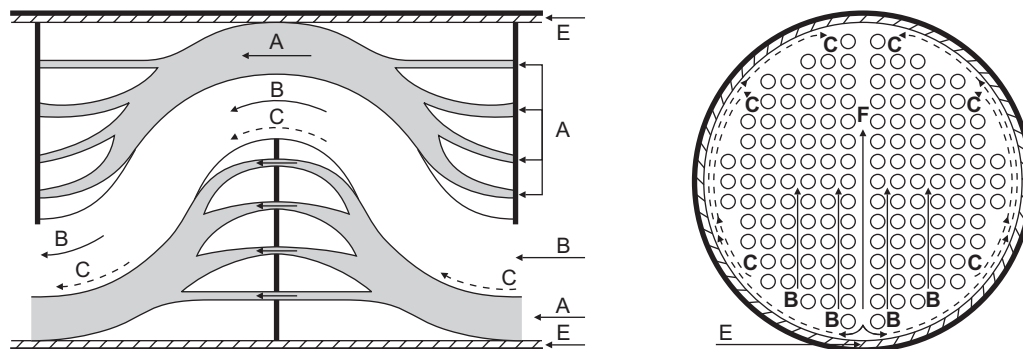


Figura 3.3 Modelo das correntes no lado casco.

As correntes que compõem este modelo são:

Corrente B – é a principal corrente em escoamento cruzado, flui por uma janela, atravessa a seção de fluxo cruzado e sai pela outra janela. É a corrente desejada no lado casco.

As outras quatro correntes surgem em razão das aberturas mecânicas inerentes à construção do trocador.

Corrente A – é o vazamento que ocorre entre os tubos do feixe e a chicana. Os orifícios nas chicanas, para a passagem dos tubos, devem ter diâmetro maior que o diâmetro externo dos tubos. Por esse pequeno espaço anular o fluido pode “vazar”.

Corrente C – desvio do feixe, flui ao redor do feixe, entre os tubos externos do feixe e casco. Há uma área considerável entre os tubos externos do feixe e o diâmetro interno do casco. Essa corrente pode ter forma helicoidal, ela escoar por essa área sem cruzar o feixe, passando sempre pelas janelas das chicanas.

Corrente E – vazamento entre as chicanas e o casco. Para que o feixe possa ser colocado dentro do casco, o diâmetro da chicana deve ser menor que o diâmetro interno do casco, por esse vão uma parte do fluido também “vaza”.

Corrente F – escoar por qualquer canal existente dentro do feixe, devido aos divisores de passagens do carretel para trocadores com mais de dois passes no tubo. Essa corrente não foi proposta originalmente por Tinker, foi uma modificação feita por Palen e Taborek, *apud* Bell, 1983.

Deve ficar claro que essas correntes formam um modelo que tenta representar, de forma simples, o escoamento do lado casco. Essas correntes independentes não existem, o que se tem na realidade é um conjunto de correntes que interagem entre si.

No método Bell-Delaware a corrente B é considerada essencial, e as outras exercem efeitos que modificam o desempenho do trocador previsto apenas pela corrente B. As correntes de vazamento ou “bypass” reduzem a corrente B e afetam a transferência de calor, reduzindo o coeficiente de troca de calor (h), além disso, alteram o perfil de temperatura no lado casco.

As correntes apresentadas têm efeitos, grandezas e importâncias diferenciadas, ou seja, não contribuem igualmente para a troca de calor.

A corrente A, embora seja um vazamento, ainda contribui para a troca de calor, pois está em contato com os tubos. Já a corrente C, parte dela está em contato com os tubos externos, tendo uma contribuição pequena para a troca de calor. Ela pode ser reduzida utilizando-se tiras selantes. A corrente E “bypassa” totalmente o feixe, sem entrar em contato com os tubos, ela tende a distorcer o perfil de temperatura assumido na MLDT e reduzindo a diferença de temperatura. Ela escoia paralelamente aos tubos e às tiras selantes. A corrente F pode ser evitada colocando-se tubos mortos ou os próprios espaçadores das chicanas nos “vazios” do feixe. De forma resumida pode-se afirmar que:

Corrente A $\Rightarrow$ efeito pequeno no h e ΔP

Corrente C $\Rightarrow$ efeito relativamente grande, mas há maneiras mecânicas de evitá-la

Corrente E $\Rightarrow$ efeito extremamente sério, e é difícil evitá-la

Corrente F $\Rightarrow$ efeito moderado, pode ser reduzida

Palen e Taborek calcularam a fração de cada corrente utilizando um grande conjunto de dados obtidos com testes de trocadores, os resultados, extraídos do livro de Saunders, são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 Fração de cada corrente no escoamento do lado casco.

Fração típica das correntes			
Corrente	Designação	Turbulento	Laminar
Tubo-chicana	A	0,09-0,23	0,00-0,10
Cruzada	B	0,30-0,65	0,10-0,50
Feixe-casco	C	0,15-0,35	0,30-0,80
Chicana-casco	E	0,06-0,21	0,06-0,48
Divisória passes	F	Não pertence ao modelo de Tinker	

Estrutura básica do método

Transferência de calor e perda de carga, do lado casco, sem mudança de fase

O coeficiente de transferência de calor (h), a perda de carga na seção de escoamento cruzado e na janela da chicana são calculados para um banco (feixe) de tubos ideal. Os valores são multiplicados por fatores de correção, determinados experimentalmente, para considerar os vazamentos causados pelas correntes A, C e E e outros desvios da idealidade. Esses fatores dependem da geometria e das aberturas inerentes à construção do trocador. Como será percebido no momento da aplicação desse método, serão necessários cálculos das áreas referentes a esses vazamentos e outros parâmetros geométricos, como área da seção de escoamento cruzado no centro do feixe, área dos vazamentos casco-chicana e tubo-chicana, fração dos tubos que estão na seção de escoamento cruzado, entre outros.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado casco é realizado pela equação 3.6.

$$h = h_{\text{ideal}} J_c J_l J_b J_r J_s \quad (3.6)$$

h_{ideal} é coeficiente de transferência de calor para escoamento cruzado em um feixe de tubos ideal, é assumido que toda a corrente escoia perpendicularmente a um feixe de tubos ideal formado pelo arranjo de tubos da linha de centro do trocador. Foram geradas curvas do fator j em função do número de Reynolds para diferentes geometrias de trocadores casco e tubo.

J_c é o fator de correção para o corte e o espaçamento das chicanas. Ele considera a transferência de calor na janela. É função da fração dos tubos que estão em escoamento cruzado (F_c), depende também do diâmetro do casco e do corte da chicana. A seção de escoamento cruzado é representada na Figura 3.4. Para cortes de chicana grandes, J_c pode assumir valores de 0,52, com cortes reduzidos pode chegar a 1,15. Para trocadores sem tubos nas janelas e trocadores bem projetados, em geral, atinge valor de 1,0.

J_1 é o fator de correção para os efeitos dos vazamentos casco-chicana e chicana-tubos, correntes A e E, da Figura 3.3. Se o trocador possui muitas chicanas a fração do escoamento nas correntes de vazamento aumenta em relação ao escoamento cruzado. É função de relações entre as áreas de vazamento e a área de escoamento cruzado. Um valor típico para J_1 é 0,7 a 0,8.

J_b é o fator de correção devido ao “bypass” ao feixe em razão da abertura entre a extremidade do feixe, designada como envoltória do feixe, e o diâmetro interno do casco. Considera os diferentes tipos de trocadores de calor casco e tubo. Para trocadores com espelho fixo, a folga ou abertura entre a envoltória do feixe e o casco é pequena e J_b pode assumir valores de cerca de 0,9. Nos trocadores de calor com cabeçote flutuante do tipo “Pull through” a folga entre a envoltória do feixe e o casco é maior e o fator se reduz a 0,7. J_b considera também os efeitos das tiras selantes que diminuem o “bypass”.

J_s é o fator de correção para o espaçamento diferenciado das chicanas nas seções de entrada e saída do trocador. Devido à posição dos bocais do lado casco a distância da primeira e da última chicanas ao espelho mais próximo pode ser diferente do espaçamento das outras chicanas. Isso acarreta diferença na velocidade de escoamento e no coeficiente de transferência de calor. O fator J_s estará entre 0,85 a 1,0.

J_r é o fator de correção para o gradiente adverso de temperatura em escoamento laminar. No escoamento laminar o coeficiente de transferência de calor diminui com o aumento da distância a partir do começo do aquecimento, devido ao desenvolvimento de um gradiente adverso de temperatura causado pelo processo de condução. Esse fator se aplica somente se o número de Reynolds for menor que 100, sendo que com Re menor que 20 apresenta valores baixos. Para Re maior que 100 J_r será igual a 1,0.

Para um trocador de calor bem projetado, o efeito combinado de todos esses fatores deve ser maior que 0,6.

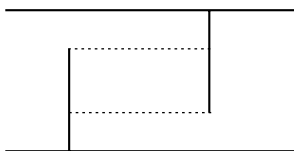
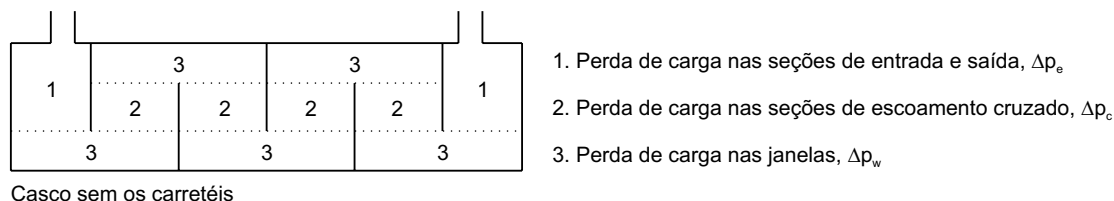


Figura 3.4 Seção de escoamento cruzado.

Perda de carga do lado casco

Para o cálculo da perda de carga o lado casco é dividido em três partes, sendo:

1. A região de entrada e saída; 2. a região de escoamento cruzado; e 3. a região das janelas. A perda de carga total será a soma dessas três partes. Essas regiões estão apresentadas na Figura 3.5.



Casco sem os carretéis

Figura 3.5 Seções do lado casco para o cálculo da perda de carga.

Assim, a perda de carga no casco será a soma das perdas de carga na região de escoamento cruzado (Δp_c), nas janelas (Δp_w) e na região de entrada/saída (Δp_e), de acordo com a equação 3.7.

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (3.7)$$

Para o cálculo de Δp_s será necessário conhecer-se:

$\Delta p_{bi} \Rightarrow$ perda de carga em uma seção de escoamento cruzado sem vazamento ou “bypass”

$\Delta p_{wi} \Rightarrow$ perda de carga em uma seção da janela sem vazamento ou “bypass”

$R_l \Rightarrow$ fator de correção para os efeitos dos vazamentos casco-chicana e chicana-tubos. Valor típico $\rightarrow R_l \approx 0,4$ a $0,5$

$R_b \Rightarrow$ fator de correção devido ao “bypass” do feixe. Considera os diferentes tipos de trocadores de calor casco e tubos. Valor típico $\rightarrow R_b \approx 0,5$ a $0,8$

$R_s \Rightarrow$ fator de correção para o espaçamento diferente das chicanas nas seções de entrada e saída do trocador

A sistemática para o projeto de um trocador de calor, representado na Figura 3.1, com a utilização do método Bell-Delaware para o lado casco será apresentada a seguir.

3.4.2 Seqüência e detalhamento das etapas do projeto de um trocador de calor casco e tubo

Condições conhecidas:

Fluido quente – T_1 , T_2 e w_q

Fluido frio – t_1 , t_2 e w_f

Índices: 1 $\rightarrow$ entrada; 2 $\rightarrow$ saída; q $\rightarrow$ fluido quente; f $\rightarrow$ fluido frio

Dessas 6 variáveis, pelo menos 5 costumam ser conhecidas (a sexta pode ser obtida pelo balanço de energia).

Deverão ser obtidas, para os dois fluidos, as propriedades físicas necessárias para o projeto, densidade, viscosidade, condutividade térmica, calor específico. Algumas destas propriedades podem ser obtidas no Anexo 6.

Deverão ser conhecidos também os fatores de incrustação **verdadeiros** de cada um dos fluidos (R_{dt} e R_{ds}).

No início do projeto é especificada uma perda de carga máxima que cada corrente pode ter. Para líquidos esse valor costuma ser de 10 a 25 psi. Adotaremos aqui o valor indicado por Kern, 10 psi (~ 70.000 Pa).

Adoção de alguns parâmetros e condições. Reveja os critérios para estas escolhas:

- Qual fluido escoará pelo lado tubo e qual escoará pelo lado casco.
- Comprimento dos tubos que comporão o feixe de tubos do trocador.
- Diâmetro interno e externo dos tubos.
- Arranjo dos tubos no feixe e distância entre tubos.
- Tipo e espaçamento de chicanas.

Para os cálculos, utilize um sistema de unidades coerente.

1. Balanço de energia

$$q = w_q c_{pq} (T_1 - T_2) = w_f c_{pf} (t_2 - t_1) \quad (3.8)$$

2. Diferença de temperatura no trocador (Δt)

$$\Delta t = MLDT_{\text{contr}} F \quad (3.9)$$

$$\text{MLDT}_{\text{contr}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (3.10)$$

Δt_i são as diferenças de temperaturas nos terminais do trocador. Ver a dedução do MLDT e as hipóteses assumidas.

Como ficaria a equação 3.10 se tivéssemos um caso particular, mas possível, de $\Delta t_1 = \Delta t_2$?

F depende dos adimensionais de temperatura R e S.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{e} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.11)$$

Gráficos de F estão disponíveis na literatura, ver, por exemplo, Anexo 2 ou Kern, p. 649 a 654, ou TEMA (Tubular Exchangers Manufacturer Association).

Quando e por que é necessário utilizar F?

Aqui é definido o número de passagens no casco. Ver as definições de interseção ou cruzamento de temperaturas (cross) e aproximação (approach) e como esses fatores se relacionam ao número de passagens no casco.

F pode ser obtido também a partir das equações (para utilização em programas de computador é preciso ter a equação de F), Kern apresenta a dedução dessa equação para 1 passagem no casco (e duas ou mais no tubo), Capítulo 7, p. 103, e para duas passagens no casco e 4 ou mais passagens no tubo, Capítulo 8, p. 132.

Saunders apresenta essas equações para N trocadores 1-2⁺ em série. Lembrando que um trocador 2-4 pode ser representado como 2 trocadores 1-2 em série. A designação 1-2⁺ representa um trocador com uma passagem no casco e duas ou mais passagens (pares) no tubo (o número par de **passagens no tubo** praticamente não afeta o valor de F). As equações são:

Para N = 1 utilize a equação 3.12.

$$F = \frac{(R^2 + 1)^{1/2} \ln \left(\frac{1 - SR}{1 - S} \right)}{(1 - R) \ln \left\{ \frac{2 - S \left[R + 1 - (R^2 + 1)^{1/2} \right]}{2 - S \left[R + 1 + (R^2 + 1)^{1/2} \right]} \right\}} \quad \text{p/ } R \neq 1 \quad (3.12)$$

No caso particular de $\Delta t_1 = \Delta t_2$, perceba que o adimensional R (equação 3.11) é igual a 1 e a equação 3.12 não pode ser utilizada. Neste caso, deve-se utilizar S* no lugar de S, na equação 3.12:

$$S^* = \frac{S}{S - NS + N} \quad \text{p/ } R = 1 \quad (3.13)$$

lembrando que N é o número de trocadores em série.

Se R = 1, a equação 3.12 passa a ser:

$$F = \frac{2^{1/2} S^*}{(1-S^*) \ln \left[\frac{2-S^*(2-2^{1/2})}{2-S^*(2+2^{1/2})} \right]} \approx \frac{1,4142S^*}{(1-S^*) \ln \left[\frac{2-0,5858S^*}{2-3,4142S^*} \right]} \quad (3.14)$$

Para $N > 1$, utilize as equações 3.13 ou 3.15 e 3.12 ou 3.14.

$$S^* = \frac{\left(\frac{1-SR}{1-S} \right)^{1/N} - 1}{\left(\frac{1-SR}{1-S} \right)^{1/N} - R} \quad p/ R \neq 1 \quad (3.15)$$

Perceba que para o caso de um trocador 1-2, com $R = 1$, F é obtido pela equação 3.14 com S no lugar de S^* (ver equação 3.13 com $N = 1$).

A abordagem de Saunders busca generalizar as equações de F a fim de facilitar a utilização em computadores, além de fornecer valores mais precisos do que aqueles tirados de leituras de gráficos. No procedimento “manual” do projeto os gráficos de F são utilizados com facilidade mesmo com $R = 1$.

3. Temperaturas médias ou calóricas para avaliação das propriedades físicas e posterior cálculo dos coeficientes de transmissão de calor por convecção (h)

Ver o significado de temperatura calórica em Kern, p. 68 e 81 (item 3). No Anexo 5 há uma explicação resumida. Vamos utilizar aqui a temperatura média para cada corrente.

Início do processo iterativo, o objetivo é supor um trocador existente e verificar se ele consegue realizar o serviço. Tenha em mente a estrutura lógica do projeto apresentada na Figura 3.1. O que se está fazendo aqui é detalhando cada uma daquelas etapas. Para obter esse trocador, a ser testado, necessita-se:

- a) Adotar um valor de U_D (ver Kern, p. 661, Quadro 8, ou Perry, atenção com as unidades) e calcular a área de troca de calor pela equação de projeto:

$$q = U_D A \Delta t \quad (3.16)$$

Com a área de troca A e o comprimento (L) e diâmetro dos tubos, já adotados, calcular o número de tubos (N_t) que comporá o feixe do trocador.

- b) Adotar um número de passagens para o lado tubo considerando a perda de carga permitida (ler indicações de Kern, p. 173, Calibração de um trocador). Selecionar um trocador, utilizando tabelas de fabricantes (Anexo 1 ou Kern, p. 662 e 663), com um número de tubos mais próximo de N_t e com o número de passagens no lado tubo especificado.
- c) Com o número de tubos verdadeiro (novo N_t), recalcular a área de troca do trocador (A_{projeto}) e o novo valor de U_D (equação 3.16).

Neste ponto, tem-se um trocador praticamente definido com todas as características físicas já conhecidas, exceto o espaçamento entre as chicanas. O que se deve fazer em seguida é testar o trocador, quanto à parte térmica e hidráulica (ele é capaz de realizar o serviço com a perda de carga máxima

estipulada?). Os itens seguintes fazem parte de uma avaliação de um trocador existente, para saber se ele pode ser ou não usado para determinado serviço. Compare com os procedimentos utilizados por Kern nos Capítulos 7 e 11 do livro *Processos de Transmissão de Calor*, principalmente quanto ao lado casco. O Anexo 4 apresenta o procedimento de Kern de forma resumida.

4. Cálculo dos coeficientes de transmissão de calor por convecção para o lado tubo e o lado casco

Lado tubo

Para o cálculo de h será necessário o valor da velocidade de escoamento ou da vazão mássica por unidade de área (G_t) e outras grandezas intermediárias como:

Área de escoamento (a_t)

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{n} \quad (3.17)$$

$$\text{sendo } a'_t \text{ a área de escoamento de um tubo} = (\pi d_i^2)/4 \quad (3.18)$$

o valor de a'_t pode ser obtido diretamente das tabelas para tubos de trocadores (norma BWG), por exemplo Kern, p. 664, Quadro 10, ou calculado; d_i é o diâmetro interno do tubo e n , o número de passagens no tubo.

Vazão mássica por unidade de área (G_t)

$$G_t = \frac{w}{a_t} \quad (\text{kg/sm}^2 \text{ ou lb/h ft}^2) \quad (3.19)$$

w é a vazão mássica do fluido do lado tubo.

Número de Reynolds

$$\text{Re}_t = \frac{G_t d_i}{\mu} \quad (3.20)$$

Velocidade de escoamento

$$v = \frac{G_t}{\rho} \quad (3.21)$$

ρ é a densidade do fluido.

a) Se o fluido for água, utilizar uma das seguintes equações:

Sistema inglês:

$$h_i = c (160 + 1,75 t) v^{0,8} \quad (\text{Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) \quad (3.22a)$$

com

$$c = 0,9109 - 0,4292 \log d_i \quad (3.23a)$$

t é a temperatura média da água (°F)
 v é a velocidade de escoamento (ft/s)
 d_i é o diâmetro interno do tubo (polegadas)

ou

$$h_i = 150 (1 + 0,011t) v^{0,8} / d_i^{0,2} \quad (\text{Btu/h ft}^2 \text{°F}) \quad (3.24a)$$

com h_i , v , t e d_i nas mesmas unidades da equação 3.22a.

Ou ainda pode ser utilizada a Figura 25, p. 656, do Kern.

Sistema internacional:

$$h_i = 14,66 c (216 + 3,15 t) v^{0,8} \quad (\text{W/m}^2 \text{K}) \quad (3.22b)$$

com

$$c = 0,2263 - 0,4292 \log d_i \quad (3.23b)$$

t é a temperatura média da água (°C)
 v é a velocidade de escoamento (m/s) e
 d_i é o diâmetro interno do tubo (m)

ou

$$h_i = 1055 (1,352 + 0,0198t) v^{0,8} / d_i^{0,2} \quad (\text{W/m}^2 \text{K}) \quad (3.24b)$$

com h_i , v , t e d_i nas mesmas unidades da equação 3.22b.

Como a água é um fluido normalmente incrustante não se utilizam velocidades de escoamento inferiores a 1 m/s. Sugere-se ler a parte referente a “Trocadores usando água”, p. 115, do Kern.

b) Para qualquer fluido com $Re > 10.000$ as equações 3.25 e 3.26 podem ser utilizadas.

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,027 \left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.25)$$

ou utilizar o gráfico de $j_h \times Re$, Figura 24, do Kern, p. 655.

Saunders apresenta a equação 3.26:

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,0204 \left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{0,805} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,415} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \quad (3.26)$$

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

No início considere o termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ igual a 1. Posteriormente, quando for possível calcular a temperatura da parede (t_w), este termo será recalculado.

No regime laminar, $Re < 2.100$, utilizar a equação 3.27.

$$\frac{h_i d_i}{k} = 3,66 \quad (3.27)$$

Na região de transição, $2.100 \leq Re \leq 10.000$

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,1 \left[\left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{2/3} - 125 \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,495} \left\{ \exp \left[-0,0225 \left(\ln \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \right)^2 \right] \right\} \right] \left(1 + \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.28)$$

Outras correlações podem ser encontradas em Kakaç e Liu.

Obtenção de h_{io} (coeficiente de transmissão de calor do lado tubo tomando por base a área externa do tubo).

$$h_{io} = \frac{h_i d_i}{d_e} \quad (3.29)$$

Lado casco – Método Bell-Delaware

Para o lado casco é preciso que sejam definidas as características das chicanas (tipo, corte e espaçamento).

Para o espaçamento das chicanas (l_s) o TEMA define:

Espaçamento mínimo: chicanas segmentares normalmente não devem ter espaçamento menor que 1/5 do diâmetro interno do casco, ou 2 polegadas, aquele que for maior. Entretanto, projetos especiais podem ditar menor espaçamento.

Espaçamento máximo: as placas de suporte dos tubos serão espaçadas de modo que o comprimento de tubo não suportado não exceda o valor indicado na Tabela R-4.52 do TEMA (para a classe R) para o material do tubo usado. Esses dados são reproduzidos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Máximo comprimento reto de tubo não suportado (dimensões em polegadas).

Diâmetro externo do tubo	Comprimento máximo não suportado Estimativa = $74 d_e^{0,75}$ (subtrair 12% p/ tubo de Cu, Al, Ti...) (Perry)		
	Material do tubo e limite de temperatura (°F)		
	Carbon & high alloy steel (750)	Aluminum & aluminum alloys	
	Low alloy steel (850)	Copper & copper alloys	
	Nickel-copper (600)	Titanium & zirconium	
	Nickel (850)	At code maximum allowable	
	Nickel-chromium-iron (1000)	temperature	
¾	60	52	
1	74	64	
1 ¼	88	76	
1 ½	100	87	
2	125	110	

Obs.: entenda o que é comprimento máximo não suportado.

Além disso, o TEMA define: normalmente, as chicanas serão uniformemente espaçadas, ocupando o efetivo comprimento do tubo. Quando isso não é possível, as chicanas mais próximas das extremidades do casco e/ou dos espelhos serão localizadas tão próximo quanto possível (prático) dos bocais do casco. As chicanas restantes serão espaçadas uniformemente.

Cálculo do coeficiente de transmissão de calor do lado casco (h_s)

$$h_s = h_{ideal} J_c J_l J_b J_r J_s \quad (3.30)$$

I. Cálculo do coeficiente de transmissão de calor do lado casco para um feixe de tubos ideal (h_{ideal})

$$h_{ideal} = j_i c_p \frac{W}{S_m} \left(\frac{k}{c_p \mu} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.31)$$

k , c_p e μ são a condutividade térmica, o calor específico e a viscosidade do fluido, respectivamente, e W , a vazão mássica do fluido que escoar do lado casco. μ_w é a viscosidade do fluido avaliada na temperatura da parede. O fator j_i para um feixe de tubos ideal pode ser obtido pela equação 3.32 ou pela Figura A7.1 (Anexo 7). S_m é a área da seção de escoamento cruzado na ou próxima à linha de centro.

$$j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{p/d_e} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (3.32)$$

em que a é obtido pela equação 3.33 e as constantes a_1 , a_2 , a_3 e a_4 são fornecidas na Tabela 3.3.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}} \quad (3.33)$$

Tabela 3.3 Constantes a_1 , a_2 , a_3 e a_4 .

Arranjo dos 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

O número de Reynolds do lado casco (Re_s) é dado pela equação 3.34.

$$Re_s = \frac{d_e W}{\mu S_m} \quad (3.34)$$

A área da seção de escoamento cruzado na ou próxima à linha de centro, S_m , pode ser calculada pela equação 3.35 ou pela 3.36, dependendo do arranjo dos tubos.

Para arranjos quadrados em linha ou rodados:

$$S_m = l_s \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_e}{p_n} (p - d_e) \right] \quad (3.35)$$

Para arranjos triangulares (30 ou 60°):

$$S_m = l_s \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_e}{p} (p - d_e) \right] \quad (3.36)$$

l_s é o espaçamento entre as chicanas (TEMA define espaçamento máximo e mínimo), p é o passo ou “pitch” e p_n , o passo dos tubos perpendicular ao escoamento (ver Figura 3.6 e Tabela 3.4). D_s é o diâmetro interno do casco e D_{otl} , o diâmetro do feixe de tubos ou diâmetro da envoltória do feixe, ambos podem ser obtidos na Tabela A1.1, do Anexo 1.

Tabela 3.4 Valores de passos (“pitch”).

Diam. ext. do tubo d_e (in)	Passo (p) (in)	Arranjo	p_p (in)	p_n (in)
0,625	0,812	→ ◀	0,704	0,406
0,750	0,938	→ ◀	0,814	0,469
0,750	1	→ □	1,0	1,00
0,750	1	→ rodado □	0,707	0,707
0,750	1	→ ◀	0,866	0,500
1,0	1,250	→ □	1,250	1,250
1,0	1,250	→ rodado □	0,884	0,884
1,0	1,250	→ ◀	1,082	0,625

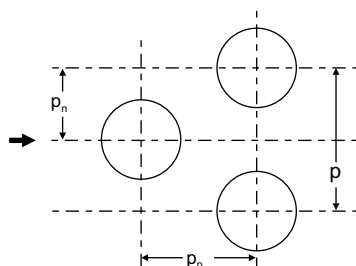


Figura 3.6 Passos (“pitch”) dos tubos paralelo e normal ao escoamento.

Considere **inicialmente** o termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ igual a 1. A seguir, após o cálculo da temperatura da parede, ele deverá ser recalculado.

II. Fator de correção para os efeitos da configuração da chicana (J_c)

$$J_c = F_c + 0,54(1 - F_c)^{0,345} \quad (3.37)$$

em que F_c é a fração do número total de tubos numa seção de escoamento cruzado e pode ser calculada pela equação 3.38, com os ângulos em radianos.

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2 \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \sin \left(\arccos \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right) - 2 \arccos \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right] \quad (3.38)$$

l_c é o corte da chicana, apresentado na Figura 2.10.

A fração F_c também pode ser obtida pelo gráfico apresentado na Figura A7.2 do Anexo 7. Na realidade, essa figura só é válida para trocadores de cabeçote flutuante do tipo anel bipartido.

O fator de correção J_c também pode ser obtido a partir da Figura A7.3 do Anexo 7.

III. Fator de correção para os efeitos dos vazamentos na chicana (J_l)

$$J_l = \alpha + (1 - \alpha) \exp\left(-2,2 \frac{S_{tb} + S_{sb}}{S_m}\right) \quad (3.39)$$

com

$$\alpha = 0,44 \left(1 - \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}\right) \quad (3.40)$$

S_{tb} é a área da seção de vazamento tubo-chicana e pode ser calculada pela equação 3.41.

$$S_{tb} = \pi d_e \delta_{tb} N_t \frac{(F_c + 1)}{4} \quad (3.41)$$

sendo δ_{tb} a folga diametral tubo-chicana. TEMA classe R assume $\delta_{tb} = 1/32$ polegadas ($7,938 \times 10^{-4}$ m).

S_{sb} é a área da seção de vazamento casco-chicana dada pela equação 3.42.

$$S_{sb} = \frac{D_s \delta_{sb}}{2} \left[\pi - \arccos\left(1 - \frac{2l_c}{D_s}\right) \right] \quad (3.42)$$

em que δ_{sb} é a folga (abertura) diametral casco-chicana especificada pelo TEMA e apresentada na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 Abertura diametral casco-chicana em função do diâmetro nominal do casco.

Diâmetro nominal (in)	Abertura diametral carcaça-chicana (in)/(m)
8-13	0,100/0,00254
14-17	0,125/0,00318
18-23	0,150/0,00381
24-39	0,175/0,00445
40-54	0,225/0,00572
55	0,300/0,00762

S_{sb} pode ser obtido também pelo gráfico apresentado na Figura A7.4 do Anexo 7 (TEMA classe R).

J_l também pode ser obtido da Figura A7.5.

IV. Fator de correção para os efeitos de contorno (“bypass”) do feixe (J_b)

$$J_b = \exp\left[-C_{bh} F_{bp} \left(1 - \left(2 \frac{N_{ss}}{N_c}\right)^{1/3}\right)\right] \quad (3.43)$$

$$C_{bh} = 1,35 \text{ se } Re_s \leq 100 \text{ e} \quad (3.44)$$

$$C_{bh} = 1,25 \text{ se } Re_s > 100 \quad (3.45)$$

N_c é o número de fileiras de tubos cruzados (pelo escoamento) numa seção de escoamento cruzado e é dado pela equação 3.46.

$$N_c = \frac{D_s(1 - 2(l_c / D_s))}{p_p} \quad (3.46)$$

p_p é o passo dos tubos paralelo ao escoamento (ver Tabela 3.4 e Figura 3.6).

F_{bp} é a fração da área da seção do escoamento cruzado em que pode ocorrer a corrente C (“bypass”), e pode ser calculada pela equação:

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl})l_s}{S_m} \quad (3.47)$$

$(D_s - D_{otl})l_s$ é a área para o desvio em torno do feixe (bypass) e em algumas publicações é designada por S_{bp} .

N_{ss} é o número de pares de tiras selantes. Obs.: que são tiras selantes e que corrente elas procuram evitar?

Costuma-se utilizar um par de tiras selantes para cada 5 a 7 filas de tubos na seção de escoamento cruzado. São empregadas quando a folga entre o casco e o feixe $(D_s - D_{otl}) > 1,5$ polegada ou

$$(D_s - D_{otl}) > 0,5 \text{ polegada e } \frac{S_{bp}}{(S_m - S_{bp})} > 0,1$$

essa equação representa a razão entre a área do “bypass” ao feixe e a área efetiva do fluxo cruzado.

Se $(N_{ss}/N_c) \geq 0,5$, então $J_b = 1$

J_b pode ser obtido também pela Figura A7.6 do Anexo 7.

V. Fator de correção para o gradiente adverso de temperatura (J_r)

$$J_r = 1 \text{ para } Re_s > 100 \quad (3.48)$$

$$J_r = J_r^* = \frac{1,51}{(N_c)^{0,18}} \text{ para } Re_s \leq 20 \quad (3.49)$$

ou utilize a Figura A7.7a.

$$J_r = J_r^* + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) [J_r^* - 1] \text{ para } 20 \leq Re_s < 100 \quad (3.50)$$

Ou utilize a Figura A7.7b, conhecendo-se J_r^* (equação 3.49) e Re_s .

VI. Fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída (J_s)

Se a distância entre os espelhos e os bocais do lado casco for maior que o espaçamento das chicanas (l_s), a primeira e a última chicana terão espaçamento diferenciado em relação às demais. Os espaçamentos da primeira e da última chicanas, l_{si} e l_{so} (em relação aos espelhos), podem ser obtidos por:

$$l_{si} = l_i + d_{bocal,i} \quad (3.51)$$

$$l_{so} = l_o + d_{bocal,o} \quad (3.52)$$

em que $d_{bocal,i}$ e $d_{bocal,o}$ são os diâmetros dos bocais de entrada e de saída do lado casco, e na falta de

em que $d_{\text{bocal},i}$ e $d_{\text{bocal},o}$ são os diâmetros dos bocais de entrada e de saída do lado casco, e na falta de informação específica pode ser obtido da Tabela 3.6 (Tabela 7.1 do Kern, p. 99), l_{si} é o espaçamento da chicana de entrada e l_{so} o espaçamento da chicana de saída.

Tabela 3.6 Diâmetro do bocal em função do diâmetro do casco.

Diâmetro do casco (poleg.)	Diâmetro do bocal (poleg.)
< 12	2
12-17¼	3
19¼-21¼	4
23¼-29	6
31-37	8
> 39	10

As grandezas l_{si} e l_{so} representam as distâncias das chicanas de entrada e de saída em relação ao espelho correspondente e costumam ser iguais. Os parâmetros l_i e l_o podem ser obtidos das Figuras 6.6 e 6.7 de Goldstein ou da Tabela 3.7.

Tabela 3.7 Valores de l_i e l_o .

Classe de pressão (psi)	Diâmetro do casco (in)	l_i (in)	l_o (in)
150	10	6"½	11"
	30	7"½	12"½
	60	9"¼	16"½
600	10	9"	14"½
	30	10"½	16"½
	60	14"½	23"

O fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída, J_s , pode ser calculado pela equação 3.53.

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (l_{si}^*)^{1-n} + (l_{so}^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (l_{si}^*) + (l_{so}^*)} \quad (3.53)$$

$n = 0,6$ para $Re_s > 100$ e

$n = 1/3$ para $Re_s \leq 100$

$$l_{si}^* = l_{so}^* = \frac{l_{si}}{l_s} = \frac{l_{so}}{l_s} \quad (3.54)$$

O número de chicanas N_b é obtido pela equação 3.55.

$$N_b = \frac{L - l_{si} - l_{so}}{l_s} + 1 \quad (3.55)$$

em que L é o comprimento dos tubos, l_{si} é o espaçamento da chicana de entrada e l_{so} , o espaçamento da chicana de saída, esses espaçamentos foram definidos nas equações 3.51 e 3.52.

O fator de correção J_s pode ser obtido também pela Figura A7.8 do Anexo 7.

É possível agora calcular h_s pela equação 3.30.

Cálculo da temperatura da parede (t_w)

Se o **fluido frio** está no **interior do tubo**, utilize:

$$t_w = t_c + \frac{h_s}{h_{io} + h_s} (T_c - t_c) \quad (3.56)$$

sendo T_c e t_c as temperaturas calóricas ou médias do fluido quente e do fluido frio, respectivamente.

Se o **fluido quente** está no **interior do tubo**, utilize:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_s} (T_c - t_c) \quad (3.57)$$

sendo T_c e t_c as temperaturas calóricas ou médias do fluido quente e do fluido frio, respectivamente.

Com o valor de t_w avalie a viscosidade dos dois fluidos nessa temperatura e calcule os termos $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ para os fluidos do casco e do tubo (se a equação de h_i tiver esse termo). Multiplique o valor de h_s (equação 3.30) pelo termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ referente ao fluido do casco. Multiplique o valor de h_{io} (equação correspondente) pelo termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ referente ao fluido do tubo, se for necessário. Perceba que a equação de h_i específica para a água não possui esse termo.

Cálculo do coeficiente global (limpo ou de polimento) U_c

$$U_c = \frac{h_{io} h_s}{h_{io} + h_s} \quad (3.58)$$

Cálculo do fator de incrustação e excesso de área de troca

Fator de incrustação calculado

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (3.59)$$

R_d (calculado) deve ser maior que R_d (verdadeiro). Porém o problema é: quanto maior? R_d representa a incrustação dos dois fluidos, portanto, é a soma dos fatores de incrustação dos dois fluidos. Kern utiliza a condição R_d calculado $>$ R_d verdadeiro para que o trocador seja aceitável termicamente. Porém, utilizaremos o critério do excesso de área, por ser fisicamente mais palpável.

Excesso de área de troca (EA %)

$$EA = \frac{A_{\text{projeto}} - A_{\text{necessária}}}{A_{\text{necessária}}} 100 \quad (3.60)$$

Ludwig recomenda que EA esteja entre 10% a 20% para que o trocador seja aceitável termicamente. $A_{\text{necessária}}$ é a área de troca de calor que realmente se necessita para realizar o serviço especificado, com o valor de U_c calculado e R_d verdadeiro (não é o R_d calculado pela equação 3.59). Ela pode ser obtida por:

$$A_{\text{neces}} = \frac{q}{U_D' \Delta t} \quad (3.61)$$

com U_D' sendo:

$$\frac{1}{U_D'} = \frac{1}{U_c} + R_{dt} + R_{ds} \quad (3.62)$$

Cálculo da perda de carga no lado tubo

Perda de carga em razão do escoamento nos tubos

$$\Delta P_t = \frac{4fG_t^2 L n}{d_i 2\rho \phi_t} \quad (3.63)$$

f é o fator de atrito de Fanning, ρ , a densidade do fluido e ϕ_t , o termo $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ para o fluido do lado tubo.

O fator de atrito de Fanning pode ser calculado pela equação de Filonenko *apud* Kakaç e Liu:

$$f = [1,58 \ln(Re_t) - 3,28]^{-2} \quad (3.64)$$

Outras correlações podem ser encontradas em Saunders e também em Kakaç e Liu.

Perda de carga de retorno (entre passagens)

$$\Delta P_r = \frac{4 n \rho v^2}{2} \quad (3.65)$$

Perda de carga total no lado tubo

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (3.66)$$

No projeto, procure utilizar toda a perda de carga permitida.

Cálculo da perda de carga no lado casco

A perda de carga no lado casco é a soma das perdas de carga nas seções de escoamento cruzado, nas janelas e nas regiões de entrada e saída, conforme a equação 3.67.

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (3.67)$$

I. Perda de carga na seção de escoamento cruzado

Δp_c é baseada na perda de carga de um banco de tubos ideal, Δp_{bi} , com espaçamento central de chicanas l_s . O número de passagens cruzadas é $(N_b - 1)$, sendo N_b o número de chicanas e Δp_{bi} é corrigido para os efeitos causados por vazamento e “bypass” inerentes a um trocador real. Desta forma Δp_c é representado por:

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (N_b - 1) R_b R_l \quad (3.68)$$

A perda de carga para uma seção ideal de fluxo cruzado, Δp_{bi} , é calculada pela equação 3.69.

$$\Delta p_{bi} = \frac{4f_i W^2 N_c}{2\rho S_m^2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \quad (3.69)$$

f_i é o fator de atrito para um feixe de tubos ideal e pode ser obtido pela Figura A7.9a ou b, ou pela equação 3.70.

$$f_i = b_1 \left(\frac{1,33}{p/d_e} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (3.70)$$

em que b é obtido pela equação 3.71.

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14(\text{Re}_s)^{b_4}} \quad (3.71)$$

As constantes b_1 , b_2 , b_3 e b_4 são fornecidas na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 Constantes b_1 , b_2 , b_3 e b_4 .

Arranjo dos tubos	Re_s	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10^5 - 10^4	0,372	-0,123	7,00	0,500
	10^4 - 10^3	0,486	-0,152	7,00	0,500
	10^3 - 10^2	4,570	-0,476	7,00	0,500
	10^2 -10	45,100	-0,973	7,00	0,500
	< 10	48,000	-1,000	7,00	0,500
45°	10^5 - 10^4	0,303	-0,126	6,59	0,520
	10^4 - 10^3	0,333	-0,136	6,59	0,520
	10^3 - 10^2	3,500	-0,476	6,59	0,520
	10^2 -10	26,200	-0,913	6,59	0,520
	< 10	32,000	-1,000	6,59	0,520
90°	10^5 - 10^4	0,391	-0,148	6,30	0,378
	10^4 - 10^3	0,0815	+0,022	6,30	0,378
	10^3 - 10^2	6,090	-0,602	6,30	0,378
	10^2 -10	32,100	-0,963	6,30	0,378
	< 10	35,000	-1,000	6,30	0,378

O fator de correção para o efeito de vazamentos na chicana (R_l) é obtido pela equação 3.72.

$$R_l = \exp \left[-1,33 \left(1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) \left(\frac{S_{tb} + S_{sb}}{S_m} \right)^m \right] \quad (3.72)$$

$$m = -0,15 \left(1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) + 0,8 \quad (3.73)$$

R_l pode ser obtido também pela Figura A7.10 do Anexo 7.

O fator de correção para o efeito do contorno do feixe (R_b) é calculado pela equação 3.74.

$$R_b = \exp \left\{ -C_{bp} F_{bp} \left[1 - \left(2 \frac{N_{ss}}{N_c} \right)^{1/3} \right] \right\} \quad (3.74)$$

$$C_{bp} = 4,5 \text{ para } \text{Re}_s \leq 100 \quad (3.75)$$

$$C_{bp} = 3,7 \text{ para } \text{Re}_s > 100 \quad (3.76)$$

O fator R_b também pode ser obtido pela Figura A7.11 do Anexo 7.

A perda de carga na seção de escoamento cruzado, Δp_c , pode ser calculada pela equação 3.68.

II. Perda de carga nas janelas, Δp_w

É a perda de carga em todas as janelas do casco, o número de janelas é igual ao número de chicanas, N_b ; calculada pela equação 3.77.

$$\Delta p_w = N_b \Delta p_{wi} R_l \quad (3.77)$$

É baseada na perda de carga de uma janela ideal, sem vazamentos e desvios, Δp_{bi} .

Para o cálculo da perda de carga para uma seção de janela ideal, o método Bell-Delaware apresenta duas correlações, uma para escoamento turbulento e outra para laminar.

Para $Re_s \geq 100$, escoamento turbulento.

$$\Delta p_{wi} = \frac{W^2 (2 + 0,6 N_{cw})}{2 S_m S_w \rho} \quad (3.78)$$

sendo N_{cw} o número de fileiras de tubos efetivamente cruzadas em cada janela e dado pela equação 3.79.

$$N_{cw} = \frac{0,8 l_c}{p_p} \quad (3.79)$$

S_w é a área da seção de escoamento da janela, ou seja, a diferença entre a área total da janela (S_{wg}) e a área ocupada pelos tubos na janela (S_{wt}).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (3.80)$$

$$S_{wg} = \frac{D_s^2}{4} \left[\arccos \left(1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right) - \left(1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right) \sqrt{1 - \left(1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right)^2} \right] \quad (3.81)$$

com os ângulos em radianos. S_{wg} também pode ser obtido do gráfico apresentado na Figura A7.12.

$$S_{wt} = \frac{N}{8} (1 - F_c) \pi d_c^2 \quad (3.82)$$

Para $Re_s < 100$

$$\Delta p_{wi} = \frac{26 \mu W}{\sqrt{S_m S_w} \rho} \left(\frac{N_{cw}}{p - d_e} + \frac{1_s}{D_w^2} \right) + \frac{2 W^2}{2 S_m S_w \rho} \quad (3.83)$$

sendo D_w o diâmetro equivalente da janela, que pode ser calculado pela equação 3.84.

$$D_w = \frac{4 S_w}{(\pi / 2) N_t (1 - F_c) d_e + D_s \theta_b} \quad (3.84)$$

em que θ_b é o ângulo de corte da chicana, em radianos, e dado por:

$$\theta_b = 2 \arccos \left(1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right) \quad (3.85)$$

A perda de carga nas janelas, Δp_w , pode ser calculada pela equação 3.77.

III. Perda de carga nas regiões de entrada e de saída do casco, Δp_e

$$\Delta p_e = 2 \Delta p_{bi} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b R_s \quad (3.86)$$

Fator de correção em razão do espaçamento desigual das chicanas (R_s):

$$R_s = \frac{1}{2} \left[\left(l_{si}^* \right)^{n-2} + \left(l_{so}^* \right)^{n-2} \right] \quad (3.87)$$

$$n = 1 \text{ para } Re_s \leq 100 \quad (3.88)$$

$$n = 0,2 \text{ para } Re_s > 100 \quad (3.89)$$

A perda de carga no lado casco (excluindo os bocais) pode ser calculada pela equação 3.67.

No projeto, procure utilizar toda a perda de carga permitida.

Análise dos resultados

Analisar a parte térmica (R_d calculado ou o excesso de área de troca) e a parte hidráulica (valores das perdas de carga para os dois fluidos, comparar com as perdas de carga admissíveis). Com essa análise pode-se concluir se o projeto está adequado ou necessita ser modificado.

Procurar, no projeto, utilizar toda a perda de carga permitida.

Se houver necessidade de modificação, atenção: procure identificar o fluido controlador (se houver). O que é fluido controlador?

Analise o excesso de área (equação 3.60), você pode tentar mexer na área do projeto ou na área necessária. O objetivo é sempre obter o menor trocador que realize o serviço, utilizando toda a perda de carga permitida.

Às vezes, as indicações do Kern (Capítulo 11, p. 174) sobre o que ocorre com h_i e ΔP_i , quando se altera o número de passagens no tubo, podem evitar tentativas desnecessárias. Procure entender como essas relações foram obtidas. Análise semelhante é realizada para o lado casco quando se altera o espaçamento de chicanas, entretanto como utilizamos o método de Bell-Delaware, os valores de Kern não se aplicam. Perceba que modificações de número de passagens no tubo e espaçamento de chicanas do lado casco afetam mais a perda de carga do que o h .

3.5 Método da efetividade – NTU

Anteriormente, utilizamos para analisar um trocador a MLDT (média logarítmica das diferenças de temperaturas), que para a situação de projeto, quando se conhecem as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, é bastante adequada e de uso direto. Entretanto, para a situação de avaliação de um trocador, quando apenas as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas, o processo torna-se iterativo. Nessas situações, uma alternativa seria usar outra abordagem, o chamado método da Efetividade – NTU (número de unidades de transferência), proposto por Nusselt em 1930 e desenvolvido por Kays e London.

A efetividade do trocador de calor (ϵ) é a razão entre o calor transferido no trocador (q) e o calor máximo que poderia ser transferido dispondo-se de área infinita, portanto:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.90)$$

Se analisarmos o perfil de temperatura de um trocador de calor em contracorrente, apresentado na Figura 3.7, verifica-se que normalmente um fluido sofre variação de temperatura maior do que o outro. (Num caso particular as variações de temperatura podem ser iguais.)

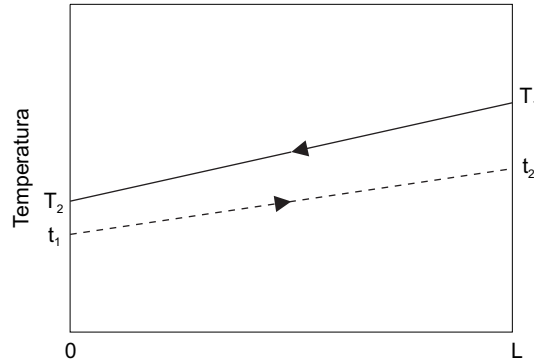


Figura 3.7 Perfil de temperatura em um trocador de calor em contracorrente.

O fluido que sofre maior variação de temperatura possui a menor capacidade calorífica (C). No trocador com área infinita um dos fluidos sofrerá a maior variação de temperatura possível, que é $T_1 - t_1$. Suponhamos, como no caso da Figura 3.7, que o fluido quente possui a menor capacidade calorífica ($C_q < C_f$). No caso de um trocador infinito, o fluido quente sofrerá a maior variação de temperatura possível e será resfriado até a menor temperatura no trocador, ou seja, a de entrada do fluido frio (t_1), portanto a variação de temperatura será $T_1 - t_1$. Desta forma, $q_{\max}$ será:

$$q_{\max} = C_q (T_1 - t_1) \quad \text{se } C_q < C_f \quad (3.91)$$

Se, ao contrário, o fluido frio tiver a menor capacidade calorífica ($C_f < C_q$), então, ele que sofrerá a maior variação de temperatura possível (no caso de um trocador infinito), e será aquecido desde a sua temperatura de entrada t_1 até a maior temperatura no trocador T_1 . Portanto, a variação de temperatura também será $T_1 - t_1$, e $q_{\max}$ será:

$$q_{\max} = C_f (T_1 - t_1) \quad \text{se } C_f < C_q \quad (3.92)$$

A expressão geral para a troca de calor máxima pode ser apresentada como:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.93)$$

em que $C_{\min}$ é igual a C_f ou C_q , aquele que for menor.

Ressaltamos novamente que o fluido com a menor capacidade calorífica ($C_{\min}$) é que deve ser usado para determinar a transferência de calor máxima possível, porque se o outro fluido sofresse a variação de temperatura máxima disponível ($T_1 - t_1$), o balanço de energia exigiria que o fluido com $C_{\min}$ sofresse variação de temperatura ainda maior, o que seria impossível.

Introduzindo-se as equações de q para cada fluido e a equação 3.93, a efetividade também pode ser representada por:

$$\varepsilon = \frac{C_q (T_1 - T_2)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} \quad \text{ou} \quad (3.94)$$

$$\varepsilon = \frac{C_f (t_2 - t_1)}{C_{\min} (T_1 - t_1)} \quad (3.95)$$

A efetividade é um adimensional cujo valor estará entre 0 e 1. Nas equações 3.90, 3.94 e 3.95 o numerador representa a quantidade de calor trocada no equipamento. Podemos assim obter a seguinte expressão:

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.96)$$

A equação 3.96 passa a ter grande importância, pois se conhecermos o valor da efetividade ε e as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, podemos determinar a quantidade de calor trocado no equipamento mesmo sem conhecer as temperaturas de saída dos fluidos. As temperaturas de entrada dos fluidos sempre são conhecidas e são as que aparecem na equação 3.96. No caso de uma avaliação (“rating”) de um trocador existente isso é importante, pois as temperaturas de saída não são conhecidas. O mesmo pode ocorrer para qualquer situação de utilização de um trocador fora das condições para as quais ele foi projetado.

Vamos determinar a efetividade para o caso de um trocador que opera em contracorrente, supondo que o fluido frio possui a menor capacidade calorífica ($C_{\min} = C_f$) e lembrando da equação que relaciona a troca de calor e o coeficiente global U, equação 3.97:

$$q = U A (\text{MLDT}) = C_f (t_2 - t_1) \quad (3.97)$$

sendo A a área de troca de calor.

Partindo-se das equações 3.95 e 3.97, chega-se à equação 3.98. Esta dedução é apresentada em vários livros, como Welty, Wicks e Wilson, Incropera e DeWitt e Kays e London, entre outros.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\frac{-UA}{C_{\min}}\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp\left[\frac{-UA}{C_{\min}}\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]} \quad \text{para } \frac{C_{\min}}{C_{\max}} < 1 \quad (3.98)$$

Se tivéssemos considerado C_q como $C_{\min}$ no início da dedução chegaríamos ao mesmo resultado.

No caso de $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$, a equação 3.98 fica:

$$\varepsilon = \frac{\frac{UA}{C_{\min}}}{1 + \frac{UA}{C_{\max}}} \quad (3.99)$$

No caso de um trocador duplo tubo ou casco e tubo 1-1, para operação em paralelo, obtém-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\frac{-UA}{C_{\min}}\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (3.100)$$

No caso de mudança de fase temos $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$ e a expressão para a efetividade fica:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{C_{\min}}\right) \quad (3.101)$$

O número de unidades de transferência de calor (NTU) é um parâmetro adimensional utilizado na análise de transferência de calor e costuma ser apresentado como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.102)$$

De acordo com Foust *et al.*, o conceito de unidades de transferência costuma ser mais utilizado em operações de transferência de massa como expressão do desempenho do equipamento ou da dificuldade da transferência em determinado sistema. A unidade de transferência é uma estimativa da quantidade transportada entre as fases, expressa em termos do aumento da grandeza intensiva resultante do transporte, em relação à força motriz da transferência. Assim, a unidade de transferência para o calor é a razão entre o aumento de temperatura resultante da transferência de calor ($\int dt$) e a força motriz térmica (Δt).

Chapman faz os seguintes comentários sobre NTU: a capacidade de trocar calor, por grau de diferença de temperatura média, de um trocador é dado por UA. O calor transferido por grau de variação de temperatura, para ou de um ou outro fluido, é dada pelos produtos $W_q c_q$ ou $W_f c_f$, sendo W a vazão mássica dos fluidos e c o calor específico. O produto UA pode ser adimensionalizado pela divisão por Wc, fornecendo um número que denota a capacidade de transferir calor. NTU é definida como a razão entre UA e o menor Wc, dada pela equação 3.102.

O termo NTU pode ser introduzido nas equações de 3.98 a 3.101, assim, temos:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \text{tipo de trocador}\right) \quad (3.103)$$

Equações similares às equações 3.98 e 3.100 foram deduzidas para outros tipos de trocadores de calor, e na Tabela 3.9 são apresentadas algumas equações de ε para várias configurações, introduzindo NTU e definido C_r de acordo com a equação 3.104.

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.104)$$

As relações de ε freqüentemente são apresentadas na literatura na forma de gráficos, Kays e London, em *Compact heat exchanger*, apresentam outras deduções e figuras para ε . No Anexo 8 são reproduzidos os gráficos de ε em função de NTU, para trocadores em contracorrente e em paralelo (Figura A8.1) e trocadores casco e tubo 1-2 e 2-4 (Figura A8.2). Dispondo-se das equações é recomendável seu uso no lugar dos gráficos, em razão de possíveis imprecisões de leitura em consequência das interpolações “visuais”.

Incropera e DeWitt também apresentam equações de $NTU = f(\varepsilon, C_r \text{ e tipo de trocador})$ que podem ser úteis, quando se dispõem de ε e C_r e necessita-se de NTU. Essas equações são apresentadas na Tabela A8.1 do Anexo 8.

Há gráficos que relacionam o adimensional S com NTU e o adimensional R, ver Kern, Capítulo 7 (gráficos de Ten Broeck).

Tabela 3.9 Efetividade para trocadores de calor (Incropera e DeWitt).

Arranjo	Equação
Operação em contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad p/ C_r < 1 \quad (3.98)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad p/ C_r = 1 \quad (3.99)$
Operação em paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (3.100)$
Casco e tubo 1-2, 4 ...	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (3.105)$
Casco e tubo n-2n	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (3.106)$
em que ε_1 é a efetividade de um trocador com uma passagem no casco com NTU/n no lugar de NTU	
Escoamento cruzado (uma passagem)	
Ambos os fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0,22} \left\{ \exp[-C_r(NTU)^{0,78}] - 1 \right\}\right] \quad (3.107)$
$C_{\max}$ misturado e $C_{\min}$ não misturado	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \left(1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-NTU)]\}\right) \quad (3.108)$
$C_{\min}$ misturado e $C_{\max}$ não misturado	$\varepsilon = 1 - \exp\{-C_r^{-1}[1 - \exp(-C_r(NTU))]\} \quad (3.109)$
Todos os trocadores com $C_r = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.101)$

Aplicação 1: Exemplo 3 Welty, Wilson e Wicks

0,5 kg/s de óleo são resfriados com 0,201 kg/s de água em um trocador de calor. O óleo entra a 375 K e sai a 350K e a água entra a 280 K, o coeficiente global de troca de calor U é 250 W/(m² K). Determinar a área de troca de calor para as condições especificadas se a configuração do trocador for:

- contracorrente
- paralelo
- casco e tubo 1- 4

Dados: $c_{p \text{ óleo}} = 2090 \text{ J/(kg } ^\circ\text{C)}$ e $c_{p \text{ água}} = 4180 \text{ J/(kg } ^\circ\text{C)}$

Identificação do $C_{\min}$:

$$C_{\text{oleo}} = 0,5 \times 2090 = 1045 \text{ W/K}$$

$$C_{\text{agua}} = 0,201 \times 4180 = 840 \text{ W/K}$$

Portanto, o $C_{\min}$ é o da água.

ε pode ser calculado pela equação 3.94:

$$\varepsilon = \frac{C_q(T_1 - T_2)}{C_{\min}(T_1 - t_1)} = \frac{1045(375 - 350)}{840(375 - 280)} = 0,327$$

$$C_r = C_{\min}/C_{\max} = 840/1045 = 0,804$$

Com os valores de ε e de C_r entra-se nos gráficos correspondentes em contracorrente, Figura A8.1a, em paralelo, Figura A8.1b e trocador 1-2, Figura A8.2a, obtendo-se a NTU correspondente:

a) contracorrente – NTU = 0,48

$$0,48 = UA/C_{\min} \rightarrow A = 1,61 \text{ m}^2$$

b) paralelo – NTU = 0,50 $\rightarrow A = 1,68 \text{ m}^2$

c) 1-2 – NTU = 0,49 $\rightarrow A = 1,65$

Para essa aplicação não há vantagem alguma em se utilizar o método ε – NTU em relação à MLDT. O exemplo seguinte apresenta vantagens.

Aplicação 2

O óleo nas condições de entrada da aplicação anterior é resfriado por uma corrente de água de 0,277 kg/s e temperatura de entrada de 280 K num trocador casco e tubo 1-2 com área de troca de 1,65 m² e $U = 250 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Quais as temperaturas de saída do óleo e da água?

Identificação do $C_{\min}$

$$C_{\text{oleo}} = 0,5 \times 2090 = 1045 \text{ W/K}$$

$$C_{\text{agua}} = 0,277 \times 4180 = 1158 \text{ W/K}$$

Portanto, agora o óleo possui o $C_{\min}$.

$$C_r = C_{\min}/C_{\max} = 1045/1158 = 0,902$$

$$NTU = UA/C_{\min} = 250 \times 1,65/1045 = 0,367$$

Com os valores de NTU e $C_r \rightarrow$ Figura A8.2a para trocador casco e tubo 1-2, obtém-se a efetividade ε :

$$\varepsilon = 0,31$$

Utilizando a equação 3.96, obtém-se o calor trocado.

$$q = \epsilon C_{\min} (T_1 - t_1) = 0,31 \times 1045 \times (375 - 280) = 30775 \text{ W}$$

Com a equação da troca de calor para cada fluido, determinam-se as temperaturas de saída.

Óleo:

$$q = C_{\text{óleo}} \times (T_1 - T_2) = 1045 \times (375 - T_2) \Rightarrow T_2 = 345,6 \text{ K}$$

Água:

$$q = C_{\text{água}} \times (t_2 - t_1) = 1158 \times (t_2 - 280) \Rightarrow t_2 = 306,6 \text{ K}$$

A resolução dessa aplicação, utilizando-se a metodologia da MLDT, cairia num procedimento iterativo. Entretanto, deve-se salientar que nem sempre se possui o valor de U sem se conhecer as temperaturas de saída do trocador. Portanto, essa vantagem do método da efetividade – NTU deve ser vista com cautela.

3.6 Exercícios

1. 90.000 kg/h de um hidrocarboneto ($c_p = 0,45 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$) são resfriadas de 70°C a 40°C por meio de uma corrente de água que se aquece de 20°C a 35°C . Deve ser utilizado um trocador de calor casco e tubo 1-2 com tubos de 4 m de comprimento, diâmetro externo de 2,54 cm e interno de 2,21 cm. A água escoar no interior dos tubos. Calcular o número de tubos do trocador e a área de escoamento para a água. Considere $U = 1.400 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2. 20 t/h de anilina são resfriadas de 135°C a 93°C , utilizando-se benzeno que entra no trocador a 38°C e deve sair a 70°C . Calcular:

- o comprimento de um trocador duplo tubo operando em paralelo, com $U = 600 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e tubos com as seguintes dimensões: tubo externo $D_i = 8,0 \text{ cm}$ e $D_e = 8,9 \text{ cm}$
tubo interno $d_i = 5,3 \text{ cm}$ e $d_e = 6,0 \text{ cm}$
- idem ao anterior operando em contracorrente
- área de um casco e tubo 2-4 com $U = 900 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- o trocador casco e tubo do item anterior seria realmente necessário? Justifique.

3. 10.000 lb/h de gasolina (56° API) são resfriados de 150 a 130°F , aquecendo-se querosene (42° API) de 70 a 100°F em um trocador duplo tubo. São permitidas quedas de pressão de 10 psi e fator de incrustação total de $0,004 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$. Quantos grampos, de tubos IPS $2\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{4}$ polegadas, com 20 ft de comprimento são necessários? Qual o fator de incrustação calculado?

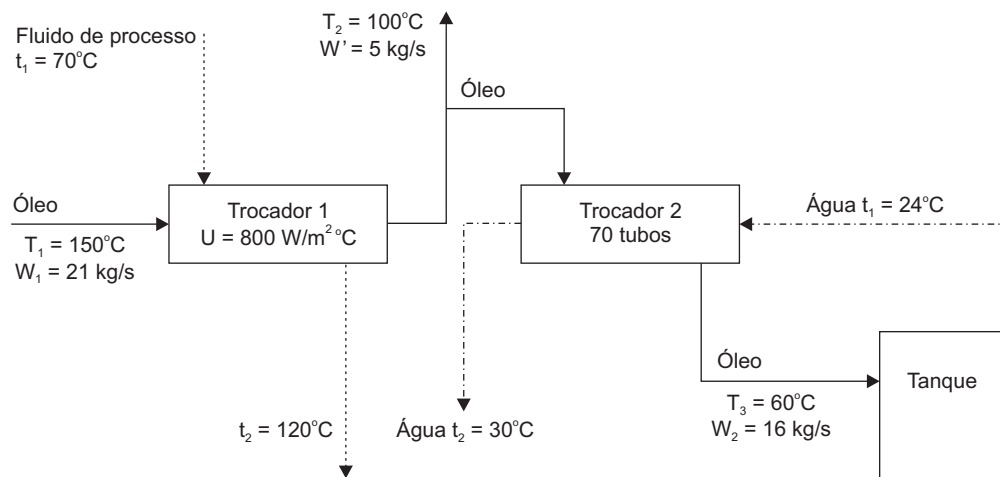
4. (Provão 1999) Uma corrente de óleo, inicialmente a 150°C e com vazão de 21 kg/s, deve ser resfriada até a temperatura de 60°C antes de ser enviada para um tanque de armazenamento, conforme o esquema a seguir. Como há necessidade de utilizar 5 kg/s desse óleo, a 100°C , em outra área da instalação, essa operação de resfriamento é efetuada em dois trocadores de calor instalados em série, ambos com única passagem dos dois fluidos (casco e tubo 1-1). No primeiro equipamento, o óleo troca calor com outra corrente de processo, aquecendo-a de 70°C a 120°C , e o coeficiente global de transferência de calor é igual a $800 \text{ W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$. Após a retirada dos 5 kg/s, a corrente de óleo é resfriada até os 60°C no segundo trocador, onde troca calor com água de resfriamento, que se encontra disponível a 24°C e deve sair a 30°C . O segundo trocador possui 70 tubos de 0,025 m de diâmetro e paredes delgadas. Nele, a água escoar pelo interior dos tubos e o óleo pelo lado do casco, em configuração contracorrente. O coeficiente de transferência de calor médio (coeficiente de película médio) no escoamento do óleo, através do casco do segundo trocador, é igual a $1.200 \text{ W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$. Assim:

- Indique a configuração do escoamento (paralelo ou contracorrente) no primeiro trocador, justifique sua opção, e calcule a área de transferência de calor.
- Determine o comprimento dos tubos do segundo trocador, considerando o escoamento no interior desses tubos completamente desenvolvido.

Dados/informações adicionais:

Propriedades dos fluidos (considerar constantes):

	Densidade (kg/m ³)	Calor especif. (J/kg °C)	Viscosidade (kg/m s)	Cond. Térmica (W/m °C)	Número de Prandtl
Água	1000	4100	$1,0 \times 10^{-3}$	0,60	6,8
Óleo	800	2000	0,0725	0,14	1035,7
Fluido de processo	900	2200	0,008	0,23	76,5



Resolva pelos métodos da MLDT e da efetividade.

- Utilize a nomenclatura do TEMA para especificar os seguintes trocadores:
 - Trocador casco e tubo com espelho fixo, cabeçote frontal tipo boné (bonnet) e cabeçote posterior com tampa removível, uma passagem no casco, diâmetro do casco de $19\frac{1}{4}$ e tubos com comprimento de 10 ft.
 - Refervedor tipo “Kettle”, com diâmetro para entrada do feixe de $23\frac{1}{4}$ polegadas e diâmetro do casco de 45 polegadas, feixe de tubos em U, carretel integral com o espelho e com tampa removível.
 - Trocador casco e tubo 2-6, com carretel dos cabeçotes frontal e posterior com tampa removível, diâmetro do casco de $21\frac{1}{4}$ polegadas e comprimento dos tubos de 16 ft.
- Em relação ao projeto de trocador de calor que você desenvolveu, analise e explique o que mudaria no procedimento se fosse necessário projetar um trocador 3-6? Em que condições seria necessário utilizar um trocador com essa configuração?
- Tem-se disponível um trocador de calor casco e tubo com 19 tubos de latão com 18 mm de diâmetro externo, espessura de parede de 2 mm e 12 m de comprimento. Deseja-se saber se sua área de troca de calor será suficiente para condensar 350 kg/h de etanol saturado a 1 atm ($78,3^\circ\text{C}$), considerando o coeficiente global (U) de $700 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. O fluido frio será água que entra a 15°C e sai a 35°C do equipamento.
- Calcular a área de troca de calor e a área de escoamento no lado tubo de um trocador casco e tubo 1-2 com 342 tubos de 19,05 mm de diâmetro externo BWG 16 e 5 m de comprimento. O que mudaria se o trocador fosse 1-4?

9. Necessita-se resfriar 15 kg/s de um fluido quente ($c_p = 2.500 \text{ J/(kg K)}$) de 200°C até 120°C utilizando-se um fluido frio à 80°C e com vazão de 37,5 kg/s ($c_p = 4.000 \text{ J/(kg K)}$) num trocador de calor casco e tubo 1-2. A área de troca do equipamento e o valor do coeficiente global de transmissão de calor (U) são $98,4 \text{ m}^2$ e $500 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, respectivamente. Que temperaturas de saída seriam conseguidas se o fluido quente entrasse a 190°C e o fluido frio a 95°C , com as demais condições inalteradas?

10. Um trocador de calor 1-2 foi projetado para resfriar 15 kg/s de um fluido quente de 500°C a 300°C , utilizando 10 kg/s de um fluido refrigerante a 100°C e que sai do equipamento a 200°C . A área de troca projetada foi $43,14 \text{ m}^2$, o coeficiente global U foi estimado em $400 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ e os calores específicos dos fluidos quente e frio são 1.333 e 4.000 J/(kg K) , respectivamente. Quando esse trocador for colocado em operação não haverá incrustação e, portanto, o coeficiente global U será maior do que o valor utilizado no projeto. Estimou-se que o valor de U , no início da operação, seria de $480 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Quais as temperaturas de saída dos 2 fluidos que serão atingidas, mantendo-se as demais condições inalteradas, quando o trocador for colocado em operação? Compare o calor trocado nas situações do trocador com e sem incrustação.

11. No trocador do exercício anterior apenas 7,5 kg/s de fluido refrigerante estão disponíveis para a troca de calor. Nessas condições o coeficiente global U foi estimado em $380 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$. Que temperaturas de saída serão atingidas se as outras condições permanecerem constantes?

3.7 Bibliografia

BELL, K. J. Delaware method for shell side design. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. (Eds.). *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Hemisphere Publishing Corp., 1981a, Washington.

BELL, K. J. Construction features of shell and tube heat exchangers. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. (Eds.), *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Hemisphere Publishing Corp., 1981b, Washington.

BELL, K. J. Preliminary design of shell and tube heat exchangers. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. (Eds.). *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Hemisphere Publishing Corp., 1981c, Washington.

BELL, K. J. et al. (Ed.). *Heat exchanger design handbook*. Hemisphere Publishing Corp, 1983. 3 v., Washington.

BENNETT, C. O. & MYERS, J. E. *Momentum, heat and mass transfer*, 2. ed., McGraw-Hill, 1974, Nova York.

CHAPMAN, A. J. *Heat transfer*, 2. ed., McMillan Company, 1967, Nova York.

FOUST, A. S. et al. *Princípios de operações unitárias*, 2. ed., Guanabara Dois, 1982, Rio de Janeiro.

GOLDSTEIN JR, L. *Transferência de calor industrial*. Unicamp, 1987. 1 v., Campinas.

GUPTA, J. P. *Fundamentals of heat exchanger and pressure vessel technology*. Hemisphere Publishing Corporation, 1986, Washington.

INCROPERA, F. P. & DE WITT, D. P. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 4. ed., John Wiley, 1996, Nova York.

KAKAÇ, S.; LIU, H. *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. CRC Press, 1998, Boca Raton.

KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. (Ed.). *Heat exchangers: thermal hydraulic fundamentals and design*. Hemisphere pub., 1981, Washington.

KAYS, M. M.; LONDON, A. L. *Compact heat exchanger*, 2. ed., McGraw-Hill, 1964, Nova York.

- KERN, D. Q. *Processos de transmissão de calor*. Tradução de Horácio Macedo. Guanabara Dois, 1980, Rio de Janeiro.
- LUDWIG, E. E. *Applied process design for chemical and petrochemical plants*. 2. ed., Gulf Pub, 1983. 3 v, Houston.
- McCABE, W. L. SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. *Unit Operations of Chemical Engineering*. 5. ed., McGraw-Hill, 1993, Nova York.
- MUKHERJEE, R. Broaden your heat exchanger design skills. *Chem. Eng. Progress*, v. 35, mar. 1998.
- PALEN, J. W.; TABOREK, J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. *Chem. Eng. Progress Symp. Series*, v. 65, n. 92, 1969.
- PERRY, R. H.; CHILTON, C. H. *Manual de engenharia química*. 5. ed., Guanabara Dois, 1980, Rio de Janeiro.
- RIBEIRO, C. M. C. *Comparação de métodos de cálculo termo-hidraulico para trocadores de calor casco e tubos sem mudança de fase*. 1984. Dissertação (Mestrado) – FEC, Unicamp.
- ROSHENOW, W. M.; HARTNETT, J. P. (Ed.). *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill, 1973, Nova York.
- SAUNDERS, E. A. D. *Heat exchangers: selection, design and construction*. Longman Scientific & Technical, 1988, Harlow.
- TABOREK, J. Thermal and hydraulic design of heat exchangers. In: *Heat exchanger design handbook*. Hemisphere Pub., 1983. 3 v, Washington.
- TEMA *Standards of Tubular Exchanger Manufacturer Association*. 6 ed., 1978, Nova York.
- WELTY, J. R.; WILSON, R. E.; WICKS, C. E. *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer.*, 3. ed. John Wiley, 1984, Nova York.
- YOKELL, S. *A working guide to shell and tube heat exchangers*. McGraw-Hill, 1990, Nova York.

Anexo 1

Disposição dos espelhos (contagem de tubos)

Tabela A1.1 Contagem de tubos para trocadores casco e tubo.

Diam. int. casco (pol.)	Diam. feixe (D _{out}) (pol.)	Diam. ext. tubo (pol.)	Arranjo dos tubos (pol.)	Número de passagens no tubo				
				1	2	4	6	8
8,071	6,821	¾	15/16 ▲	38	32	26	24	18
		¾	1 ◆■	32	26	20	20	—
		¾	1 ▲	37	30	24	24	—
		1	1¼ ◆■	21	16	16	14	—
		1	1¼ ▲	22	18	16	14	—
10	8,77	¾	15/16 ▲	62	56	47	42	36
		¾	1 ◆■	52	52	40	36	—
		¾	1 ▲	61	52	48	48	—
		1	1¼ ◆■	32	32	26	24	—
		1	1¼ ▲	37	32	28	28	—
12	10 ¾	¾	15/16 ▲	109	98	86	82	78
		¾	1 ◆■	80	72	68	68	60
		¾	1 ▲	90	84	72	70	68
		1	1¼ ◆■	48	44	40	38	36
		1	1¼ ▲	57	52	44	42	40
13¼	12	¾	15/16 ▲	127	114	96	90	86
		¾	1 ◆■	95	90	81	77	70
		¾	1 ▲	110	101	90	88	74
		1	1¼ ◆■	60	54	51	46	44
		1	1¼ ▲	67	63	56	54	50
15¼	14	¾	15/16 ▲	170	160	140	136	128
		¾	1 ◆■	138	132	116	112	108
		¾	1 ▲	163	152	136	133	110
		1	1¼ ◆■	88	82	75	70	64
		1	1¼ ▲	96	92	86	84	72
17¼	16	¾	15/16 ▲	239	224	194	188	178
		¾	1 ◆■	188	178	168	164	142
		¾	1 ▲	211	201	181	176	166
		1	1¼ ◆■	112	110	102	98	82
		1	1¼ ▲	130	124	116	110	94
19¼	18	¾	15/16 ▲	301	282	252	244	234
		¾	1 ◆■	236	224	216	208	188
		¾	1 ▲	273	256	242	236	210
		1	1¼ ◆■	148	142	136	129	116
		1	1¼ ▲	172	162	152	148	128

Tabela A1.1 Continuação.

Diam. int. casco (pol.)	Diam. feixe (D _{out}) (pol.)	Diam. ext. tubo (pol.)	Arranjo dos tubos (pol.)	Número de passagens no tubo				
				1	2	4	6	8
21	19 ¼	¾	15/16 ▲	361	342	314	306	290
		¾	1 ◆■	276	264	246	240	234
		¾	1 ▲	318	308	279	269	260
		1	1¼ ◆■	170	168	157	150	148
		1	1¼ ▲	199	188	170	166	160
23¼	21 ½	¾	15/16 ▲	442	420	386	378	364
		¾	1 ◆■	341	321	308	296	292
		¾	1 ▲	381	369	349	326	328
		1	1¼ ◆■	210	199	197	186	184
		1	1¼ ▲	247	230	216	208	202
25	23,375	¾	15/16 ▲	531	506	468	446	434
		¾	1 ◆■	397	391	370	360	343
		¾	1 ▲	452	452	422	394	382
		1	1¼ ◆■	248	248	224	216	210
		1	1¼ ▲	282	282	256	252	242
27	25,375	¾	15/16 ▲	637	602	550	536	524
		¾	1 ◆■	465	452	427	418	408
		¾	1 ▲	559	534	488	474	464
		1	1¼ ◆■	286	275	267	257	250
		1	1¼ ▲	349	334	302	296	286
29	27,375	¾	15/16 ▲	721	692	640	620	594
		¾	1 ◆■	554	542	525	509	500
		¾	1 ▲	630	604	556	538	508
		1	1¼ ◆■	348	340	322	314	310
		1	1¼ ▲	397	376	354	334	316
31	29,375	¾	15/16 ▲	847	822	766	722	720
		¾	1 ◆■	633	616	590	586	570
		¾	1 ▲	745	728	678	666	640
		1	1¼ ◆■	402	390	366	360	348
		1	1¼ ▲	472	454	430	420	400
33	31,375	¾	15/16 ▲	974	938	872	852	826
		¾	1 ◆■	742	713	687	683	672
		¾	1 ▲	856	830	774	760	732
		1	1¼ ◆■	460	453	430	420	414
		1	1¼ ▲	538	522	486	470	454
35	33,375	¾	15/16 ▲	1102	1068	1004	988	958
		¾	1 ◆■	827	811	773	762	756
		¾	1 ▲	970	938	882	864	848
		1	1¼ ◆■	517	513	487	486	480
		1	1¼ ▲	608	592	566	546	532

Tabela A1.1 Continuação.

Diam. int. casco (pol.)	Diam. feixe (D _{ou}) (pol.)	Diam. ext. tubo (pol.)	Arranjo dos tubos (pol.)	Número de passagens no tubo				
				1	2	4	6	8
37	35,25	¾	15/16 ▲	1142	1200	1144	1104	1078
		¾	1 ◆■	929	902	880	870	852
		¾	1 ▲	1090	1042	982	966	958
		1	1¼ ◆■	588	580	555	544	538
		1	1¼ ▲	678	664	632	614	598
39	37,25	¾	15/16 ▲	1377	1330	1258	1248	1212
		¾	1 ◆■	1025	1012	984	964	952
		¾	1 ▲	1206	1176	1128	1100	1078
		1	1¼ ◆■	645	637	619	610	605
		1	1¼ ▲	766	736	700	688	672
42	40,25	¾	15/16 ▲	1611	1580	1498	1464	1456
		¾	1 ◆■	1201	1171	1144	1109	1087
		¾	1 ▲	1409	1378	1314	1296	1280
		1	1¼ ◆■	745	728	708	686	680
		1	1¼ ▲	890	878	834	808	800
44	42,25	¾	15/16 ▲	1782	1738	1650	1624	1592
		¾	1 ◆■	1349	1327	1286	1270	1252
		¾	1 ▲	1562	1535	1464	1422	1394
		1	1¼ ◆■	856	837	809	778	763
		1	1¼ ▲	990	966	921	888	871
48	46	¾	15/16 ▲	1965	1908	1834	1801	1766
		¾	1 ◆■	1620	1598	1553	1535	1505
		¾	1 ▲	1887	1845	1766	1724	1690
		1	1¼ ◆■	1029	1010	975	959	940
		1	1¼ ▲	1188	1163	1098	1076	1055
52	50	¾	15/16 ▲	2347	2273	2178	2152	2110
		¾	1 ◆■	1918	1890	1848	1826	1790
		¾	1 ▲	2212	2183	2092	2050	2010
		1	1¼ ◆■	1216	1196	1167	1132	1110
		1	1¼ ▲	1405	1375	1323	1287	1262
56	54	¾	15/16 ▲	2704	2660	2556	2526	2489
		¾	1 ◆■	2241	2214	2167	2142	2110
		¾	1 ▲	2588	2545	2446	2409	2373
		1	1¼ ◆■	1420	1400	1371	1333	1307
		1	1¼ ▲	1638	1605	1549	1501	1472
60	58	¾	15/16 ▲	3399	3343	3232	3195	3162
		¾	1 ◆■	2587	2556	2510	2485	2460
		¾	1 ▲	2987	2945	2827	2798	2770
		1	1¼ ◆■	1639	1615	1587	1553	1522
		1	1¼ ▲	1889	1851	1797	1761	1726

Obs.: outras configurações com diferentes diâmetros de tubos e valores dos arranjos podem ser encontradas nas referências: Perry, Kern e Kakaç e Liu, por exemplo, $d_e = 5/8$ polegadas e arranjo de 13/16 pol.; $d_e = 1,25$ polegadas e arranjo de 1,563 pol.; $d_e = 1,5$ polegada e arranjo de 1,875 pol.

De forma aproximada o número de tubos em determinado casco pode ser obtido pela equação A6.1 (Kakaç e Liu):

$$N_t = 0,875 \left(\frac{CCT}{CL} \right) \frac{D_s^2}{(p/d_e)^2 d_e^2} \quad (A1.1)$$

com CCT = 0,93 para 1 passe no tubo

= 0,9 para 2 passes no tubo

CL = 1,0 para arranjos quadrados (90 ou 45°)

= 0,87 para arranjos triangulares (30 ou 60°)

O diâmetro do feixe ou diâmetro da envoltória do feixe (D_{otl}) depende do tipo de cabeçote. Na Tabela A1.2 são apresentados valores aproximados para os diferentes cabeçotes (Roshenow e Hartnett).

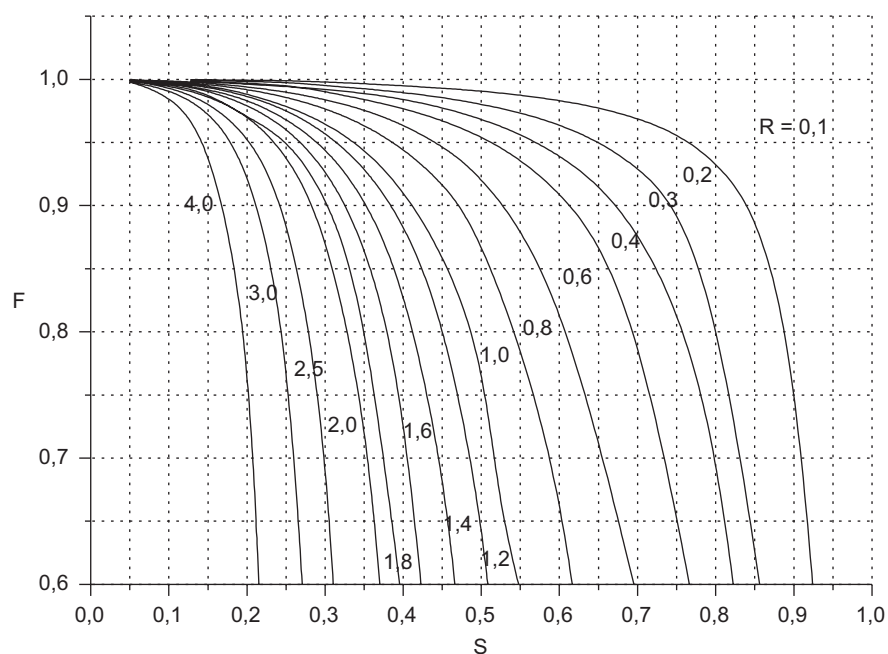
Tabela A1.2 Diâmetro da envoltória do feixe (diâmetro do feixe) em função do diâmetro interno do casco e do tipo de cabeçote.*

Diâmetro interno do casco, D_s (pol.)	Diâmetro da envoltória do feixe, D_{otl} (pol.)			
	Espelho fixo ou tubos em U	Cabeçote flutuante com caixa de gaxeta externa	“Pull-through”	Anel bipartido
10,02	9,62	8,52	6,42	8,02
12,09	11,67	10,59	8,49	10,04
13,38	12,95	11,88	9,78	11,30
15,25	14,81	13,75	11,65	13,11
17,25	16,79	15,75	13,65	15,06
19,25	18,78	17,75	15,65	17,00
21,25	20,75	19,75	17,65	18,96
23,0	22,50	21,50	19,40	20,66
27,0	26,46	25,50	23,40	24,56
31,0	30,43	29,50	27,40	28,45
35,0	34,40	33,50	31,30	32,33
39	38,37	37,50	35,30	36,25
42	41,34	40,50	38,25	39,14
48	47,30	46,50	44,20	45,04
51	50,27	49,50	47,20	47,93
54	53,24	52,50	50,10	50,83
60	59,21	58,50	56,00	56,72

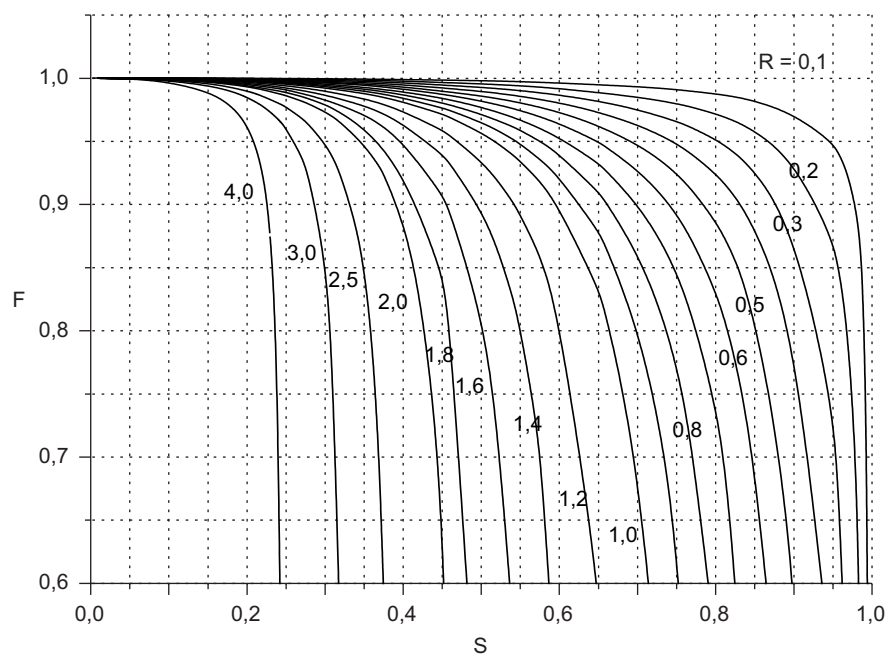
* Essas configurações mecânicas são apresentadas no item 2.2.8.

Anexo 2

Fator de correção para a diferença de temperatura



a) 1 passagem no casco – 2, 4, 6, ... passagens no tubo.

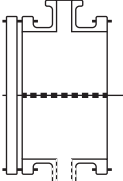
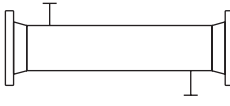
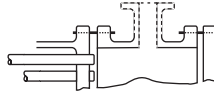
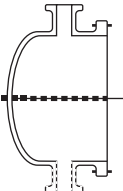
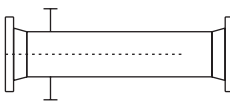
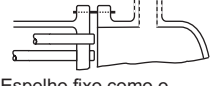
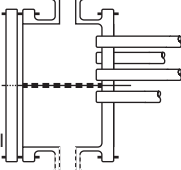
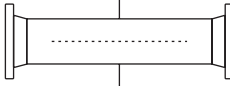
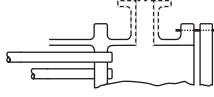
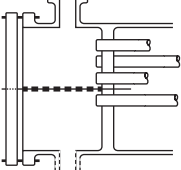
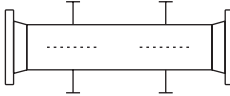
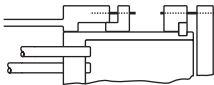
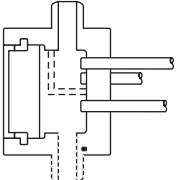
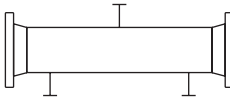
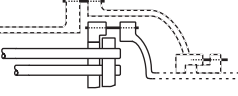
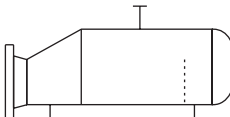
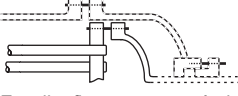
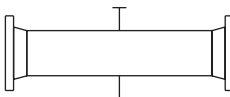
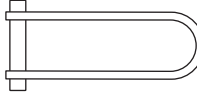
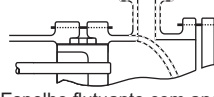


b) 2 passagens no casco – 4, 6, 8, ... passagens no tubo.

Figura A2.1 Fator de correção para a diferença de temperatura para trocadores de calor casco e tubo.

Anexo 3

Designação do TEMA para trocadores casco e tubo

	Tipos de cabeçotes estacionários frontais		Tipos de cascos		Tipos de cabeçotes posteriores
A	 Carretel e tampa removível	E	 Um passe no casco	L	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo A
B	 Carretel tipo boné com tampa integral	F	 Dois passes no casco com chicana longitudinal	M	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo B
C	 Apenas feixe removível Carretel integral com espelho e tampa removível	G	 Fluxo dividido	N	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo N
N	 Carretel integral com o espelho e tampa removível	H	 Fluxo duplamente dividido	P	 Cabeçote flutuante com gaxeta externa
D	 Vedamento especial para altas pressões	J	 Fluxo de entrada ou de saída dividido	S	 Cabeçote flutuante com anel bipartido
		K	 Refervedor tipo "Kettle"	T	 Espelho flutuante removível pelo carretel "pull-through"
		X	 Fluxo cruzado	U	 Feixe de tubos em U
				W	 Espelho flutuante com anel de vedamento especial (externo)

Anexo 4

Método Kern

Esta sequência de cálculos é semelhante à apresentada no item 3.4.2, exceto o cálculo do coeficiente de transferência de calor e a perda de carga do lado casco.

Deve-se conhecer as condições do processo:

*fluido quente: T_1 , T_2 , W , C_p , s , μ , k , R_d (real) e ΔP (admissível)

*fluido frio: t_1 , t_2 , w , c_p , s , μ , k , R_d (real) e ΔP (admissível)

L , d_e e BWG, P_T adotados $\Rightarrow$ prática ou sugestões (Cap. 7, Kern e literatura).

Escolher o lado de escoamento dos fluidos (casco/tubo) $\Rightarrow$ **critérios**.

1. Calor trocado

$$q = w_q c_{pq} (T_1 - T_2) = w_f c_{pf} (t_1 - t_2) \quad (\text{A4.1})$$

*normalmente uma vazão ou temperatura não é conhecida

2. Diferença de temperatura real, Δt

$\Delta t = (\text{MLDT})_{\text{contr}} F$ a partir de R e S , Fig. 18 a 23 (Kern) $\Rightarrow$ define o nº de passes no casco,

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}; \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{A4.2})$$

$F_T \geq 0,8$ (de preferência fora da região perpendicular ao eixo x).

3. Temperaturas médias ou calóricas (ver Anexo 5)

Para avaliar as propriedades físicas de cada fluido.

Tentativa 1

Atenção algumas equações estão com fatores para uso do sistema inglês de acordo com a publicação original.

a) Supor valor para U_d (Quadro 8, p. 661, Kern)

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t} \quad (\text{A4.3})$$

$$N_t = \frac{A}{\pi d_e L} \quad (\text{A4.4})$$

b) Supor nº de passagens no tubo (n) $\Rightarrow$ satisfaça perda de carga admissível

É recomendável que se leia o item Calibração de um trocador, p. 173, Kern) $\Rightarrow$ selecionar o trocador pelo Quadro 9, p. 662-3, Kern $\Rightarrow$ obtém-se um novo N_p , conseqüentemente, uma nova área de troca (A) e novo U_d .

c) Corrigir o valor de U_d , em razão da nova área obtida em b

$$U_d = \frac{Q}{A\Delta t} \quad (A4.5)$$

Neste ponto, se definirmos o espaçamento das chicanas, todo o trocador estará definido. Passaremos então a verificar se ele é adequado ou não.

Lado tubo (turbulento)

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,027 \left(\frac{d_i G_t}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (A4.6)$$

Considerar o termo de correção da viscosidade igual a 1.

De acordo com Kern, não se aplica para água $\Rightarrow$ ver Figura 25, Kern.

Correção do h_i para a área externa.

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_e} \quad (A4.7)$$

Lado casco

É preciso adotar um espaçamento entre as chicanas (B)

$$\frac{h_o D_{eq}}{k} = 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (A4.8)$$

D_e é o diâmetro equivalente, dado por:

$$D_{eq} = \frac{4 \text{ área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} \quad (A4.9)$$

Foi calculado considerando ao longo do eixo longitudinal e não perpendicular a ele. Na Figura A4.1a é apresentada a célula unitária que compõe o feixe e a notação utilizada.

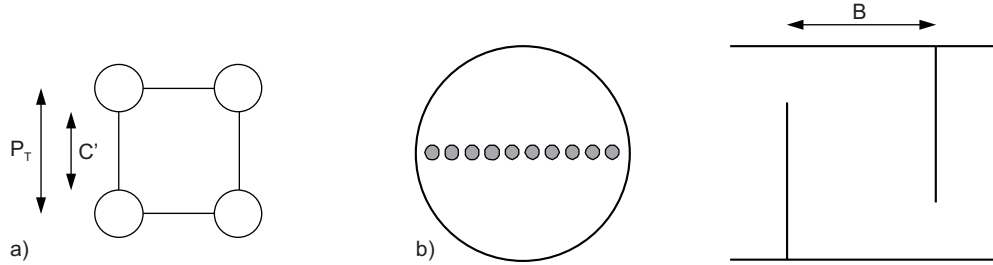


Figura A4.1 a) Célula unitária para o cálculo do diâmetro equivalente; b) identificação da área de escoamento no centro do feixe.

$$D_{eq} = \frac{4 \left(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4 \right)}{\pi d_o} \quad (A4.10)$$

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

$$a_s = \frac{D_s \times C' \times B}{P_T \times 144} \quad (\text{ft}^2) \quad (A4.11)$$

B é o espaçamento entre as chicanas.

$$a_s = \frac{D_s \times C' \times B}{P_T \times 144} \quad (A4.12)$$

w_s é a vazão mássica do fluido do lado casco. Na Figura A4.1b é mostrada a área de escoamento representada pela equação A4.11.

13. Calcular U_c

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (A4.13)$$

14. Calcular R_d

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} \quad (A4.14)$$

Esse é o **R_d calculado** e deve ser comparado com o real. Para o trocador ser aceitável deve-se ter:

$$R_{d \text{ calc}} > R_{d \text{ real}} \quad (A4.15)$$

Aqui a parte térmica do projeto está sendo checada. Outra maneira, mais adequada, é pelo excesso de área, sugerido por Ludwig.

$$\frac{A_{proj} - A_{nec}}{A_{nec}} \approx 10 \text{ a } 20\% \quad (A4.16)$$

A_{proj} é a área do trocador que está sendo testada e a A_{nec} é a área que o processo necessita com o valor de U_c calculado e os R_d verdadeiros (real).

$$U'_d = \frac{1}{\frac{1}{U_c} + R_{d\text{ real}}} \quad (\text{A4.17})$$

Perda de carga

Lado tubo

$$\Delta P_t = \frac{f G^2 L n}{5,22 \times 10^{10} d_i s \phi_t} \quad (\text{psi}) \quad (\text{A4.18})$$

Essa é a perda de carga distribuída, o fator de atrito f pode ser obtido da Figura 26, Kern.

A perda de carga no carretel e no cabeçote flutuante, chamada perda de retorno, em razão das múltiplas passagens assumidas como 4 cargas cinéticas é calculada por:

$$\Delta P_r = \frac{4 n}{s} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{psi}) \quad (\text{A4.19})$$

Pode ser utilizada a Figura 27, Kern.

Lado casco

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \times 10^{10} d_{eq} s \phi_s} \quad (\text{psi}) \quad (\text{A4.20})$$

Anexo 5

Temperatura calórica (Kern, Cap. 5 p. 68)

Para situações nas quais o coeficiente global U ou as propriedades físicas dos fluidos variam muito ao longo do trocador, a temperatura média aritmética, de cada fluido, pode não ser adequada para avaliar as propriedades físicas. $\Rightarrow U$ não é constante ao longo do trocador (hipótese assumida na dedução da MLDT).

$$\frac{q}{A} = \frac{U_1 \Delta t_2 - U_2 \Delta t_1}{\ln \frac{U_1 \Delta t_2}{U_2 \Delta t_1}} = U_x \left(\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \right) \quad (\text{A5.1})$$

U varia linearmente com a temperatura U constante

Em quais temperaturas t_c e T_c deve-se avaliar as propriedades físicas para obter U (a partir de h_i e h_o) de modo que tenha a igualdade anterior.

Chega-se a:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad \text{e} \quad t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (\text{A5.2})$$

Perceba que se F_c é igual à 0,5 chegamos à temperatura média.

$$F_c = \frac{1/K_c + [r/(r-1)]}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{lr}} - \frac{1}{K_c} \quad (\text{A5.3})$$

Sendo que F_c depende de K_c que é definido por:

$$K_c = \frac{U_h - U_c}{U_c} = \frac{U_2 - U_1}{U_1} \quad (\text{A5.4})$$

$$r = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} \quad (\text{A5.5})$$

Δt_h é o terminal quente, onde entra o fluido quente, e Δt_c , o terminal frio, onde entra o fluido frio, para uma operação em contracorrente.

Quando o fluido controlador for uma fração de petróleo, a Figura 17, apresentada no Apêndice do livro de Kern, pode ser utilizada.

Nos seguintes casos, a calórica tende à média:

- Se nenhum dos dois fluidos for muito viscoso no terminal frio ($\mu \leq 1\text{cP}$).
- Se as variações de temperatura de cada fluido não ultrapassar 100°F .
- Se $\text{MLDT} < 50^\circ\text{F}$.

Anexo 6

Propriedades físicas

Condutividade térmica para líquidos

Utilizar a equação:

$$k = A + B T + C T^2 ; k \text{ em W/m K e } T \text{ em K} \quad (\text{A6.1})$$

as constantes A, B e C são apresentadas na Tabela A1, para vários líquidos (The Properties of Gases and Liquids, Reid, Prausnitz e Poling, 4ª ed, p. 546).

Tabela A6.1 Constantes para avaliação de k (equação A6.1).

Composto	A	B	C	Validade (K)
Água	-3,838E-1	5,254E-3	-6,369E-6	273 a 673
Anilina	2,251E-1	-1,274E-4	-6,239E-8	268 a 680
Benzeno	1,776E-1	4,773E-6	-3,781E-7	278 a 533
n-Butanol	2,288E-1	-2,697E-4	1,323E-8	184 a 503
Etanol	2,629E-1	-3,847E-4	2,211E-7	160 a 463
Metanol	3,225E-1	-4,785E-4	1,168E-7	176 a 483
n-Propanol	1,854E-1	-3,366E-5	-2,215E-7	148 a 493
Tolueno	2,031E-1	-2,254E-4	-2,470E-8	178 a 581

Propriedades físicas da água líquida

Tabela A6.2 Propriedades físicas da água.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (cP)	c_p (kcal/kg °C)	k (W/m K)
0	999,87	1,7921	1,0080	0,5690
4	1000,00	1,5674		0,5829
10	999,73	1,3077	1,0019	0,5930
20	998,23	1,0050	0,9995	0,6088
30	995,68	0,8007	0,9987	0,6234
40	992,25	0,6560	0,9987	0,6367
50	988,07	0,5494	0,9992	0,6488
60	983,24	0,4688	1,0001	0,6595
70	977,81	0,4061	1,0013	0,6690
80	971,83	0,3565	1,0029	0,6772
90	965,34	0,3165	1,0050	0,6842
100	958,38	0,2838	1,0076	0,6898

Anexo 7

Gráficos referentes ao método Bell Delaware

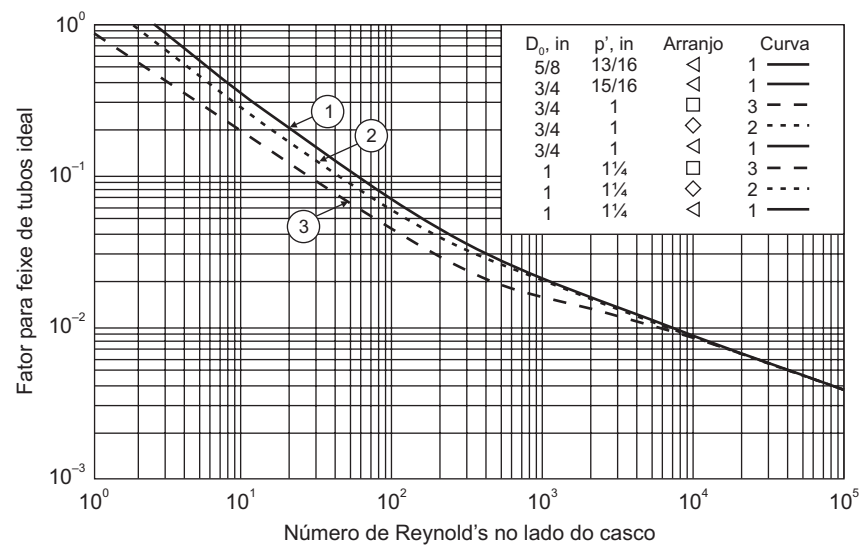


Figura A7.1 Correlação do fator- j_i para banco de tubos ideal.

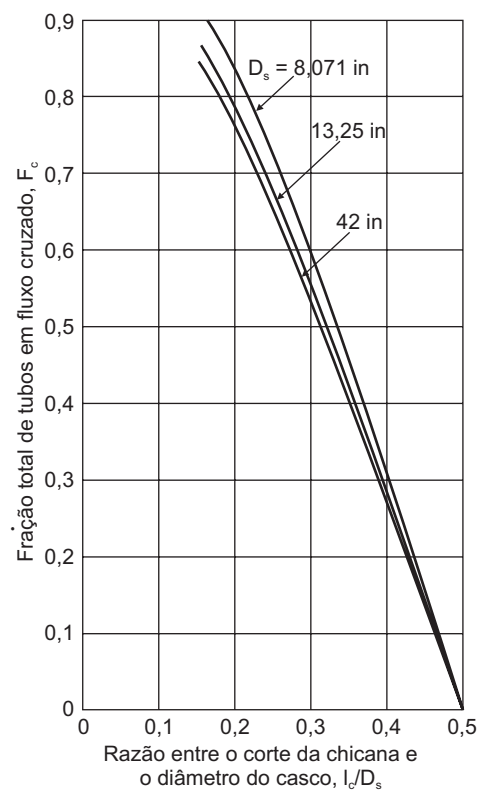


Figura A7.2 Estimativa da fração de tubos na seção de escoamento cruzado (F_c).

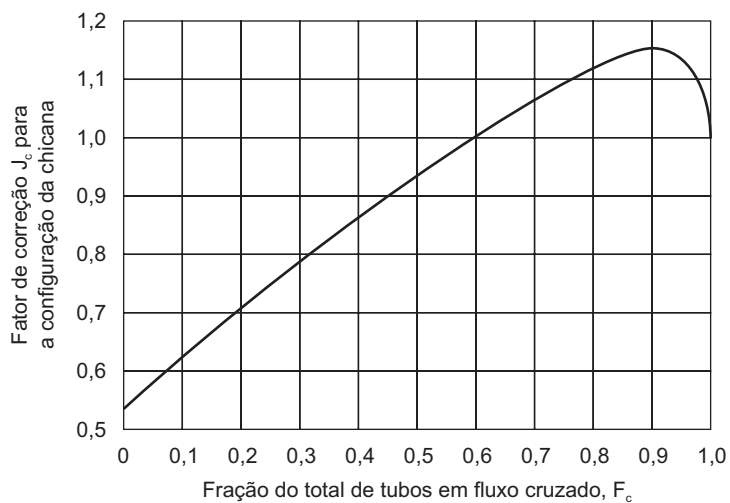


Figura A7.3 Fator de correção para os efeitos de configuração da chicana (J_c).

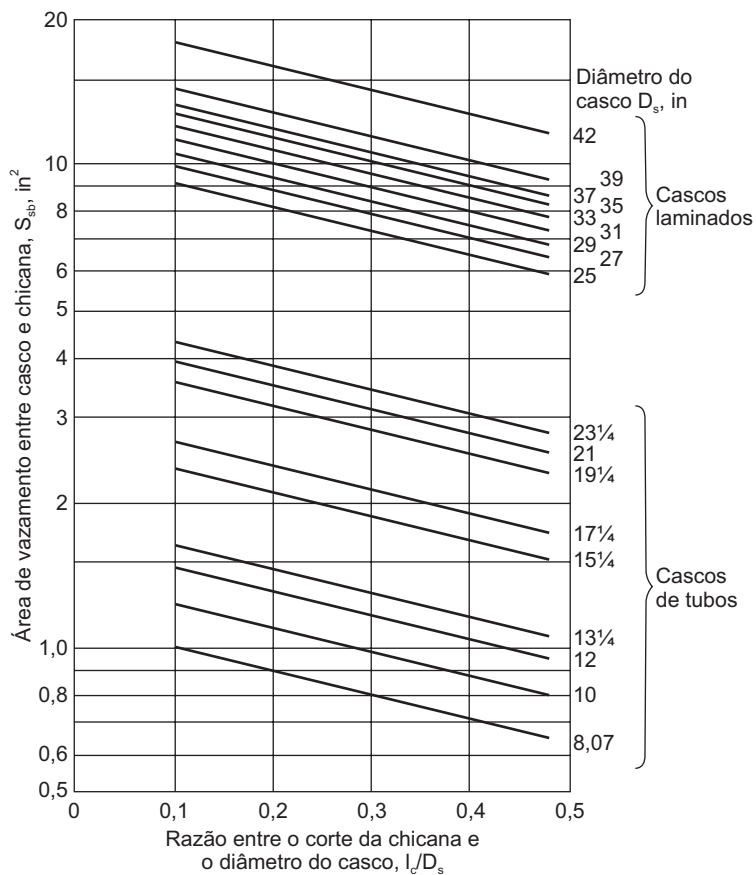


Figura A7.4 Estimativa da área da seção de vazamento casco-chicana (S_{sb}).

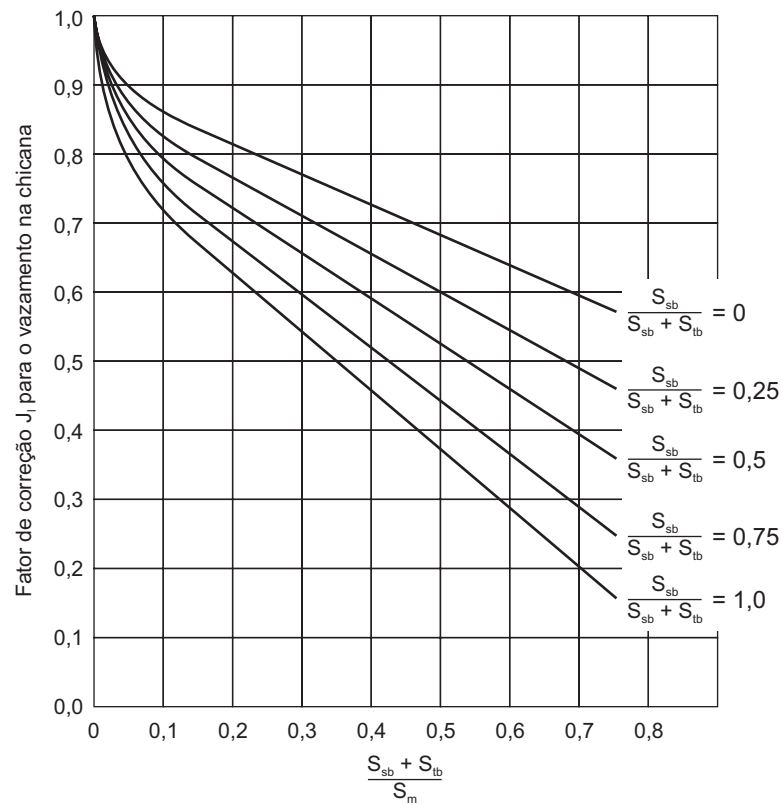


Figura A7.5 Fator de correção para os efeitos de vazamento na chicana (J_i).

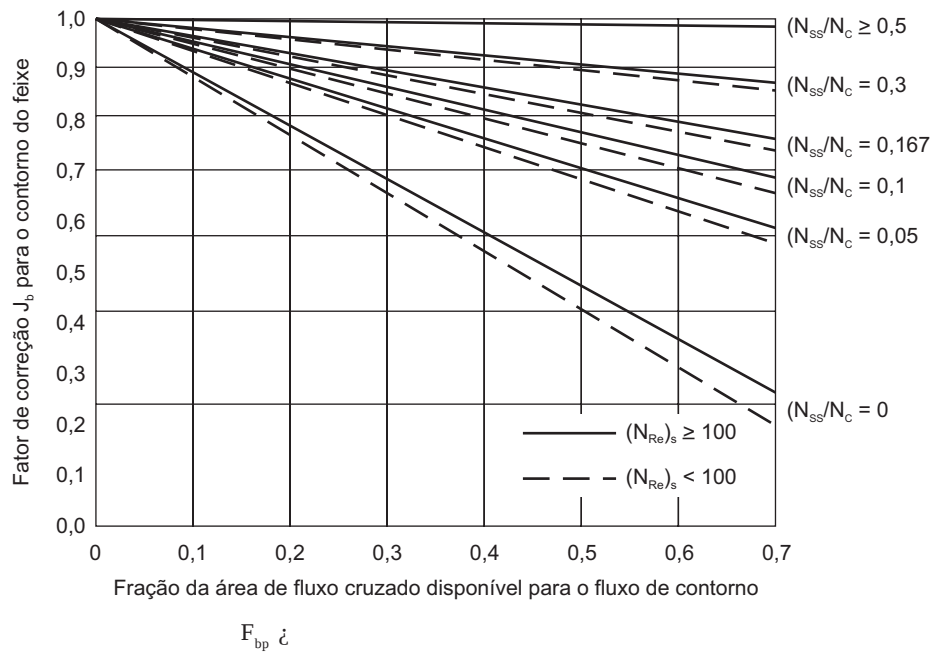


Figura A7.6 Fator de correção para os efeitos de contorno ("bypass") (J_b).

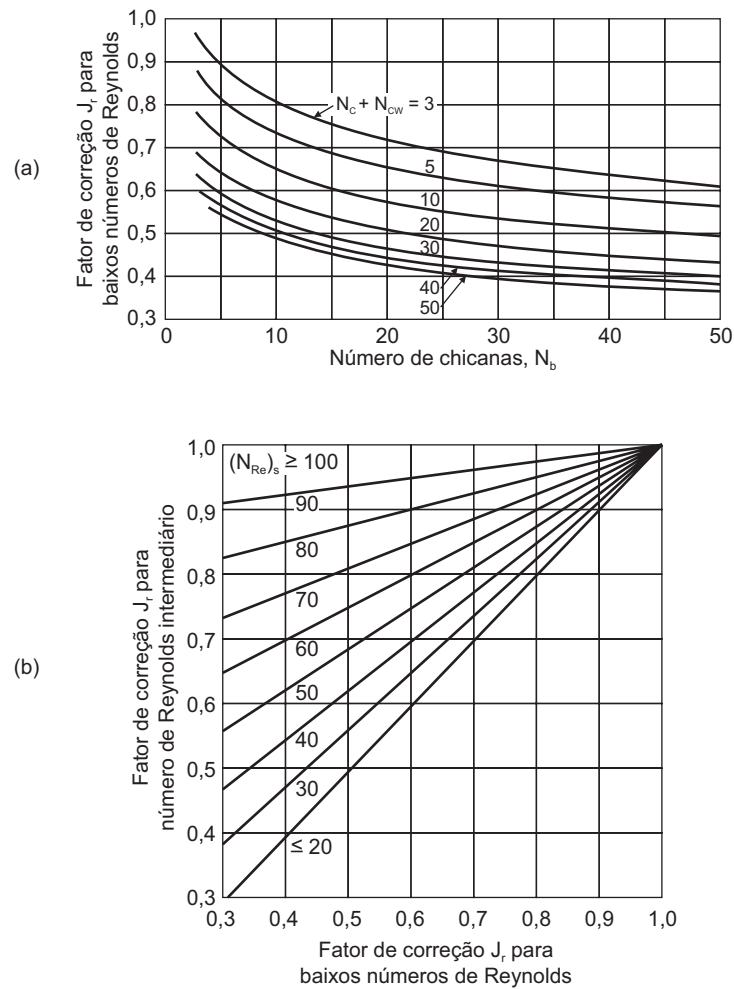


Figura A7.7 (a) Fator de correção para gradiente adverso de temperatura (J_r) com baixos números de Reynolds; (b) fator de correção para gradiente adverso de temperatura (J_r) com número de Reynolds intermediário.

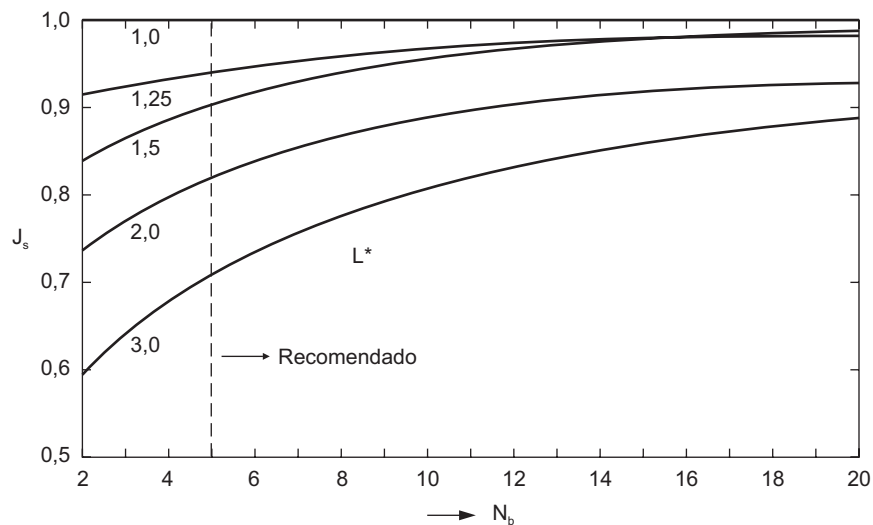


Figura A7.8 Fator de correção para espaçamento desigual das chicanas da entrada e saída (J_s) [L^* corresponde a l_{si}^* e l_{so}^*].

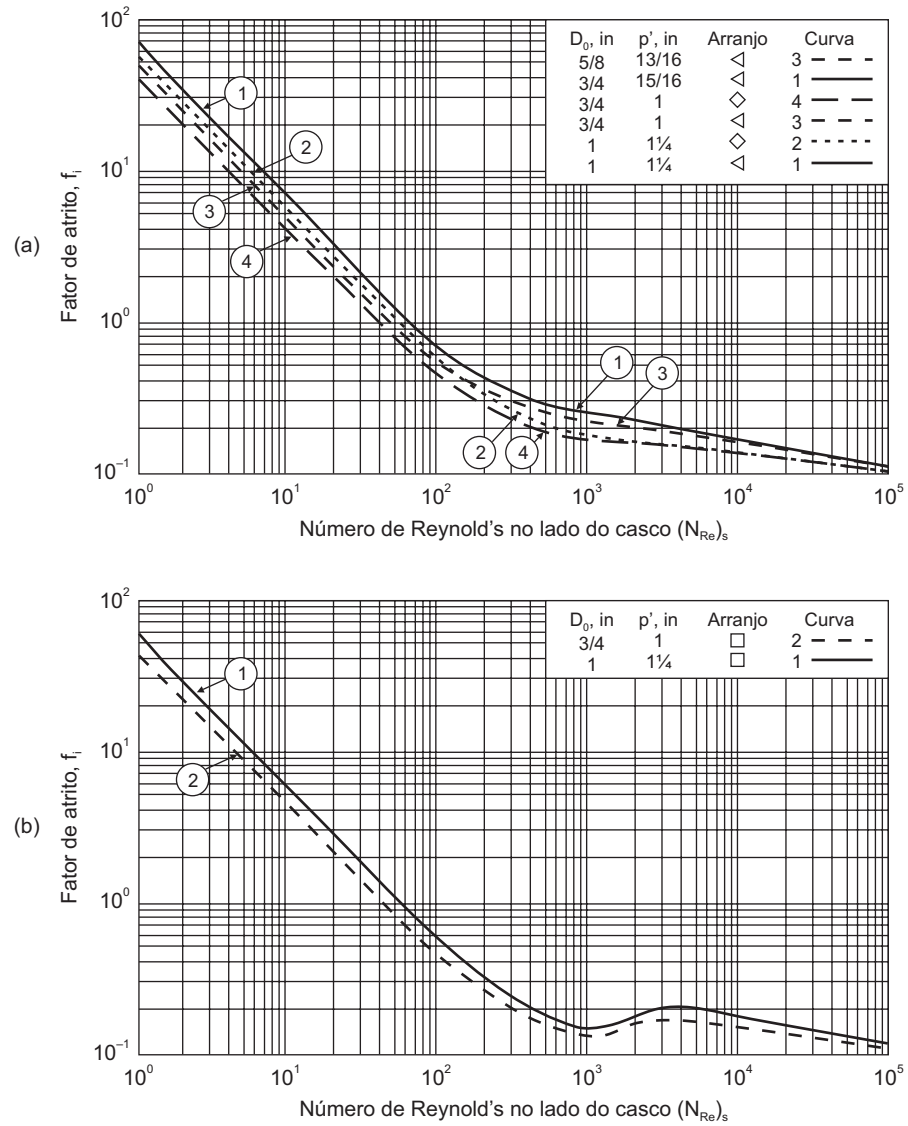


Figura A7.9 Correlação para o fator de atrito f_i para banco de tubos ideal.

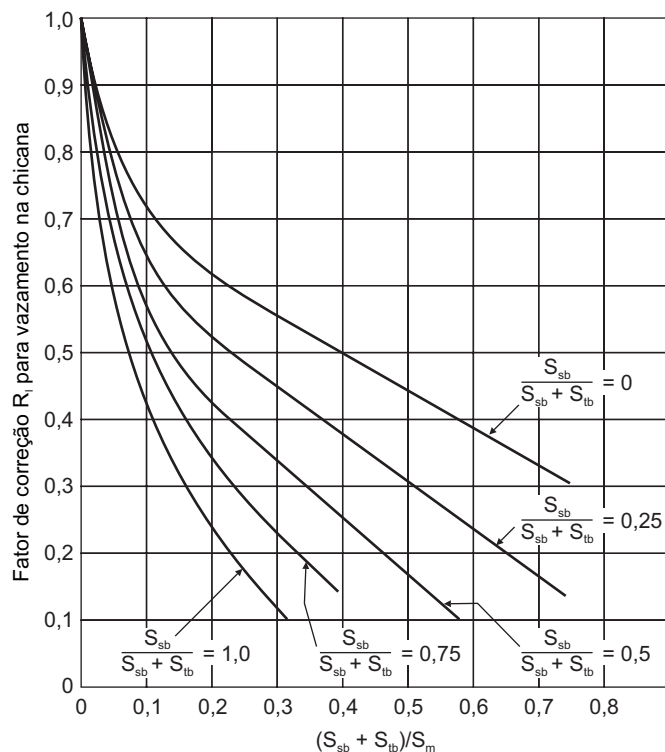


Figura A7.10 Fator de correção em razão do vazamento na chicana, para a perda de carga (R_i).

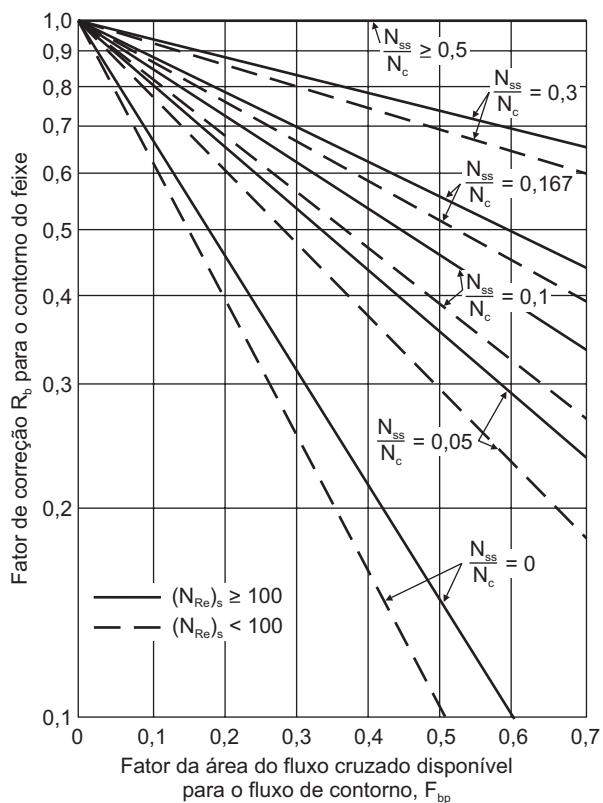


Figura A7.11 Fator de correção para os efeitos de contorno (“bypass”), para a perda de carga (R_b).

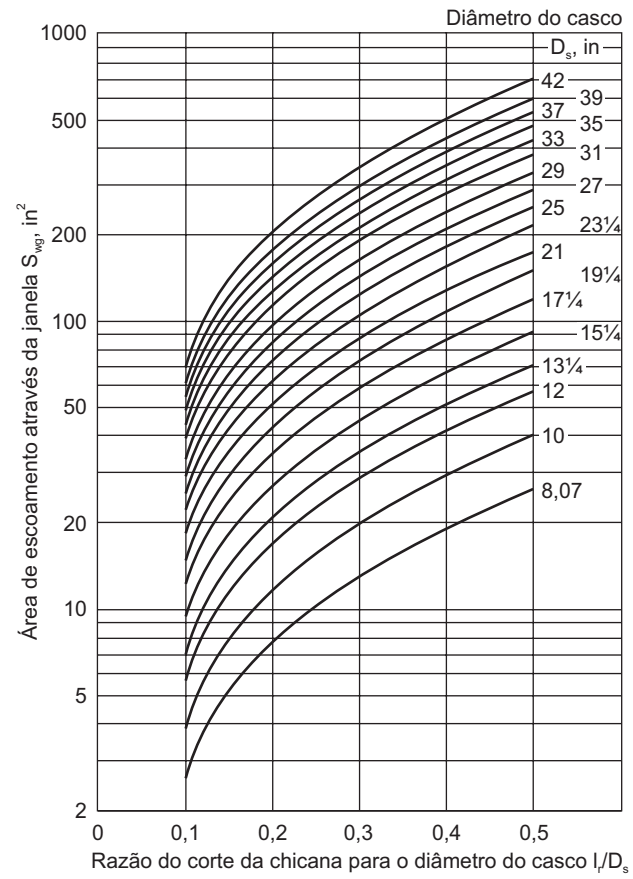


Figura A7.12 Estimativa da área total da janela (S_{wg}).

Anexo 8

Método da efetividade

Efetividade em função do número de unidades de transferência e razão de capacidades caloríficas (Kays e London).

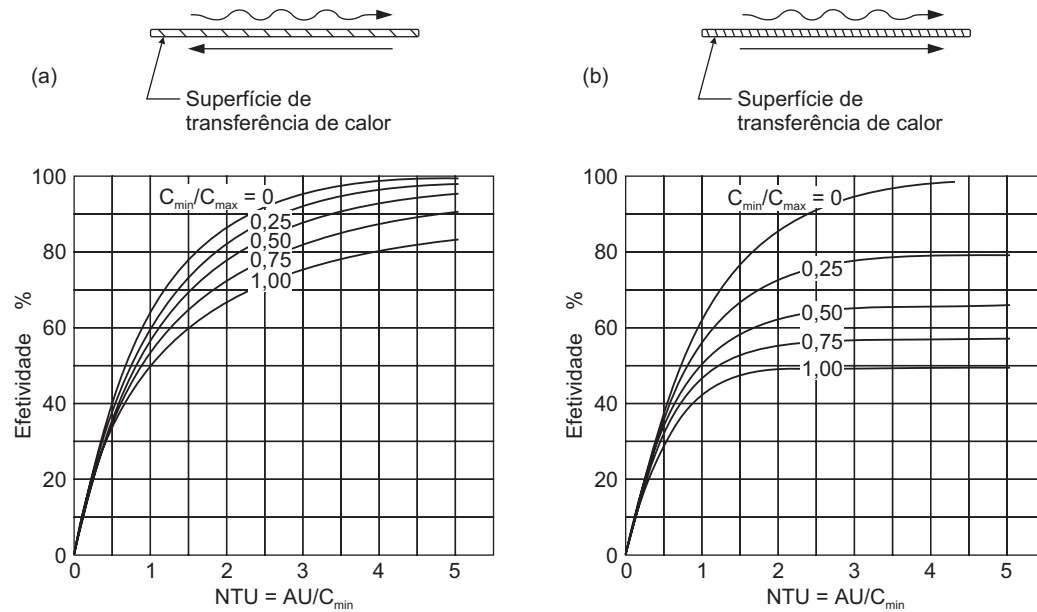


Figura A8.1 (a) escoamento em contracorrente; (b) escoamento em paralelo.

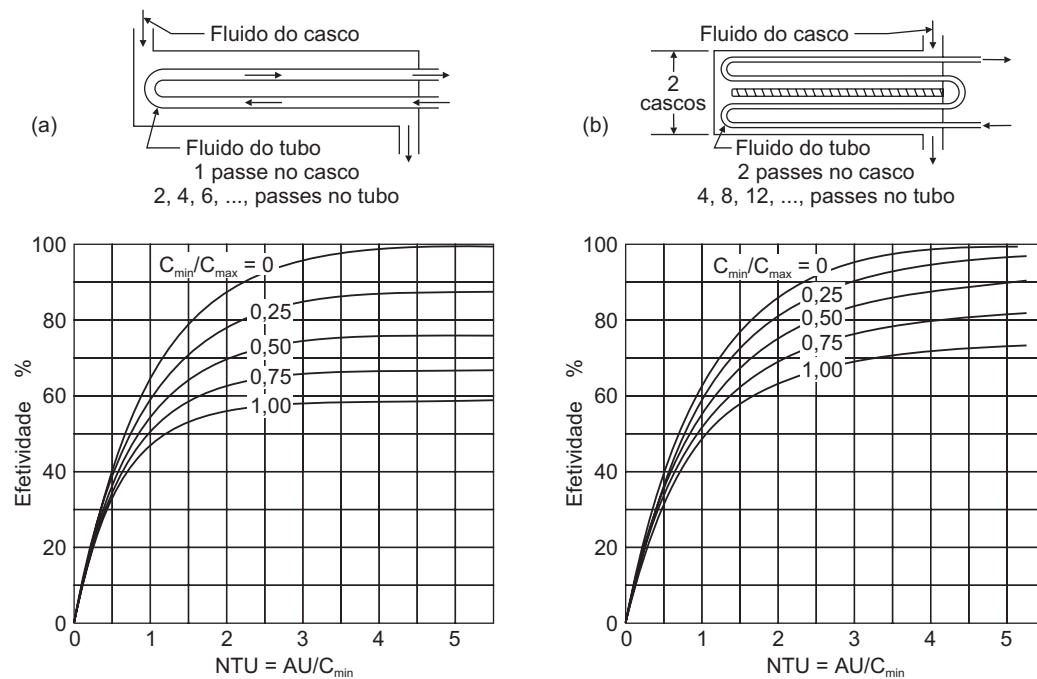


Figura A8.2 (a) casco e tubo 1-2, 4, 6 ...; (b) casco e tubo 2-4, 6, 8 ...

Tabela A8.1 Relações de NTU (Incropera e DeWitt).

Arranjo	Equação
Operação em contracorrente	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad p/ C_r < 1 \quad (A8.1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad p/ C_r = 1 \quad (A8.2)$
Operação em paralelo	$NTU = - \frac{\ln[1 - \varepsilon (1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (A8.3)$
Casco e tubo 1-2, 4, 6 ...	$NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (A8.4)$
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (A8.5)$
Casco e tubo n-2n	usar as equações A8.4 e A8.5 com:* $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}; F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1} \right)^{1/n} \quad (A8.6a,b)$
Escoamento cruzado (uma passagem)	
$C_{\max}$ misturado e $C_{\min}$ não misturado	$NTU = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right] \quad (A8.7)$
$C_{\min}$ misturado e $C_{\max}$ não misturado	$NTU = - \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln [C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (A8.8)$
Todos os trocadores com $C_r = 0$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (A8.9)$

* Quando se usam as equações A8.6a e b com as equações A8.4 e A8.5, o que se calcula é o NTU por passagem no casco, esse resultado deve ser multiplicado por n para obter o NTU para o trocador.

Série

Apontamentos – ciências exatas e engenharias



- AÇÕES DEVIDAS AO VENTO EM EDIFICAÇÕES
João Alfredo Azzi Pitta
- CALCULADORA GRÁFICA HP 50G APLICADA À ENGENHARIA
Rodrigo Fajardo Filgueiras, Pedro Davies Rezende, Marco Aurélio Queiroz Rodrigues e Vinicius Noboru Kuranoto
- CARTILHA DA LÓGICA, A - 2ª EDIÇÃO
Maria do Carmo Nicoletti
- CARTILHA PROLOG, A
Maria do Carmo Nicoletti
- CONTEXTO CURRICULAR DO ESTADO DE SÃO PAULO: REFLEXÕES VIA REGISTROS DE REPRESENTAÇÃO SEMIÓTICA, O
Paulo César Oliveira (Org.)
- CONTROLE DIGITAL DE PROCESSOS QUÍMICOS COM MATLAB E SIMULINK
Wu Hong Kwong
- CONTROLE NA FABRICAÇÃO DE ÁLCOOL
Cláudio Hartkopf Lopes e Maria Teresa Mendes Ribeiro Borges
- CURSO DE FÍSICA COMPUTACIONAL 1 PARA FÍSICOS E ENGENHEIROS FÍSICOS
Regiane Aparecida Ragí Pereira
- DESENVOLVIMENTO DE MÉTODOS POR HPLC
Quezia B. Cass e Ana Lúcia Gusmão Degani
- DESENVOLVIMENTO DE NOVOS EMPREENDIMENTOS
Ana Lucia Vitale Torkomian e Edemilson Nogueira
- DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS EM AÇO SEGUNDO A NBR 8800:2008
Alex Sander Clemente de Souza
- ELETRICIDADE APLICADA À ENGENHARIA
Maria Zanin e Ioshiaqui Shimbo
- EQUAÇÕES DIFERENCIAIS PARCIAIS COM MAPLE V
José Antonio Salvador
- ESTRUTURA E PROPRIEDADES DOS POLÍMEROS
Abigail Salles Lisbão
- EVAPORADORES
Everaldo Cesar da Costa Araujo
- EXERCÍCIOS APLICADOS À FÍSICO-QUÍMICA DOS POLÍMEROS
Abigail Salles Lisbão
- FUNDAMENTOS DA TEORIA DE CONJUNTOS FUZZY
Maria do Carmo Nicoletti e Heloisa de Arruda Camargo
- FUNDAMENTOS DA TEORIA DOS GRAFOS PARA COMPUTAÇÃO
Maria do Carmo Nicoletti e Estevam Rafael Hruschka
- HIPERTEXTO DE MÉTODOS DE MATEMÁTICA APLICADA COM MAPLE V
José Antonio Salvador
- INTEGRAÇÃO ENERGÉTICA: REDES DE TROCADORES DE CALOR
Wu Hong Kwong
- INTRODUÇÃO À BIOFÍSICA ESTRUTURAL
Ignez Caracelli e Julio Zukerman-Schpector
- INTRODUÇÃO À TECNOLOGIA AGROINDUSTRIAL
Cláudio Hartkopf Lopes e Maria Teresa Mendes Ribeiro Borges
- INTRODUÇÃO AO CONTROLE DE PROCESSOS QUÍMICOS COM MATLAB – VOLUMES 1 E 2
Wu Hong Kwong
- INTRODUÇÃO AO CONTROLE PREDITIVO COM MATLAB
Wu Hong Kwong
- INTRODUÇÃO AOS CONCEITOS E CÁLCULOS DA QUÍMICA ANALÍTICA: 1. EQUILÍBRIO QUÍMICO E INTRODUÇÃO À QUÍMICA ANALÍTICA QUANTITATIVA
Orlando Fatibello Filho
- INTRODUÇÃO AOS CONCEITOS E CÁLCULOS DA QUÍMICA ANALÍTICA: 2. EQUILÍBRIO ÁCIDO-BASE E APLICAÇÕES EM QUÍMICA ANALÍTICA QUANTITATIVA
Orlando Fatibello Filho
- INTRODUÇÃO AOS CONCEITOS E CÁLCULOS DA QUÍMICA ANALÍTICA: 3. EQUILÍBRIO DE SOLUBILIDADE (OU DE PRECIPITAÇÃO) E APLICAÇÕES EM QUÍMICA ANALÍTICA
Orlando Fatibello Filho
- INTRODUÇÃO ÀS LIGAÇÕES QUÍMICAS
José de Anchieta Rodrigues
- LIGAÇÕES EM ESTRUTURAS DE AÇO
Alex Sander Clemente de Souza
- LÓGICA PARA PRINCIPIANTES
Mark J. R. Cass
- LOGÍSTICA: VISÃO GLOBAL E PICKING
Daniel Fernando Bozutti, Miguel A. Bueno-da-Costa e Remigio Ruggeri
- MATLAB: FUNDAMENTOS E PROGRAMAÇÃO
Carlos Eugenio Vendrametto Junior e Selma Helena de Vasconcelos Arenales
- MODELO DE APRENDIZADO DE MÁQUINA BASEADO EM EXEMPLARES: PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS E ALGORITMOS, O
Maria do Carmo Nicoletti

Série

Apontamentos – ciências exatas e engenharias



- MODELOS PROBABILÍSTICOS APLICADOS À ENGENHARIA DE PRODUÇÃO
Reinaldo Morabito
- PROGRAMAÇÃO LINEAR: UMA ABORDAGEM PRÁTICA
Wu Hong Kwong
- RAIOS X: DIFRAÇÃO E ESPECTROSCOPIA
José de Anchieta Rodrigues
- REDAÇÃO DE RELATÓRIOS PARA QUÍMICOS
André Fernando de Oliveira, Astréa F. de Souza Silva e Mário Alberto Tenan
- SISTEMAS NUMÉRICOS E TRATAMENTO DE INTEIROS NO PASCAL
Maria do Carmo Nicoletti e Sandra Abib
- TROCADORES DE CALOR
Everaldo Cesar da Costa Araujo
- USO DO EXCEL PARA QUÍMICOS, O
André Fernando de Oliveira, Astréa F. de Souza Silva, Mário Alberto Tenan, Marcos Flores Júnior e Sérgio Lineu Olivo