

## CAPÍTULO 4

### PROJETO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR TIPO DUPLO TUBO

Neste Capítulo é apresentada uma metodologia para o projeto térmico de trocadores de calor tipo duplo tubo de acordo com Kern (1980). O projeto térmico consiste na determinação da área de troca térmica necessária bem como sua geometria e também o cálculo da perda de carga.

Um trocador de calor duplo tubo é mostrado na Figura 4.1. As principais partes componentes deste trocador de calor são dois tubos concêntricos, dois tê conectores, um cabeçote de retorno e uma curva de retorno.

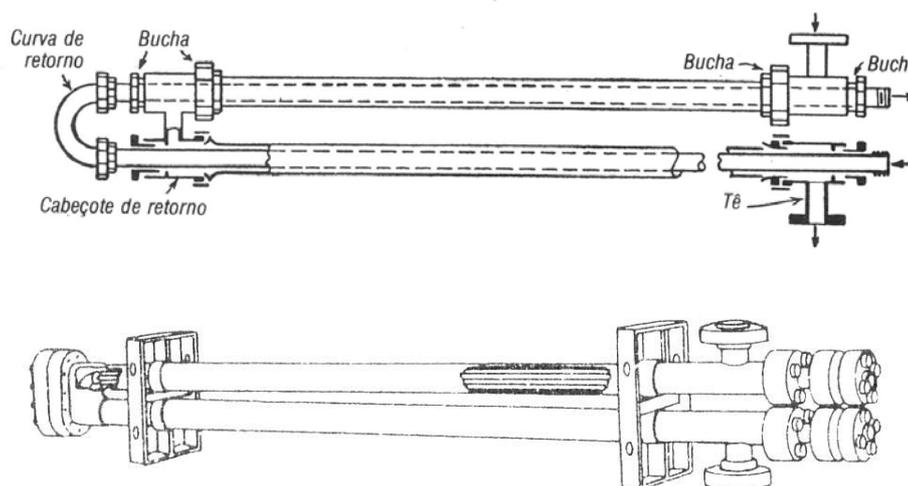


Figura 4.1 – Trocador de calor de tubo duplo.  
(de Kern, 1980 e Perry, 1980)

O tubo interno é mantido dentro do tubo externo por meio de buchas de apoio, e o fluido entra no tubo interno através de uma conexão rosqueada localizada fora da seção própria do trocador de calor. Os tê possuem conexões com rosca ou com bocais que são a eles ligados com a finalidade de permitir a entrada e a saída do fluido que escoa na parte anular, e que passa de um ramo para o outro através do cabeçote de retorno. Os dois comprimentos do tubo interno estão conectados por uma curva de retorno que é usualmente exposta e não fornece uma superfície de transmissão de calor efetiva. Quando disposta segundo dois ramos, como indicado pela Figura 4.1, a unidade denomina-se *grampo*.

O trocador de duplo tubo é extremamente útil porque ele pode ser disposto em qualquer conjunto com conexões de tubos através de partes padronizadas e fornece uma superfície barata para a transferência de calor. Os tamanhos padronizados dos tê e dos cabeçotes de retorno são fornecidos na Tabela 4.1

Tabela 4.1- Conexões de um trocador de calor duplo tubo (em polegadas)

Tubo externo, IPS	Tubo interno, IPS
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

Os trocadores com duplo tubo são normalmente dispostos em conjuntos com comprimentos efetivos de 3,66 m, 4,57m e 6,1m (12ft, 15ft e 20ft), sendo o comprimento efetivo a distância em cada ramo sobre o qual ocorre a transferência de calor e exclui a saída do tubo além da seção do trocador. Quando empregamos grampos com excesso de comprimento de 6,1m (20ft) correspondendo a 12,2m (40ft) lineares efetivos do tubo duplo, o tubo interno tende a se encurvar e tocar o tubo externo, provocando, portanto, uma distribuição pobre na parte anular. A principal desvantagem para o uso do trocador com duplo tubo consiste na pequena área de troca térmica que pode ser obtida com um único grampo. Quando usado como equipamento de destilação em um processo industrial, é necessário o emprego de um número muito grande de trocadores. Isto necessita um espaço considerável, e cada trocador de duplo tubo introduz não menos do que 14 pontos para os quais deveriam ocorrer ligações. O tempo e o gasto necessários para a desmontagem e a limpeza são proibitivos em comparação com outros tipos de equipamentos. Contudo, o trocador de duplo tubo será largamente empregado quando a superfície para transferência de calor for pequena, entre 9,3m<sup>2</sup> (100ft<sup>2</sup>) e 18,6m<sup>2</sup> (200ft<sup>2</sup>) aproximadamente.

#### 4.1 COEFICIENTES DE PELÍCULA PARA FLUIDOS EM TUBOS

Para o escoamento em tubos Sieder e Tate<sup>1</sup> fizeram uma correlação, aquecendo e resfriando diversos fluidos, principalmente frações de petróleo, em tubos horizontais e verticais e chegaram a uma equação para escoamento laminar onde  $Re < 2100$ , dada na forma:

$$Nu = 1,86 \left[ (Re)(Pr) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4.1a)$$

$$\frac{h_i D}{k} = 1,86 \left[ \left( \frac{\rho V D}{\mu} \right) \left( \frac{\mu C_p}{k} \right) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4.1b)$$

onde  $L$  é o comprimento total da trajetória de transferência de calor antes que ocorra a mistura. A Eq. 4.1 fornece desvios máximos de  $\pm 12\%$  de  $Re = 100$  a  $Re = 2100$ . Nesta equação o coeficiente médio de transferência de calor é baseado na média aritmética das temperaturas de entrada e saída, e todas as propriedades do fluido são consideradas à temperatura de mistura, exceto  $\mu_p$ , que é avaliada à temperatura da parede. A Eq. 4.1 obviamente não pode ser usada para tubos muito longos, pois isto resultaria num coeficiente de transferência de calor igual a zero. Uma comparação com outras equações indica que ela é válida para

<sup>1</sup> Sieder, E. N. e Tate, G. E., *Ind. Eng. Chem.*, **28**, 1429-1436 (1936).

$$Re_d Pr \frac{D}{L} > 10$$

Além do limite de transição, os dados podem ser estendidos para o escoamento turbulento sob a forma da Eq. 4.2

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4.2)$$

A Eq. 4.2 fornece desvios máximos de +5% e -10% para números de Reynolds superiores a 10 000. Embora as equações 4.1 e 4.2 tenham sido obtidas para tubos lisos, elas também podem ser usadas indistintamente para tubos rugosos. Os tubos rugosos produzem mais turbulência para números de Reynolds iguais. Os coeficientes calculados a partir de correlações de dados referentes a tubos lisos são, na realidade, menores e menos seguros do que os cálculos correspondentes baseados em dados sobre tubos rugosos.

Na Figura 4.2 são representadas graficamente as Equações 4.1 e 4.2.

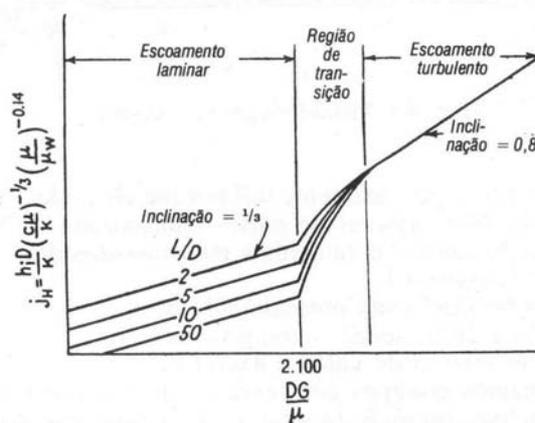


Figura 4.2 – Curva de transmissão de calor no interior de um tubo.  
(de Kern, 1980)

Outras correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor em tubos podem ser encontradas em Holman (1983), Kreith (1977), Özisik (1990), entre outros.

## 4.2 COEFICIENTES DE PELÍCULA PARA FLUIDOS QUE ESCOAM EM ANÉIS

Se o canal através do qual o fluido está escoando não é de seção transversal circular, tal como através da parte anular de tubos concêntricos, recomenda-se que as correlações de transferência de calor sejam baseadas no diâmetro hidráulico  $D_H$ , definido por

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (4.3)$$

onde  $A$  é a área da seção transversal do escoamento e  $P$  é o perímetro molhado. Este agrupamento particular é usado porque resulta no valor do diâmetro físico quando aplicado a uma seção transversal circular. O diâmetro hidráulico deve ser usado no cálculo dos números de Reynolds e Nusselt, e na determinação do fator de atrito.

O conceito de diâmetro hidráulico fornece relações satisfatórias para o atrito superficial e a transferência de calor em seções anulares.

Para um fluido que escoar numa seção anular, como na Figura 4.3, a área de escoamento é  $\left[ \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \right]$ , porém o perímetro molhado para a transferência de calor é diferente do perímetro molhado para a queda de pressão.

Para a transferência de calor, o perímetro molhado é dado pela circunferência externa do tubo interno com o diâmetro  $D_1$  e, para a transferência de calor em anéis, temos

$$D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (4.4)$$

Nos cálculos da queda de pressão, o atrito não resulta somente da resistência para o tubo externo, mas também é afetado pela superfície externa do tubo interno. O perímetro molhado total é  $\pi(D_2 + D_1)$  e, para a queda de pressão em tubos anulares,

$$D_H' = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado de atrito}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \quad (4.5)$$

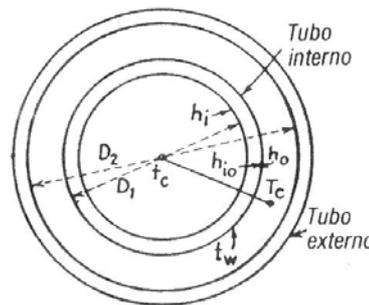


Figura 4.3 – Diâmetros anulares e localização dos coeficientes.  
(de Kern, 1980)

Isto conduz ao seguinte resultado anômalo: os números de Reynolds para as mesmas condições de escoamento são diferentes para a perda de carga e para a transferência de calor. Isto se justifica devido as diferentes superfícies nas quais ocorre atrito e transferência de calor.

O coeficiente de película para a seção anular é calculado pela Eq.4.1 para escoamento laminar ou pela Eq. 4.2 para escoamento turbulento utilizando o diâmetro hidráulico  $D_H$ .

### 4.3 QUEDA DE PRESSÃO EM TUBOS E SEÇÕES ANULARES

A queda de pressão permitida num trocador é o campo de pressão estático que pode ser gasto para conduzir o fluido através do trocador. A bomba escolhida para a circulação do fluido num processo deve desenvolver uma carga suficiente com a capacidade desejada, a fim de superar as perdas causadas por atrito nos tubos, nas conexões, reguladores de controle, e a perda causada pela queda de pressão no próprio trocador. A esta carga devemos somar a pressão estática na extremidade da linha tal como a elevação ou a pressão final do recipiente receptor. Quando uma queda de pressão permitida for designada para um trocador como parte do circuito bombeador, ela deverá ser sempre usada tão completamente quanto possível no trocador, uma vez que, de outra forma, ela seria expelida ou expandida através de um redutor.

Como,  $\Delta p \propto V^2$  (aproximadamente, uma vez que  $f$  varia ligeiramente com  $Re$  ( $V$ )), e para escoamento turbulento,  $h_i \propto V^{0,8}$  (aproximadamente), o melhor uso da pressão disponível consiste em aumentar a velocidade, que também produz o aumento da  $h_i$  e diminui o tamanho e custo do aparelho. É usual permitir uma queda da pressão de 0,35 a 0,7 bar (5 a 10 psi) para um trocador ou uma bateria de trocadores, preenchendo um único serviço num processo, exceto quando o escoamento ocorre sob a ação da gravidade. Para cada corrente bombeada, 0,7 bar (10 psi) é um bom padrão. Para escoamento sob a ação da gravidade, a queda de pressão permitida é determinada pela altitude  $z$  do recipiente de armazenagem acima da saída final em metros de fluido. Um metro de fluido pode ser convertido em bar, multiplicando-se  $z$  por  $\gamma \cdot 10^{-5}$ , ( $\gamma$  em  $N/m^3$ ).

A queda de pressão em tubos pode ser calculada pela equação da Fanning [Eq. 4.6], usando-se um valor apropriado de  $f$  da Figura 4.3, ou das Equações 4.7, dependendo do tipo de escoamento.

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (4.6)$$

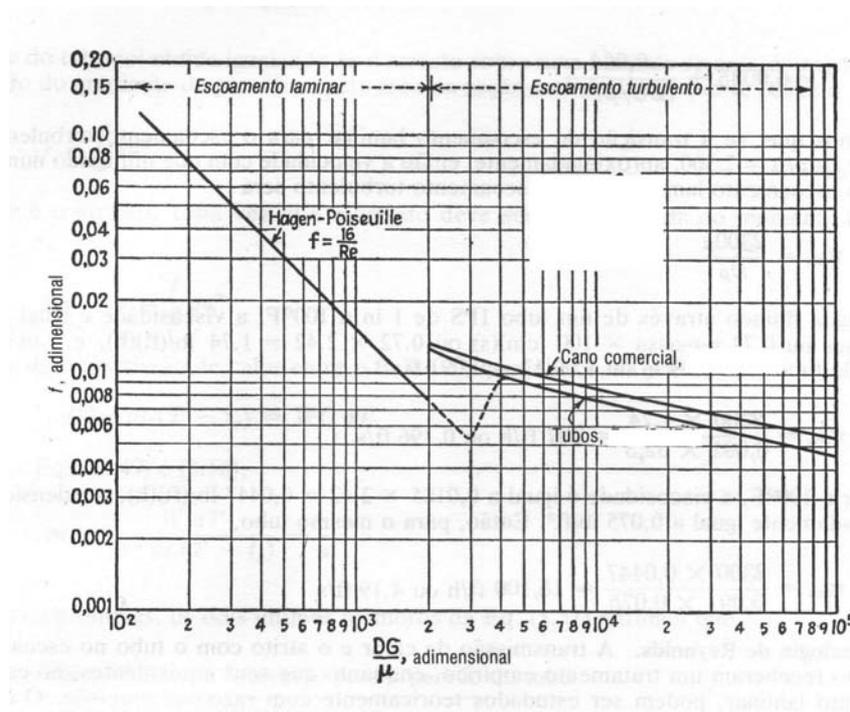


Figura 4.4 – Fator de atrito de Fanning.  
(de Kern, 1980)

para escoamento laminar:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (4.7a)$$

para escoamento turbulento em tubos lisos:

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{Re^{0,32}} \quad (4.7b)$$

para escoamento turbulento em tubos rugosos:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (4.7c)$$

correlações que consideram a altura média da rugosidade estão disponíveis em Fox & McDonald (1981).

Para a queda de pressão em fluidos se escoando em tubos anulares, troque  $D$  no número de Reynolds por  $D_H$ , para obter  $f$ . A equação de Fanning pode então ser modificada, obtendo-se

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D_H} \frac{V^2}{2} \rho \quad (4.8)$$

Quando diversos trocadores com tubos duplos forem ligados em série, anel com anel e tubo com tubo, como na Fig. 4.5, o comprimento na Eq. 4.6 ou 4.7 não incluirá a queda de pressão encontrada quando o fluido entra ou deixa os trocadores. Para os tubos internos dos trocadores de tubo duplo ligados em série, a perda na entrada é normalmente desprezível, porém para as partes anulares ela pode ser significativa. A permissão de uma queda de pressão de uma carga cinética,  $\frac{V^2}{2} \rho$  por grampo será normalmente suficiente.

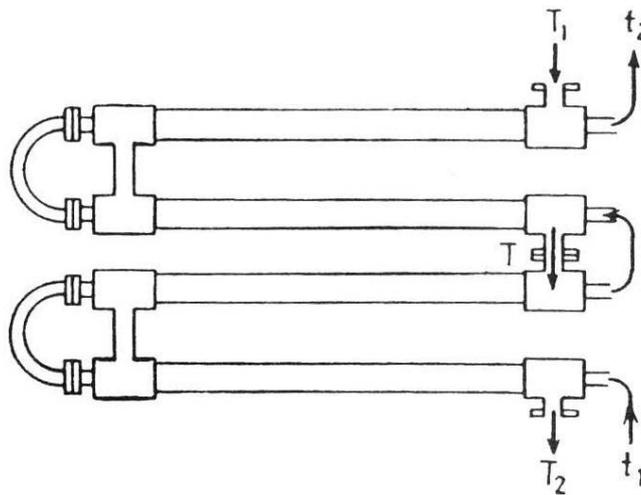


Figura 4.5 – Trocadores com duplo tubo em série.  
(de Kern, 1980)

#### 4.4 ROTEIRO DE CÁLCULO DE UM TROCADOR COM DUPLO TUBO

Todas as equações desenvolvidas previamente serão combinadas para esboçarmos a solução de um trocador com duplo tubo. O método consiste simplesmente em calcular  $h_e$  e  $h_i$ , para obter  $U$ . A área pode ser calculada mediante a equação  $Q = UA\Delta T_m$ .

Usualmente, o primeiro problema é determinar qual dos fluidos deve ficar na parte anular e qual deve ficar no tubo interno. Isto pode ser conseguido utilizando-se os critérios estabelecidos no Capítulo 2. Para quedas de pressão igualmente possíveis tanto na corrente quente quanto na corrente fria, podemos empregar o arranjo que produz as vazões mássicas e quedas de pressões o mais aproximadamente iguais quanto possível. Para os arranjos padronizados de tubos duplos, as áreas de escoamento são dadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2- Áreas de escoamento e diâmetros equivalentes em trocadores com tubos duplos

Trocador IPS	Área de escoamento, (cm <sup>2</sup> )		Diâmetro equivalente anel (mm)	
	Anel	Tubo	$D_H$	$D'_H$
2 x 1 ¼	7,68	9,68	23,24	10,16
2 ½ x 1 ¼	16,97	9,68	51,31	20,57
3 x 2	18,90	21,61	39,88	17,53
4 x 3	20,25	47,60	28,96	13,46

No roteiro a seguir, as temperaturas dos fluidos quente e frio estão representadas por letras maiúsculas e minúsculas, respectivamente. Todas as propriedades dos fluidos são indicadas por letras minúsculas, não havendo distinção na nomenclatura das propriedades entre os fluidos quente e frio.

### 1) Condições do processo necessárias:

#### Fluido quente:

$T_1$  = temperatura de entrada do fluido quente.

$T_2$  = temperatura de saída do fluido quente.

$\dot{m}_q$  = vazão do fluido quente.

$\Delta p$  = perda de carga permitida.

$Rd$  = resistência de depósito.

#### Fluido frio:

$t_1$  = temperatura de entrada do fluido frio.

$t_2$  = temperatura de saída do fluido frio.

$\dot{m}_f$  = vazão do fluido frio.

$\Delta p$  = perda de carga permitida.

$Rd$  = resistência de depósito.

### 2) Temperaturas médias:

Calcular as temperaturas médias dos dois fluidos

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} \qquad t = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

### 3) Propriedades físicas:

Na temperatura média avaliar as seguintes propriedades para ambos os fluidos:

$C_p$  = calor específico a pressão constante.

$s$  ou  $\rho$  = densidade ou massa específica.

$\mu$  = viscosidade dinâmica.

$k$  = condutividade térmica.

#### 4) Seleção dos tubos:

Arbitrar o diâmetro dos tubos e o comprimento.

#### 5) Balanço de calor:

Verificar o balanço de calor

$$Q = \dot{m}_q C_{pq} (T_2 - T_1) = \dot{m}_f C_{pf} (t_2 - t_1)$$

#### 6) Calcular a MLDT:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Para o tubo interno:

7) Área de escoamento:  $a_t = \frac{\pi D^2}{4} \quad m^2$

8) Velocidade do escoamento:  $V_t = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot a_t} \quad m/s$

9) Reynolds:  $Re = \frac{\rho V_t D}{\mu}$

10) Prandtl:  $Pr = \frac{\mu C_p}{k}$

#### 11) Nusselt:

Escolher a equação adequada de acordo com o tipo de escoamento. Na primeira iteração arbitrar  $T_p$  para avaliar  $\mu_p$ .

laminar 
$$Nu = 1,86 \left[ (Re)(Pr) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

turbulento 
$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

#### 12) Coeficiente de transferência de calor por convecção:

$$h_i = Nu \frac{k}{D}$$

Para o anel:

$$13) \text{ Área de escoamento: } a_a = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad m^2$$

$$14) \text{ Diâmetro equivalente: } D_H = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad m$$

$$15) \text{ Velocidade do escoamento: } V_a = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot a_a} \quad m/s$$

$$16) \text{ Reynolds: } Re = \frac{\rho V_a D_H}{\mu}$$

$$17) \text{ Prandtl: } Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

### 18) Nusselt:

Escolher a equação adequada de acordo com o tipo de escoamento. Na primeira iteração arbitrar  $T_p$  para avaliar  $\mu_p$ .

laminar 
$$Nu = 1,86 \left[ (Re)(Pr) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

turbulento 
$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

### 19) Coeficiente de transferência de calor por convecção:

$$h_e = Nu \frac{k}{D_H}$$

Cálculo da área:

### 20) Coeficiente global de troca térmica:

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e R d_i}{d_i} + \frac{d_e \ln(r_e/r_i)}{2k} + R d_e + \frac{1}{h_e}}$$

### 21) Área total de troca térmica:

$$A = \frac{Q}{U \cdot MLDT}$$

### 22) Número de tubos:

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot D_e \cdot L}$$

**22) Número de grampos:**

$$N_g = \frac{N_t}{2}$$

Cálculo da perda de carga:

Para o tubo interno:

**23) Fator de atrito**

De acordo com o número de Reynolds, calculado em (9), determina-se o fator de atrito por:

para escoamento laminar:

$$f = \frac{16}{Re}$$

para escoamento turbulento em tubos lisos:

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{Re^{0,32}}$$

para escoamento turbulento em tubos rugosos:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}}$$

**24) Perda de carga no tubo**

$$\Delta p_t = 4f \frac{L V^2}{D} \rho$$

Para o anel:

$$\mathbf{25) Diâmetro equivalente:} \quad D'_H = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado de atrito}} = D_2 - D_1$$

**26) Reynolds para perda de carga no anel**

$$Re' = \frac{\rho V_a D'_H}{\mu}$$

**27) Fator de atrito**

Determina-se o fator de atrito por:

para escoamento laminar:

$$f = \frac{16}{Re'}$$

para escoamento turbulento em tubos lisos:

$$f = 0,0014 + \frac{0,125}{Re'^{0,32}}$$

para escoamento turbulento em tubos rugosos:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}}$$

### 28) Perda de carga no anel

$$\Delta p_a = 4f \frac{L}{D_H} \frac{V^2}{2} \rho$$

### 29) Perda na entrada e na saída

Uma carga cinética para cada grampo  $\Delta p_g = \frac{V^2}{2} \rho$

### 30) Perda total

$$\Delta p_{total\ anel} = \Delta p_a + \Delta p_g \cdot N_g$$

Se as condições estabelecidas inicialmente não forem atendidas, retornar ao ponto 1 e arbitrar outros diâmetros e comprimentos para os tubos com a finalidade de reduzir a perda de carga.

## 4.5 EXEMPLO: PROJETO TÉRMICO DE UM TROCADOR DE CALOR DUPLO TUBO

Desejamos aquecer  $4\ 454\ \text{kg/h}$  de benzeno frio de  $27\ ^\circ\text{C}$  a  $49\ ^\circ\text{C}$ , usando-se tolueno quente que é resfriado de  $71\ ^\circ\text{C}$  a  $38\ ^\circ\text{C}$ . As densidades relativas a  $20\ ^\circ\text{C}$  são  $0,88$  e  $0,87$ , respectivamente. As outras propriedades dos fluidos podem ser encontradas na bibliografia especializada ou determinadas experimentalmente. Um fator de incrustação de  $0,0002$  pode ser admitido para cada corrente, e a queda de pressão permitida para cada corrente é de  $0,7\ \text{bar}$ . Projetar um trocador de calor duplo tubo para esta operação.

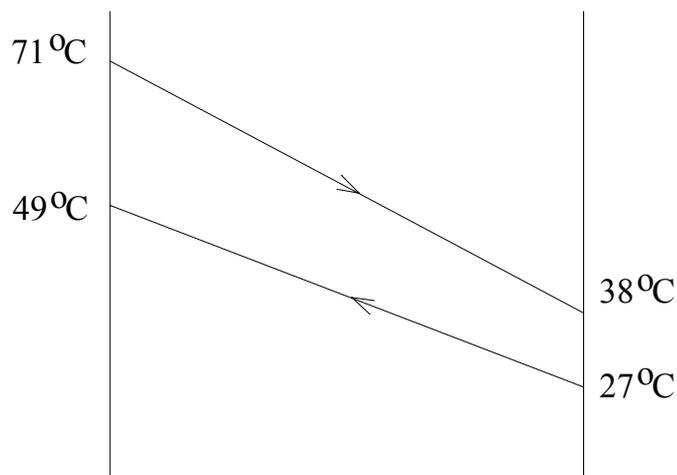


Figura 4.6 – Distribuição de temperatura.

**1) Condições do processo necessárias:**

Fluido quente: Tolueno

$$T_1 = 71 \text{ }^\circ\text{C}. \quad T_2 = 38 \text{ }^\circ\text{C}. \quad \dot{m}_q = ?. \quad \Delta p = 0,7 \text{ bar}. \quad Rd = 0,0002 \frac{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{W}}.$$

Fluido frio: Benzeno

$$t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}. \quad t_2 = 49 \text{ }^\circ\text{C}. \quad \dot{m}_f = 4\,454 \frac{\text{kg}}{\text{h}}. \quad \Delta p = 0,7 \text{ bar}. \quad Rd = 0,0002 \frac{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{W}}.$$

**2) Temperaturas médias:**

Calcular as temperaturas médias dos dois fluidos

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{71 + 38}{2} = 54,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{27 + 49}{2} = 38 \text{ }^\circ\text{C}$$

**3) Propriedades físicas:**

Tolueno	Benzeno
$C_p = 1,842 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	$C_p = 1,779 \text{ kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$
$s = 0,87$	$s = 0,88$
$\mu = 4,1 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$	$\mu = 5 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
$k = 0,147 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	$k = 0,157 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$

**4) Seleção dos tubos:**

Utilizaremos tubo IPS 2" x 1 1/4", com 6 metros de comprimento.

**5) Balanço de calor:**

Verificar o balanço de calor

$$\text{benzeno} \quad Q = \dot{m}_f C_{pf} (t_2 - t_1) = 4\,454 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 1,779 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}} (49 - 27) \text{ }^\circ\text{C} = 48,42 \text{ kW}$$

$$\text{tolueno} \quad \dot{m}_q = \frac{Q}{C_{pq} (T_2 - T_1)} = \frac{48,42 \text{ kW}}{1,842 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C}} (71 - 38) \text{ }^\circ\text{C}} = 0,797 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2868 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

**6) Calcular a MLDT:**

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = \frac{(71 - 49) - (38 - 27)}{\ln\left(\frac{71 - 49}{38 - 27}\right)} = 15,87^\circ C$$

Para o tubo interno: Benzeno

7) **Área de escoamento:**  $D_i = 1,38'' = 35 \text{ mm}$   $a_t = \frac{\pi 0,035^2}{4} = 0,00096 \text{ m}^2$

8) **Velocidade do escoamento:**  $V_t = \frac{\dot{m}}{\rho a_t} = \frac{4454/3600}{0,88 \cdot 1000 \cdot 0,00096} = 1,46 \text{ m/s}$

9) **Reynolds:**  $Re = \frac{\rho V_t D}{\mu} = \frac{0,88 \cdot 1000 \cdot 1,46 \cdot 0,035}{5 \times 10^{-4}} = 89\,936$

10) **Prandtl:**  $Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{5 \times 10^{-4} \cdot 1779}{0,157} = 5,67$

**11) Nusselt:**

Escolher a equação adequada de acordo com o tipo de escoamento. Na primeira iteração considerar  $T_p = \frac{T + t}{2} = \frac{54,5 + 38}{2} = 46,25^\circ C$ , correspondendo a  $\mu_p = 1,8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ C$ .

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} = 0,027 \cdot 89936^{0,8} \cdot 5,67^{1/3} \cdot \left(\frac{1,779}{1,8}\right)^{0,14} = 442,3$$

**12) Coeficiente de transferência de calor por convecção:**

$$h_i = Nu \frac{k}{D} = 442,3 \frac{0,157}{0,035} = 1984 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

Para o anel: Tolueno

13) **Área de escoamento:**  $D_1 = 1,66'' = 42,16 \text{ mm} = 0,04216 \text{ m}$

$$D_2 = 2,067'' = 52,5 \text{ mm} = 0,0525 \text{ m}$$

$$a_a = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} = \frac{\pi(0,0525^2 - 0,04216^2)}{4} = 0,000769 \text{ m}^2$$

**14) Diâmetro equivalente:**

$$D_H = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = \frac{0,0525^2 - 0,04216^2}{0,04216} = 0,0232 \text{ m}$$

15) **Velocidade do escoamento:**  $V_a = \frac{\dot{m}}{\rho a_a} = \frac{0,797}{0,87 \cdot 1000 \cdot 0,000769} = 1,191 \text{ m/s}$

16) **Reynolds:**  $Re = \frac{\rho V_a D_H}{\mu} = \frac{0,87 \cdot 1000 \cdot 1,191 \cdot 0,0232}{4,1 \times 10^{-4}} = 58632$

$$17) \text{ Prandtl: } Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{4,1 \times 10^{-4} \cdot 1842}{0,147} = 5,14$$

**18) Nusselt:**

Escolher a equação adequada de acordo com o tipo de escoamento. Na primeira iteração considerar  $T_p = \frac{T + t}{2} = \frac{54,5 + 38}{2} = 46,25^\circ C$ , correspondendo a  $\mu_p = 1,8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ C$

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} = 0,027 \cdot 58632^{0,8} \cdot 5,14^{1/3} \cdot \left( \frac{1,842}{1,8} \right)^{0,14} = 304$$

**19) Coeficiente de transferência de calor por convecção:**

$$h_e = Nu \frac{k}{D_H} = 304 \frac{0,147}{0,0232} = 1926,2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

**20) Temperatura da parede:**

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) = 38 + \frac{(1926,2)}{\left( \frac{1984 \cdot 0,035}{0,04216} + 1926,2 \right)} (54,5 - 38) = 46,89^\circ C$$

O valor arbitrado inicialmente  $46,25^\circ C$  não apresenta diferença significativa, portanto os coeficientes de transferência de calor por convecção calculados estão corretos.

Cálculo da área:

**20) Coeficiente global de troca térmica:**

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e R d_i}{d_i} + \frac{d_e \ln(r_e/r_i)}{2k} + R d_e + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{0,04216}{0,035 \cdot 1984} + \frac{0,04216 \cdot 0,0002}{0,035} + \frac{0,04216 \ln(0,04216/0,035)}{2,53} + 0,0002 + \frac{1}{1926,2}}$$

$$U_e = 609,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ C}$$

**21) Área total de troca térmica:**

$$A = \frac{Q}{U \cdot MLDT} = \frac{48\,420}{609,3 \cdot 15,87} = 5 \text{ m}^2$$

**22) Número de tubos:**

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot D_e \cdot L} = \frac{5}{\pi \cdot 0,04216 \cdot 6} = 6,3$$

O número de tubos deve ser inteiro, usaremos 6 tubos

$$A' = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot N_t = \pi \cdot 0,04216 \cdot 6 \cdot 6 = 4,768 \text{ m}^2$$

$Erro \% = \frac{A' - A}{A} \times 100 = \frac{4,768 - 5}{5} \times 100 = -4,63\% < 5\% \rightarrow$  O trocador é satisfatório quanto à transferência de calor.

## 22) Número de grampos:

$$N_g = \frac{N_t}{2}$$

Cálculo da perda de carga:

Para o tubo interno:

## 23) Fator de atrito

De acordo com o número de Reynolds, calculado em (9), determina-se o fator de atrito por:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} = 0,0035 + \frac{0,264}{89936^{0,42}} = 0,0057$$

## 24) Perda de carga no tubo

$$\Delta p_t = 4f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho = 4 \cdot 0,0057 \cdot \frac{36}{0,035} \cdot \frac{1,46^2}{2} \cdot 0,88 \cdot 1000 \cdot 10^{-5} = 0,22 \text{ bar} < 0,7 \text{ bar}$$

Para o anel:

## 25) Diâmetro equivalente:

$$D_H' = \frac{4 \times \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado de atrito}} = D_2 - D_1 = 0,0525 - 0,04216 = 0,0103 \text{ m}$$

## 26) Reynolds para perda de carga no anel

$$Re' = \frac{\rho V_a D_H'}{\mu} \quad Re = \frac{\rho V_a D_H'}{\mu} = \frac{0,87 \cdot 1000 \cdot 1,191 \cdot 0,0103}{4,1 \times 10^{-4}} = 26030$$

## 27) Fator de atrito

Determina-se o fator de atrito por:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} = 0,0035 + \frac{0,254}{26030^{0,42}} = 0,0071$$

## 28) Perda de carga no anel

$$\Delta p_a = 4f \frac{L}{D_H} \frac{V^2}{2} \rho = 4 \cdot 0,0071 \cdot \frac{36}{0,0103} \cdot \frac{1,191^2}{2} \cdot 0,87 \cdot 1000 \cdot 10^{-5} = 0,62 \text{ bar}$$

## 29) Perda na entrada e na saída

Uma carga cinética para cada grampo

$$\Delta p_g = \frac{V^2}{2} \rho = \frac{1,191^2}{2} \cdot 0,87 \cdot 1000 \cdot 10^{-5} = 0,0038 \text{ bar}$$

**30) Perda total**

$$\Delta p_{total\ anel} = \Delta p_a + \Delta p_g \cdot N_g = 0,62 + 3.0,0038 = 0,63bar < 0,7bar$$

Se as condições estabelecidas inicialmente não forem atendidas, retornar ao ponto **4** e arbitrar outros diâmetros e/ou comprimento para os tubos.