



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

PQI 3301 – FENÔMENOS DE TRANSPORTE II

APOSTILA ③ – Introdução aos Trocadores de Calor

Prof. Jorge A. W. Gut

Prof. José Luís de Paiva

Versão 2019

Conteúdo

1.	TROCADORES DE CALOR	2
1.1	Características gerais de trocadores de calor bitubulares	2
1.2	Balances de energia no trocador de calor	4
1.3	Coeficiente global de troca térmica	5
1.4	Equação fundamental dos trocadores de calor	7
1.5	Aplicações.....	9
2.	EXERCÍCIOS	11
3.	SÍMBOLOS.....	14
4.	BIBLIOGRAFIA	15

Produção 2013: Caio Luca Joppert, bolsista do Programa de Estímulo ao Ensino de Graduação (PEEG) da Pró-Reitoria de Graduação da USP.

Revisão 2015: Yuri Nascimento Nariyoshi, bolsista do Programa de Aperfeiçoamento de Ensino (PAE) da CAPES.

1. TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos que têm como objetivo proporcionar a troca térmica entre duas correntes fluidas de forma indireta, ou seja, sem que haja contato direto entre elas. Troca-se calor sensível ou calor latente, nos casos de mudança de fase. O papel do engenheiro é dimensionar ou avaliar estes equipamentos para atender a uma demanda térmica.

1.1 Características gerais de trocadores de calor bitubulares

A construção mais simples de um trocador de calor é a de tubos concêntricos. As correntes fluidas escoam pelo tubo interno e pelo espaço anular, trocando calor através da parede metálica do tubo interno. As correntes quente e fria podem escoar no mesmo sentido (arranjo co-corrente) ou em sentidos opostos (arranjo contracorrente), conforme **Figura 1**.

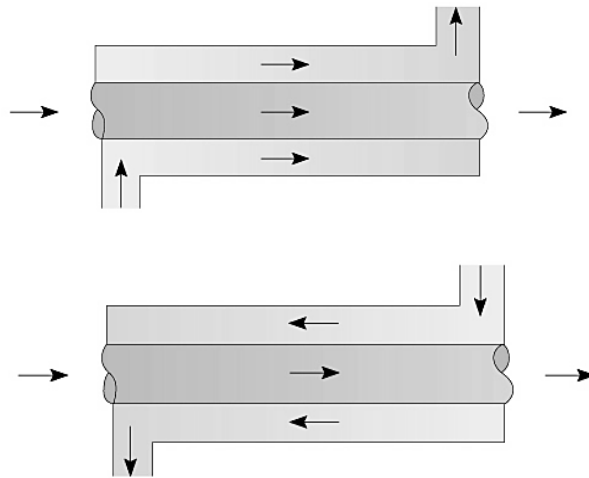


Figura 1: Arranjo de escoamento co-corrente (acima) e arranjo contracorrente (abaixo).
(Fonte: INCROPERA et al., 6ª edição)

A alimentação da corrente quente tem vazão mássica $\dot{m}_q$ e temperatura $T_{q,e}$. A alimentação da corrente fria tem vazão $\dot{m}_f$ e temperatura $T_{f,e}$. As temperaturas médias de saída das correntes são denominadas $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$ (e = entrada, s = saída). As **Figuras 2 e 3** ilustram a variação da temperatura média dos fluidos quente e frio ao longo do trocador bitubular no estado estacionário para os casos de arranjo co-corrente e contracorrente, respectivamente. No caso específico de um fluido puro mudar de fase, a temperatura será uniforme na região de troca de calor latente.

Ao longo do trocador, o potencial térmico $\Delta T = T_q - T_f$ varia dependendo do arranjo adotado. No caso do arranjo co-corrente, há uma diminuição do potencial térmico ao longo do trocador, enquanto no arranjo contracorrente ele fica mais ou menos uniforme ao longo do trocador, desde que não haja mudança de fase.

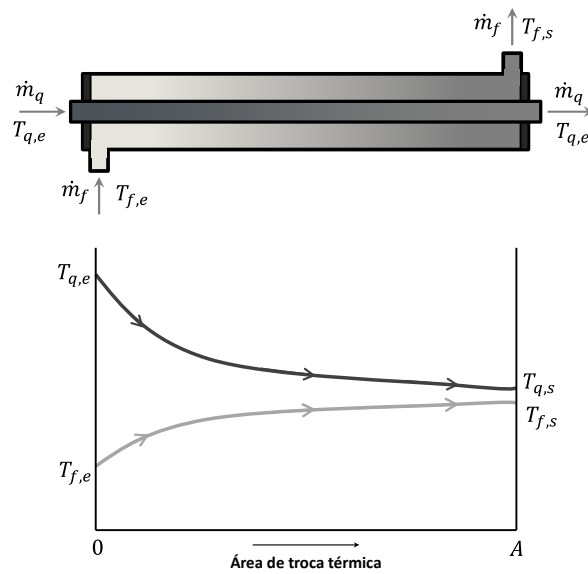


Figura 2: Perfil de temperatura em um trocador de calor bitubular com arranjo co-corrente no estado estacionário.

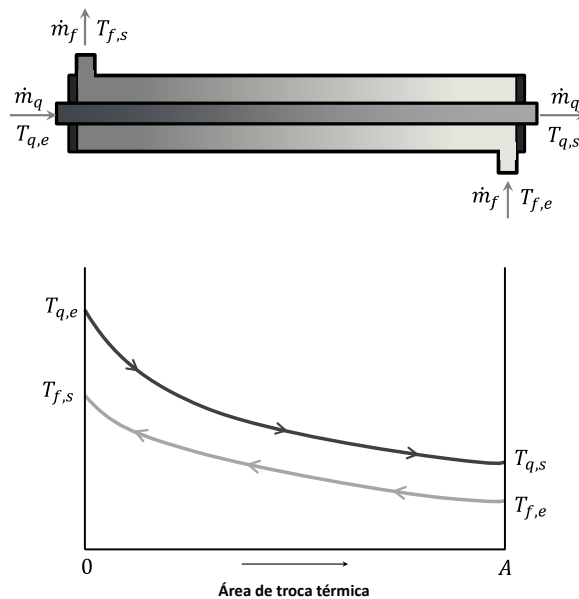


Figura 3: Perfil de temperatura em um trocador de calor bitubular com arranjo contracorrente no estado estacionário.

O arranjo co-corrente tem uma limitação termodinâmica: a temperatura de saída do fluido frio não pode exceder a de saída do fluido quente. Para um trocador co-corrente com comprimento infinito, os fluidos sairiam do equipamento em equilíbrio térmico, na mesma temperatura. Já o arranjo contracorrente não tem essa limitação, pois há uma força motriz favorável e ao longo de todo trocador, o que possibilita o fluido frio sair mais quente do que a saída do fluido quente (compare as **Figuras 2 e 3**).

1.2 Balanços de energia no trocador de calor

No trocador de calor, a transferência de energia térmica se dá através da parede do tubo interno tendo a convecção atuando nas superfícies interna e externa desse tubo. Um esquema representando esta situação é mostrado na **Figura 4**. As indicações '1' e '2' representam os extremos do trocador bitubular. No estado estacionário tem-se uma taxa de transferência de energia q através da parede metálica.

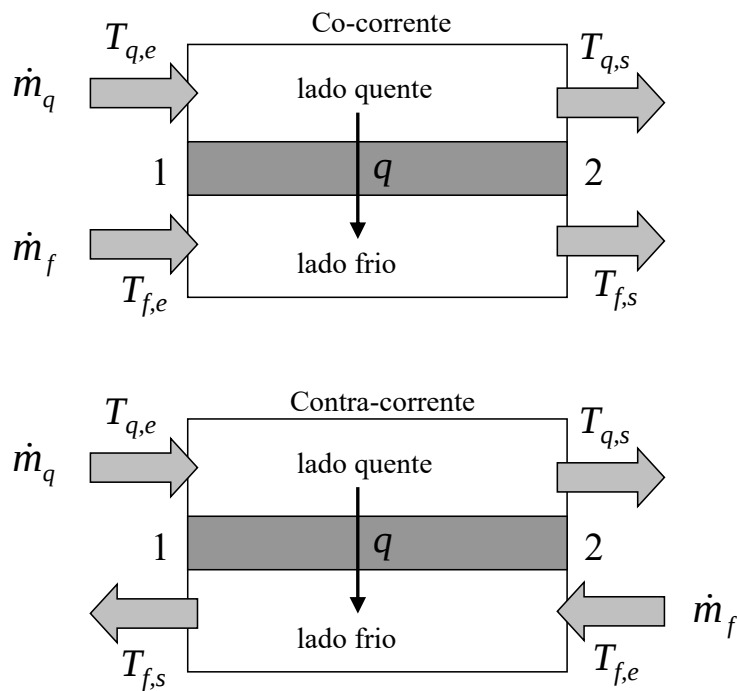


Figura 4: Esquema da troca térmica no trocador de calor.

É possível realizar os balanços macroscópicos de energia térmica para o lado frio e para o lado quente, considerando estado estacionário e que não há mudanças de fase:

$$[\text{taxa de entrada}] = [\text{taxa de saída}]$$

$$\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,e} - T_{ref}) = q + \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,s} - T_{ref})$$

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

Desta forma, tem-se a taxa de troca de energia:

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

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

Portanto, tem-se um problema com três variáveis (q , $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$) e apenas duas equações. A terceira equação necessária para poder determinar as temperaturas de saída do trocador vem do balanço diferencial de energia. Para a dedução desta equação, considere uma

fatia transversal do trocador bitubular, com espessura infinitesimal dz . Neste caso, os balanços globais de energia nos lados quente e frio ficam:

$$dq = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot dT_f$$

$$dq = -\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot dT_q$$

Esta fatia tem uma área de troca térmica de referência dA_{ref} entre os fluidos e há um potencial térmico $(T_q - T_f)$ para troca de calor. Como trata-se de um problema de transporte de calor unidirecional no estado estacionário e sem geração de calor, pode-se construir um circuito térmico entre T_q e T_f . A partir da resistência térmica entre estes extremos define-se um coeficiente global de troca térmica, U . Desta forma tem-se a seguinte equação para o calor trocado:

$$dq = U \cdot dA_{ref} \cdot (T_q - T_f)$$

$$dq = U \cdot dA_{ref} \cdot \Delta T$$

Para aplicar esta equação, é necessário: 1) definir o coeficiente global de troca térmica, U ; 2) definir a área de troca térmica de referência, A_{ref} ; e 3) definir um potencial térmico ΔT médio, já que este varia ao longo do trocador (**Figuras 2 e 3**).

1.3 Coeficiente global de troca térmica

A transferência de calor entre os fluidos quente e frio pode ser modelada como um circuito térmico contendo três resistências térmicas associadas em série, como na **Figura 5**, assumindo que o fluido quente está dentro do tubo:

- Resistência à troca de calor por convecção na superfície interna do tubo;
- Resistência à troca de calor por convecção na superfície externa do tubo;
- Resistência à troca de calor por condução na parede do tubo.

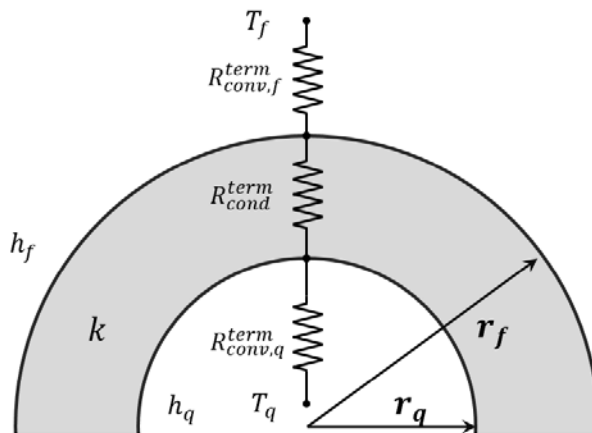


Figura 5: Circuito térmico para determinação do coeficiente global de troca térmica em um trocador de calor bitubular.

$$R_{eq}^{term} = R_{conv,f}^{term} + R_{cond}^{term} + R_{conv,q}^{term}$$

$$\therefore R_{eq}^{term} = \frac{1}{h_f \cdot 2\pi r_f L} + \frac{\ln(r_f/r_q)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_q \cdot 2\pi r_q L}$$

em que L é o comprimento do tubo. Adaptar caso o fluido frio for o interno ao tubo.

Dependendo do fluido trocando calor, pode ocorrer a deposição de material (sujidade) sobre o tubo, prejudicando a troca térmica. Por este motivo, um fator de segurança é adotado no ato do cálculo da resistência equivalente para o dimensionamento de um equipamento novo, na forma de uma “resistência térmica de depósito”. O termo R''_d (*fouling fator*, fator de incrustação, fator de depósito) é empírico e aproximado, pois depende do fluido, sua temperatura, tipo do trocador e tempo de operação. A **Tabela 1** apresenta valores representativos de R''_d para diferentes fluidos em trocadores tubulares. À resistência térmica do trocador ‘limpo’, soma-se então as resistências térmicas de depósito:

$$R_{eq,sujo}^{term} = R_{eq,limpo}^{term} + \frac{R''_{d,f}}{2\pi r_f L} + \frac{R''_{d,q}}{2\pi r_q L}$$

Tabela 1: Fatores de deposição representativos para alguns fluidos em trocadores tubulares.

Fluido	R''_d ($W\ m^2/K$)
Água do mar ou tratada para caldeira (< 50 °C)	0,0001
Água do mar ou tratada para caldeira (> 50 °C)	0,0002
Água de rio (abaixo de 50 °C)	0,0002 a 0,001
Vapor d’água	0,0001
Óleo combustível	0,0009
Fluidos refrigerantes	0,0002

(Fonte: TEMA, 1978)

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica, a área de referência é normalmente escolhida como sendo a área externa do tubo interno (neste caso, $2\pi r_f L$). Então, tem-se:

$$U_{sujo} \cdot A_{ref} = \frac{1}{R_{eq,sujo}^{term}}$$

$$U_{sujo} = \frac{1}{2\pi r_f L} \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{h_f \cdot 2\pi r_f L} + \frac{\ln(r_f/r_q)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_q \cdot 2\pi r_q L} + \frac{R''_{d,f}}{2\pi r_f L} + \frac{R''_{d,q}}{2\pi r_q L}} \right)$$

$$\therefore U_{sujo} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \left(\frac{r_f}{k}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_f}{r_q}\right) + \left(\frac{r_f}{r_q}\right) \cdot \frac{1}{h_q} + R''_{d,f} + \left(\frac{r_f}{r_q}\right) \cdot R''_{d,q}}$$

Na análise ou dimensionamento de um trocador de calor, as resistências térmicas individuais são calculadas e comparadas para identificar as resistências controladoras, ou seja, as maiores resistências ao transporte de calor. Para intensificar a taxa de transferências de calor, medidas devem ser tomadas para reduzir as resistências controladoras, já que investir na redução de resistências não controladoras tem pouco resultado prático.

Desprezando as resistências térmicas de depósito, tem-se o coeficiente global denominado 'limpo':

$$U_{limpo} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \left(\frac{r_f}{k}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_f}{r_q}\right) + \left(\frac{r_f}{r_q}\right) \cdot \frac{1}{h_q}}$$

Muitas vezes, pode-se desprezar a resistência térmica de condução, uma vez que os tubos metálicos têm condutividade térmica elevada e espessura pequena. Então, tem-se:

$$U_{limpo} \approx \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \left(\frac{r_f}{r_q}\right) \cdot \frac{1}{h_q}}$$

1.4 Equação fundamental dos trocadores de calor

Nas **Figuras 2 e 3**, fica claro que o potencial térmico $T_q - T_f$ não é uniforme ao longo do trocador. Considerando uma fatia de espessura infinitesimal do trocador, tem-se uma variação no potencial térmico $d\Delta T = d(T_q - T_f) = dT_q - dT_f$. Portanto, pode-se desenvolver:

$$d\Delta T = dT_q - dT_f = -\frac{dq}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} - \frac{dq}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}}$$

Substituindo $dq = U \cdot dA_{ref} \cdot \Delta T$, tem-se:

$$d\Delta T = -U \cdot \Delta T \cdot dA_{ref} \left(\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}} \right)$$

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \left(\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}} \right) \cdot U \cdot dA_{ref}$$

Substituindo os balanços globais de energia (**Figura 4**):

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \left(\frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{q} + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{q} \right) \cdot U \cdot dA_{ref}$$

Integrando a expressão acima para um trocador co-corrente, tem-se as seguintes condições de contorno (vide **Figura 4**):

- Na extremidade 1: $T_q = T_{q,e}; \quad T_f = T_{f,e}; \quad \Delta T = (T_{q,e} - T_{f,e})$
- Na extremidade 2: $T_q = T_{q,s}; \quad T_f = T_{f,s}; \quad \Delta T = (T_{q,s} - T_{f,s})$

Portanto, chega-se em:

$$\ln\left(\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}}\right) = -\left(\frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{q} + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{q}\right) \cdot U \cdot A_{ref}$$

Definindo os potenciais térmicos nas extremidades 1 e 2 do trocador:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s}$$

Pode-se, então, escrever:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q}\right) \cdot U \cdot A_{ref}$$

$$\therefore q = U \cdot A_{ref} \cdot \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}\right)$$

Por definição, o termo entre parêntesis é chamado de média logarítmica. Esta média é definida como:

$$\text{média logarítmica entre } A \text{ e } B = \left(\frac{A - B}{\ln(A/B)}\right) = \left(\frac{B - A}{\ln(B/A)}\right)$$

Então, chega-se enfim à equação fundamental dos trocadores de calor:

$$q = U \cdot A_{ref} \cdot \Delta T_{lm}$$

em que ΔT_{lm} é a Média Logarítmica de Diferenças de Temperatura, também chamada de MLDT (ou, mais usualmente, LMTD, do inglês *Log-Mean Temperature Difference*) e este é o potencial térmico médio do trocador de calor bitubular com arranjo contracorrente.

Caso se repita a mesma dedução para um trocador com arranjo contracorrente, o que mudará serão apenas as condições de contorno:

- Na extremidade 1: $T_q = T_{q,e}; T_f = T_{f,s}; \Delta T = (T_{q,e} - T_{f,s})$
- Na extremidade 2: $T_q = T_{q,s}; T_f = T_{f,e}; \Delta T = (T_{q,s} - T_{f,e})$

Chega-se novamente em $q = U \cdot A_{ref} \cdot \Delta T_{lm}$, mas com uma diferença na MLDT:

$$\Delta T_{lm} = \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}\right) = \begin{cases} \frac{(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})}{\ln\left(\frac{T_{q,e} - T_{f,e}}{T_{q,s} - T_{f,s}}\right)} & \text{(co-corrente)} \\ \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}}\right)} & \text{(contracorrente)} \end{cases}$$

1.5 Aplicações

Há basicamente dois tipos de problemas envolvendo trocadores de calor:

- Problema de projeto ou dimensionamento: Sabe-se o serviço que o trocador deve realizar e as temperaturas de saída desejadas e o objetivo é encontrar a área de troca térmica e as características de construção do equipamento que satisfaça a demanda;
- Problema de avaliação ou simulação: tem-se a área de troca térmica e as características de construção do equipamento e, de posse das temperaturas de entrada dos fluidos quentes e frios, deseja-se encontrar as temperaturas de saída de ambos.

Na prática, trocadores bitubulares são pouco utilizados, uma vez que para obter uma área de troca térmica considerável, são necessários tubos muito longos. O uso de tubos em 'U' (grampos) viabiliza a acomodação do trocador em um espaço mais reduzido (**Figura 6**). Geralmente, prefere-se utilizar trocadores de calor mais compactos, onde diversos tubos passam por dentro do espaço por onde escoa o outro fluido que, neste caso, é chamado de casco. Este tipo de trocador é chamado de trocador de calor casco-e-tubos (**Figura 7**).



Figura 6: Trocadores de calor bitubulares arranjados com tubos em U. (Fonte: GUT & SONG, 2015)

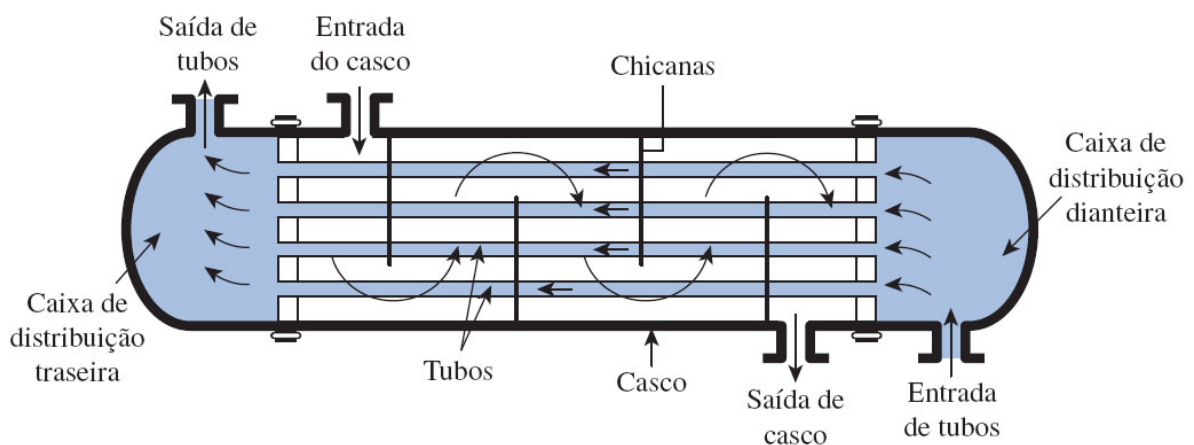


Figura 7: Trocador de calor casco e tubos. (Fonte: ÇENGEL & GHAJAR, 4ª edição)

A equação fundamental dos trocadores de calor foi deduzida para um trocador bitubular, mas ela pode ser usada para outros tipos de trocadores, como o casco-e-tubos. Para isso a MLDT é calculada assumindo um bitubular com arranjo contracorrente e introduz-se na equação um fator de correção da MLDT: $0 < F_{MLDT} \leq 1$. Este fator pode ser encontrado na literatura. Mais detalhes sobre este fator e sobre trocadores de calor de casco-e-tubos serão abordados na disciplina de *Operações Unitárias da Indústria Química II*.

A equação fundamental dos trocadores de calor fica então:

$$q = U \cdot A_{ref} \cdot F_{MLDT} \cdot \Delta T_{lm}$$

Que, em conjunto com balanços globais de energia nos lados quente e frio:

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

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

forma um sistema de três equações que pode prover três variáveis (incógnitas). Em um problema de avaliação, as incógnitas são q , $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$. Já em um problema de projeto com q especificado, as incógnitas são A_{ref} , $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$.

Em um problema de projeto, a resolução das três equações é direta, pois os balanços de energia fornecem as temperaturas de saída. Entretanto, em um problema de avaliação não é possível obter o calor diretamente. Uma estratégia é começar com uma estimativa de q , calcular as temperaturas de saída pelos balanços de energia e então calcular q pela equação fundamental, comparando-o com o valor adotado. Iterativamente é possível convergir os dois valores de q .

Por fim, um conceito que por vezes é abordado é o de eficiência do trocador de calor, ε . Esta eficiência é determinada pela razão entre o calor que o equipamento troca e o calor máximo que poderia ser trocado no caso de um trocador bitubular contracorrente infinitamente longo:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

Em que $q_{max} = (\min_{q,f}(\dot{m}c_p)) \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})$. O calor máximo é aquele trocado pela corrente com menor capacidade calorífica $\dot{m}c_p$ passando pelos extremos de temperatura ($T_{q,e}$ e $T_{f,e}$).

2. EXERCÍCIOS

- 1) Trocadores de calor são utilizados em conjunto com colunas de destilação, no topo e no fundo desta. No topo, um condensador recebe o vapor saturado que sai da coluna e o condensa, geralmente utilizando água a temperatura ambiente como fonte de resfriamento. No fundo, um trocador chamado refulvador recebe o líquido que sai do fundo da coluna e o vaporiza, geralmente utilizando vapor d'água saturado como fonte de aquecimento. Esboce os perfis de temperatura do fluido frio e do fluido quente ao longo dos trocadores de uma coluna, considerando as condições de mudança de fases.

- 2) Um trocador de calor bitubular contracorrente deve utilizar 4,0 kg/s de água que é captada de um rio para resfriar 0,43 kg/s de uma corrente de óleo para motor. O tubo interno tem diâmetro nominal de 3 in (Sch. 40) e é feito de cobre, para evitar problemas de corrosão. A água do rio está disponível a 25 °C e o óleo sai do processo a 80 °C, sendo que os coeficientes de troca térmica por convecção de cada um destes fluidos são de 1200 W/K.m² (água) e 450 W/K.m² (óleo). Sabendo que a demanda térmica do trocador é de 40 kW, pede-se:
 - a) Determinar as temperaturas de saída dos fluidos e a MLDT.
 - b) Determinar o coeficiente global de troca térmica limpo.
 - c) Estimar a área de troca necessária e o comprimento do trocador desprezando a formação de incrustação.
 - d) Estimar a área de troca e o comprimento do trocador levando em conta a incrustação como fator de segurança no projeto.

- 3) Um trocador bitubular contracorrente de calor opera promovendo a troca de calor entre dois fluidos de processo, um com vazão de 20 kg/s e calor específico de 5,0 J/kg.K e outro com vazão de 30 kg/s e calor específico de 4,0 J/kg.K. A temperatura de entrada do primeiro fluido é de 60 °C e a do segundo de 95 °C. Sabendo que a área de troca térmica é de 1,05 m² e que o coeficiente de global de troca térmica é estimado em 500 J/K.m², pede-se
 - a) Determinar as temperaturas de saída dos fluidos e a MLDT.
 - b) Determinar a eficiência do trocador.
 - c) Determinar o aumento de área necessário para atingir uma eficiência de 95%.

- 4) Um dado trocador de calor realiza a troca térmica entre um fluido de processo (de 98 °C a 66 °C) usando uma corrente de água a 25 °C. A operação se dá com uma vazão de 1,0 kg/s de água e 0,80 kg/s de fluido de processo, sendo que os calores específicos dos fluidos são 1,0 e 1,1 kcal/kg.K, respectivamente. O coeficiente global de troca térmica é estimado em 250 cal/m².K.s. Pede-se:
 - a) A temperatura de saída da água de resfriamento.
 - b) A área do trocador, julgando arranjo co-corrente.
 - c) A área do trocador, julgando arranjo contracorrente
 - d) Represente esquematicamente num diagrama *temperatura x área de troca* as situações dos itens “b” e “c”.

- 5) Um trocador de calor de tubo duplo de escoamento paralelo (co-corrente) deve aquecer água ($c_p = 4,180 \text{ J/kg.K}$) de 25°C a 60°C a uma taxa de $0,20 \text{ kg/s}$. O aquecimento é realizado com uma corrente de água salina geotérmica ($c_p = 4,310 \text{ J/kg.K}$) disponível a 140°C com vazão mássica de $0,30 \text{ kg/s}$. O tubo interno tem parede fina e diâmetro de $0,80 \text{ cm}$. Considerando que o coeficiente global de transferência de calor no trocador de calor é 550 W/K.m^2 , determine o comprimento do tubo necessário para alcançar o aquecimento desejado.
- 6) Em uma fábrica têxtil, água residuais de processamento ($c_p = 4,295 \text{ J/kg.K}$) a 80°C devem ser utilizadas para preaquecimento de água fresca ($c_p = 4,180 \text{ J/kg.K}$) a 10°C com a mesma vazão em um trocador de calor de tubo duplo em contracorrente. A superfície de transferência de calor do trocador de calor é $1,65 \text{ m}^2$, e o coeficiente global de transferência de calor é 625 W/K.m^2 . Considerando que a taxa de transferência de calor é 35 kW , determine as temperaturas de saída e a vazão mássica de cada corrente.
- 7) Água ($c_p = 4,18 \text{ J/kg.K}$) entra no tubo de $2,5 \text{ m}$ de diâmetro interno de um trocador de calor de tubo duplo em contracorrente a 20°C a uma taxa de $2,20 \text{ kg/s}$. A água é aquecida pela condensação de vapor a 120°C ($h_{fg} = 2203 \text{ kJ/kg}$) no casco. Considerando que o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor é 700 W/K.m^2 , determine o comprimento do tubo necessário a fim de aquecer a água a 80°C e a eficiência deste trocador.
- 8) Um teste é realizado para determinar o coeficiente global de transferência de calor em um trocador de calor de casco e tubos ($F_{MLDT} = 0,70$) para óleo-água que tem 24 tubos de diâmetro interno de $1,2 \text{ cm}$ e $2,0 \text{ m}$ de comprimento em um único casco. A água fria ($c_p = 4,18 \text{ J/kg.K}$) entra nos tubos a 20°C , a uma taxa de $3,0 \text{ kg/s}$, e os deixa a 55°C . O óleo ($c_p = 2,15 \text{ J/kg.K}$) escoia pelo do casco e é resfriado de 120°C para 45°C . Determine o coeficiente global de transferência de calor desse trocador com base na superfície interna dos tubos.
- 9) Durante um experimento, um trocador de calor de casco e tubos com área de $0,056 \text{ m}^2$ é utilizado para transferir calor da água quente (casco) para água fria (tubos). As medições são as seguintes:

	Fluxo de água quente	Fluxo de água fria
Temperatura de entrada, $^\circ\text{C}$	38,9	14,3
Temperatura de saída, $^\circ\text{C}$	27,0	19,8
Vazão volumétrica, L/min	2,5	4,5

- Calcule a taxa de transferência de calor das correntes e verifique se há perda de energia para o ambiente.
- Calcule o coeficiente global de transferência de calor.
- Determine o valor da eficiência do trocador de calor.

RESPOSTAS

Questão	Respostas
2	a) Óleo sai a 34,0 °C; água a 27,4 °C; MLDT = 27,5 °C b) $U = 316 \text{ W/k.m}^2$ c) 4,59 m ² / 16,4 m d) 7,52 m ³ / 26,9 m
3	a) 68,9 °C, 91,3 °C e MLDT de 6,0 °C b) 89,4 % c) 1,71 m ² (aumento de 63%)
4	a) 53,2 °C b) 3,25 m ² c) 2,63 m ²
5	25,5 m
6	46,6 °C; 44,4 °C; e 0,229 kg/s
7	153 m e 60%
8	8,31 kW/K.m ²
9	a) lado frio 1,72 kW, lado quente 2,06 kW b) 2155 W/K.m ² (usando q médio) c) 44,4 % (usando q médio)

3. SÍMBOLOS

Símbolo	Nome	Modificador	Unidade (SI)
A	Área	ref – de referência	m^2
		troca – de troca	
c_p	Calor específico a pressão constante	q – do fluido quente	J/kg.K
		f – do fluido frio	
h	Coeficiente convectivo de troca térmica	q – do lado quente	W/K.m ²
		f – do lado frio	
F_{MLDT}	Fator de correção da média logarítmica	-	Adim.
k	Condutividade térmica	-	W/K.m
L	Comprimento	-	m
$\dot{m}$	Vazão mássica	f – do fluido frio	kg/s
		q – do fluido quente	
q	Calor	f - do fluido frio	W
		max- máximo	
		q – do fluido quente	
R^{term}	Resistência térmica	cond – devido à condução	K/W
		conv – devido à convecção	
		eq – equivalente	
		q – do lado quente	
		f – do lado frio	
		limpo – sem deposição	
		sujo – com deposição	
r	raio	q – do lado quente	m
		f – do lado frio	
R''_d	Fator de depósito	q – do lado quente	K.m ² /W
		f – do lado frio	
T	Temperatura	e – de entrada	K
		f - do fluido frio	
		q – do fluido quente	
		s – de saída	
U	Coeficiente global de troca térmica	limpo – sem deposição	W/K.m ²
		sujo – com deposição	
ΔT	Diferença de temperatura	lm – média logarítmica	K
ε	Eficiência do trocador	-	Adim.

4. BIBLIOGRAFIA

ÇENGEL, Y.A., GHAJAR, A. F. – Transferência de calor e massa – 4ª edição - McGraw-Hill.

GUT, J.A.W; SONG, T.W. Trocadores de calor. Em: TADINI, C.C. et al. Operações Unitárias na Indústria de Alimentos – V.1 – 2015 – LTC – Rio de Janeiro, Brasil.

INCROPERA, F.P et al. – Fundamentos de Transferência de Calor e Massa – 6ª Edição – 2008 – LTC – Rio de Janeiro, Brasil.

KREITH, F. – Princípios da Transmissão de Calor – 3ª edição – 1977 – Edgard Blücher – São Paulo, Brasil.

TEMA –Standards of the Tubular Exchange Manufacturers Association – 6th edition – 1978, New York, USA.