

## 5.3 PROJETO TÉRMICO – DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

### 5.3.1 INTRODUÇÃO

O projeto térmico de um trocador de calor inicia propondo-se um trocador de calor para a realização de determinado serviço, e posteriormente é feita verificação da área de troca térmica e da perda de carga.

#### 5.3.1.1 Requisitos a serem observados

O primeiro passo no projeto de um trocador de calor, antes do dimensionamento termo-hidráulico consiste no estabelecimento dos requisitos a serem obedecidos pela unidade, levando em conta as informações já vistas nos itens anteriores

##### 5.3.1.1.1 Transferência de Calor

- Especificação dos fluidos
- Especificação das temperaturas de entrada e de saída (ou faixas de temperaturas possíveis)
- Descarga dos fluidos
- Formação de depósitos

##### 5.3.1.1.2 Perda de Carga

A perda de carga nos tubos o no casco deve ficar dentro dos limites estabelecidos, procurando-se sempre, para melhor troca de calor, usar toda perda de carga disponível.

Algumas vezes a velocidade dos fluidos é especificada ao invés da perda de carga admissível.

##### 5.3.1.1.3 Restrições de Tamanho

Freqüentemente há restrições quanto ao comprimento, altura, largura, volume ou peso de um trocador. As limitações podem se referir ao trocador propriamente dito, envolvendo muitas vezes questões de uniformização com outros trocadores já existentes mas, também, previsões para manutenção. Pode ocorrer, por exemplo, que o trocador seja instalado de modo que o feixe possa ser removido pela simples abertura do trocador, e haja espaço disponível para a operação. Outras restrições podem ocorrer no sentido de facilitar a drenagem, remoção vertical do feixe, etc.

##### 5.3.1.1.4 Outras Considerações

- Expansão Térmicas
- Materiais
- Hermeticidade
- Manutenção
- Custos

- Locação dos Fluidos

### 5.3.1.2 Especificação inicial do tipo e dimensões do trocador

A especificação inicial do tipo do trocador a ser empregado é feita, em geral, com base nos trocadores já existentes, que tenham apresentado resultados satisfatórios em outras aplicações, grande importância sendo dada a que os fluidos utilizados sejam os mesmos.

Após estas considerações o trocador a ser usado tem seu campo de opções estreitado pelas considerações de expansão térmica, previsão de manutenção, fabricação, etc., que podem determinar a disposição geométrica, diâmetro e comprimento dos tubos, o número de trajetos nos tubos, o tipo de cabeçote traseiro etc.

### 5.3.1.3 Dimensionamento Termo-Hidráulico

Após a especificação preliminar do trocador procura-se dimensioná-lo de modo a que satisfaça simultaneamente os requisitos de calor a transferir e as perdas de carga admissíveis para os escoamentos dos fluidos nos tubos e no casco.

Maiores velocidades dos fluidos, que implicam em maiores perdas de carga e potências de bombeamento, se traduzem em maiores coeficientes de película, melhor troca de calor e, conseqüentemente, menor necessidade de área de troca, resultando em trocadores menores e mais baratos.

O fluxo de calor trocado e a potência de bombeamento por unidade de área de troca variam com a velocidade dos fluidos segundo expoentes diferentes, o que garante a convergência para resultados satisfatórios (investimento no trocador versus custos de operação e manutenção).

### 5.3.1.4 Métodos de Cálculo

Existem vários métodos para dimensionamento de trocadores de calor, alguns disponíveis através da literatura técnica aberta e outros, mais aperfeiçoados, geralmente acoplados a programas de computador, que podem ser obtidas através de contratos com entidades privadas, envolvendo pagamentos.

Entre estas entidades especializadas, que concentram atualmente a pesquisa na área de troca de calor industrial, estão o HTRI (Heat Transfer Research, Inc, nos Estados Unidos), e o HTFS (Heat Transfer and Fluid Flow Service, na Inglaterra).

Os principais métodos de cálculo na literatura aberta são os de Kern, Bell e Tinker.

#### • Método de Kern

É o mais tradicional de todos, estando contido no livro "Process Heat Transfer", da McGraw-Hill, 1950. Ao que consta, segundo publicações do HTRI, a precisão do método é fraca, com erros podendo chegar a ordem de centenas por cento (geralmente com uma margem a favor da segurança), principalmente para perda de carga e escoamento laminar.

#### • Método do Bell

Este método foi desenvolvido na Universidade de Delaware, nos Estados Unidos e, novamente, segundo publicação do HTRI, em comparação com dados experimentais, mostrou-se o método mais preciso dentro os métodos da literatura aberta.

Referências para o método são:

[1] Bell, K. J., "Exchanger Design Based on the Delaware Research Program", *Petro/Chem Engineer*, 32, pp C-26-C40C, Oct 1960.

[2] Bell, K. J., "Estimate S & T Exchanger Design Fast", *Oil and Gas Journal*, pp 59=68, Dec 4, 1978

• Método do Tinker

O método de análise das correntes foi proposto por Tinker em 1947, e é considerado o método mais completo, tendo sido a base para os métodos mais desenvolvidos, só disponíveis por contrato, como o HTRI.

Tinker reconheceu que a chave para a solução do escoamento através do casco seria dividi-lo numa série de correntes separadas, as correntes B, A, C, F e E, cada uma com diferentes pesos quanto à transferência de calor e perda de carga (Figura 5.12)

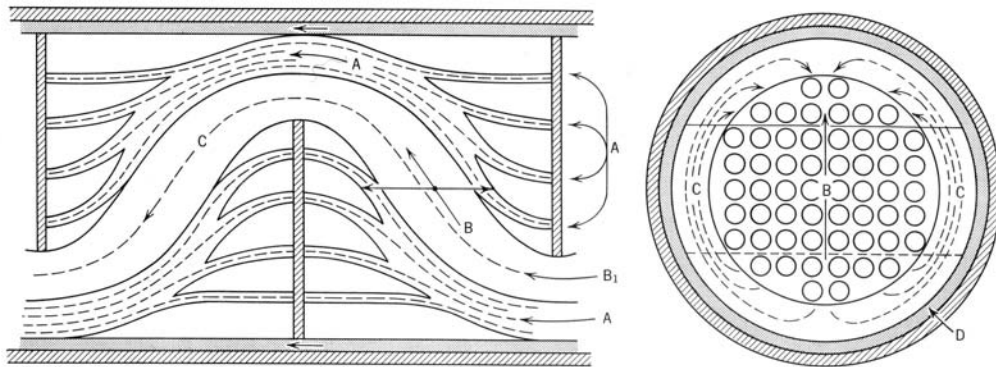


Figura 5.12 – Correntes de Tinker.

Referências para o método de Tinker são:

[1] T. Tinker, "Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers", *Trans. ASME* 80:36, 1958

[2] Fraas, A.P. & Ozisik, M.N., "Heat Exchanger Design", John Willey & Sons, 1965, pp 146-157.

[3] Devore, A., "Try this simplified method for rating baffled exchangers", *Petroleum Refiner*, May 1961, pp 221-233.

Neste trabalho será usado uma adaptação do método de Tinker, baseada nas referências mencionadas.

### 5.3.2 BALANÇO TÉRMICO

#### 5.3.2.1 Equações Fundamentais

A taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$  entre os fluidos quente e frio num trocador de calor casco e tubo pode ser escrita:

$$\dot{Q} = \dot{m}_t C p_t (T_{t1} - T_{t2}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C p_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q} = h_i A_{ii} (T_t - T_{ii}) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q} = \frac{2k_t \pi n L}{\ln \frac{de}{di}} (T_{ii} - T_{ie}) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q} = h_e A_{ie} (T_{ie} - T_c) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q} = U A_{ie} \Delta T_m \quad (5.6)$$

Para tanto admite-se desprezível a perda de calor para o meio ambiente.

Símbolos:

$\dot{m}_t$  = descarga de fluido dentro dos tubos  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$Cp_t$  = calor específico médio do fluido dos tubos  $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$T_{t1}$  = temperatura de entrada do fluido dos tubos  $(^\circ C)$

$T_{t2}$  = temperatura de saída do fluido dos tubos  $(^\circ C)$

$\dot{m}_c$  = descarga de fluido no casco  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$Cp_c$  = calor específico médio do fluido do casco  $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)$

$T_{c1}$  = temperatura de entrada do fluido do casco  $(^\circ C)$

$T_{c2}$  = temperatura de saída do fluido do casco  $(^\circ C)$

$h_i$  = coeficiente de película médio na parede interna dos tubos  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$A_{ii}$  = área de troca de calor da superfície interna dos tubos  $(m^2)$

$T_t$  = temperatura média do fluido dos tubos  $(^\circ C)$

$T_{ii}$  = temperatura média da superfície interna dos tubos  $(^\circ C)$

$k_t$  = condutividade térmica do material dos tubos  $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

$L$  = comprimento total dos tubos  $(m)$

$n$  = número total de tubos do trocador.

$di$  = diâmetro interno dos tubos

$de$  = diâmetro externo dos tubos

$T_{ie}$  = temperatura média da superfície externa dos tubos  $(^\circ C)$

$h_e$  = coeficiente de película médio na parede externa dos tubos  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$A_{te}$  = área de troca de calor da superfície externa dos tubos  $(m^2)$

$T_c$  = temperatura média do fluido do casco  $(^\circ C)$

$U$  = coeficiente global de transferência de calor  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$\Delta T_m$  = diferença média de temperatura entre os fluidos  $(^\circ C)$

O fluxo de massa  $G_t$  para o escoamento dentro dos tubos pode ser escrito:

$$G_t = \rho_t V_t = \frac{\dot{m}_t}{\frac{n}{N_t} S_{ii}} \quad (5.7)$$

onde:

$\rho_t$  = massa específica média do fluido dos tubos  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$V_t$  = velocidade média do escoamento dentro dos tubos  $(m/s)$

$N_t$  = número de trajeto nos tubos

$S_{ii}$  = área da seção de escoamento interna de um tubo  $(m^2)$

$$S_{ii} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (5.8)$$

O fluxo de massa  $G_c$  para o escoamento no casco pode ser escrito:

$$G_c = \frac{\dot{m}_b}{S_c} \quad (5.9)$$

onde:

$\dot{m}_b$  = descarga da corrente  $b$ , que é a fração do escoamento total que realmente cruza o feixe de tubos.

$S_c$  = área da seção de escoamento para o fluxo cruzado através do feixe de tubos

$$S_c = C_a l D_f \quad (5.10)$$

onde:

$l$  = distância entre duas chicanas adjacentes  $(m)$

$D_f$  = diâmetro do feixe  $(m)$

$$C_a = C_b \frac{s - de}{s} \quad (5.11)$$

onde  $s$  é o passo dos tubos, e

$C_b = 0,97$  para  $\triangleright$  e  $\square$   
 $C_b = 1,37$  para  $\diamond$

Para determinar o coeficiente de película para o escoamento no casco tem-se:

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}_c}{S_{ch}} \quad (5.12)$$

onde:

$$S_{ch} = \frac{S_c M}{F_h} \quad (5.13)$$

e

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \sqrt{\frac{D_i}{s}}} \quad (5.14)$$

$S_{ch}$  = área efetiva da seção de escoamento para efeito de troca de calor.

$F_h$  e  $M$  são fatores corretivos.  $F_h$  é a fração de escoamento total que atravessa  $S_c$ .

$D_i$  = diâmetro interno do casco.

$M$  e  $N_h$  são obtidos nas tabelas constantes nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15

Para cálculo da perda de carga no escoamento através do casco define-se:

$$G_{cf} = \frac{\dot{m}_c}{S_{cf}} \quad (5.15)$$

onde:

$$S_{cf} = \frac{S_c}{F_p} \quad (5.16)$$

e

$$F_p = \frac{1}{0,8 + N_p \sqrt{\frac{D_i}{s}}} \quad (5.17)$$

O fator  $N_p$  consta nas tabelas constantes nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15

A área externa  $A_{te}$  de troca de calor dos tubos é dada por:

$$A_{te} = n \pi d e L \quad (5.18)$$

onde  $L$  é o comprimento útil de troca de calor de um tubo, na realidade

$$L = L' - 2e \quad (5.19)$$

$L'$  = comprimento real de um tubo

$2e$  = espessura dos espelhos do trocador

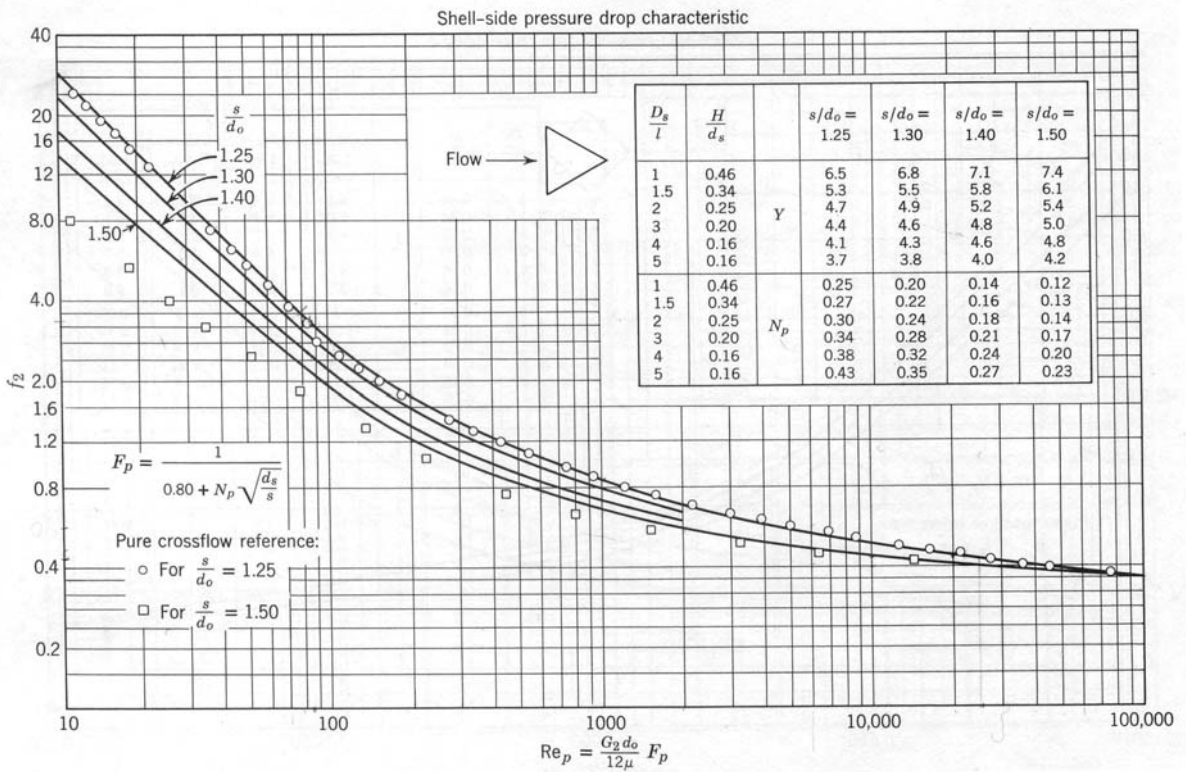
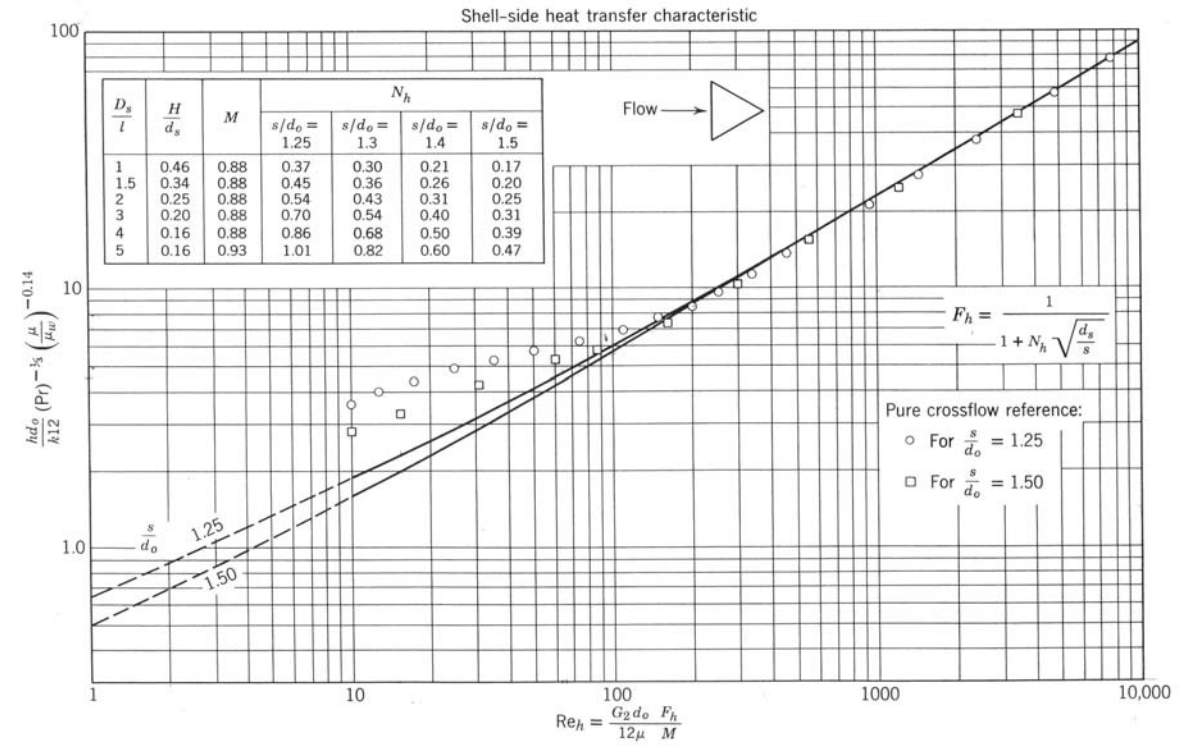


Figura 5.13 – Diagramas de Tinker para arranjo triangular.

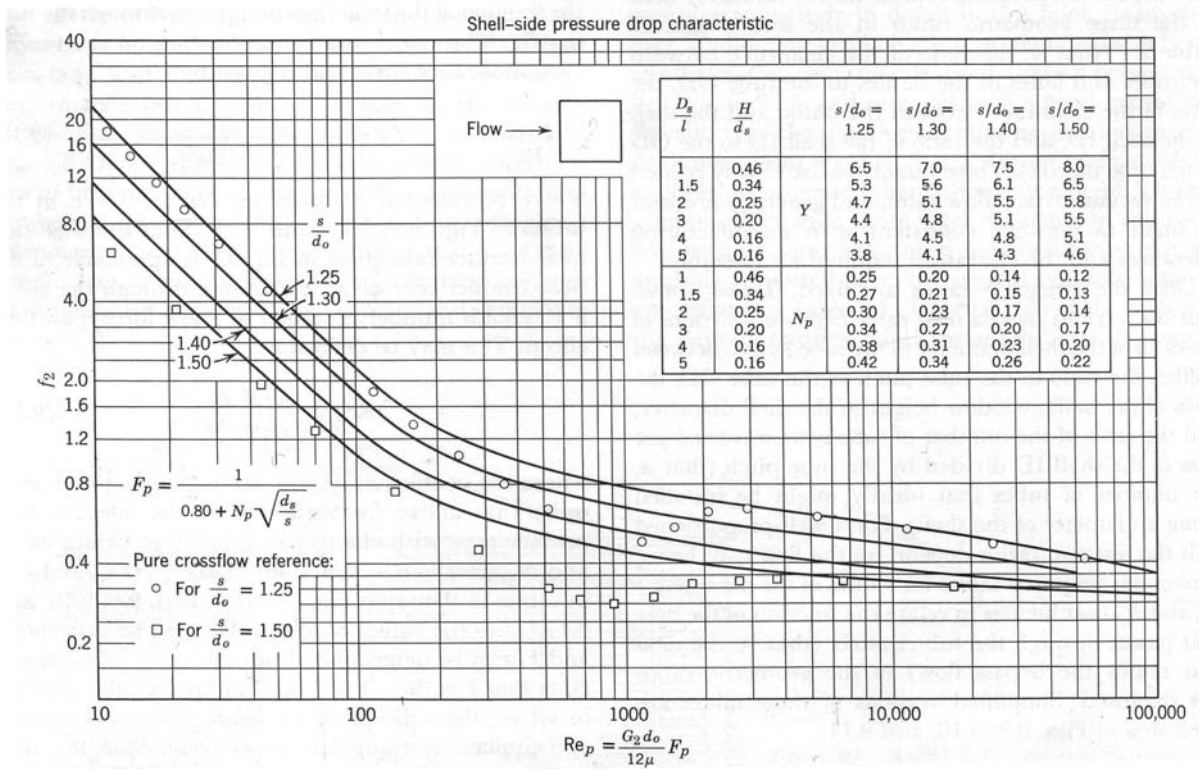
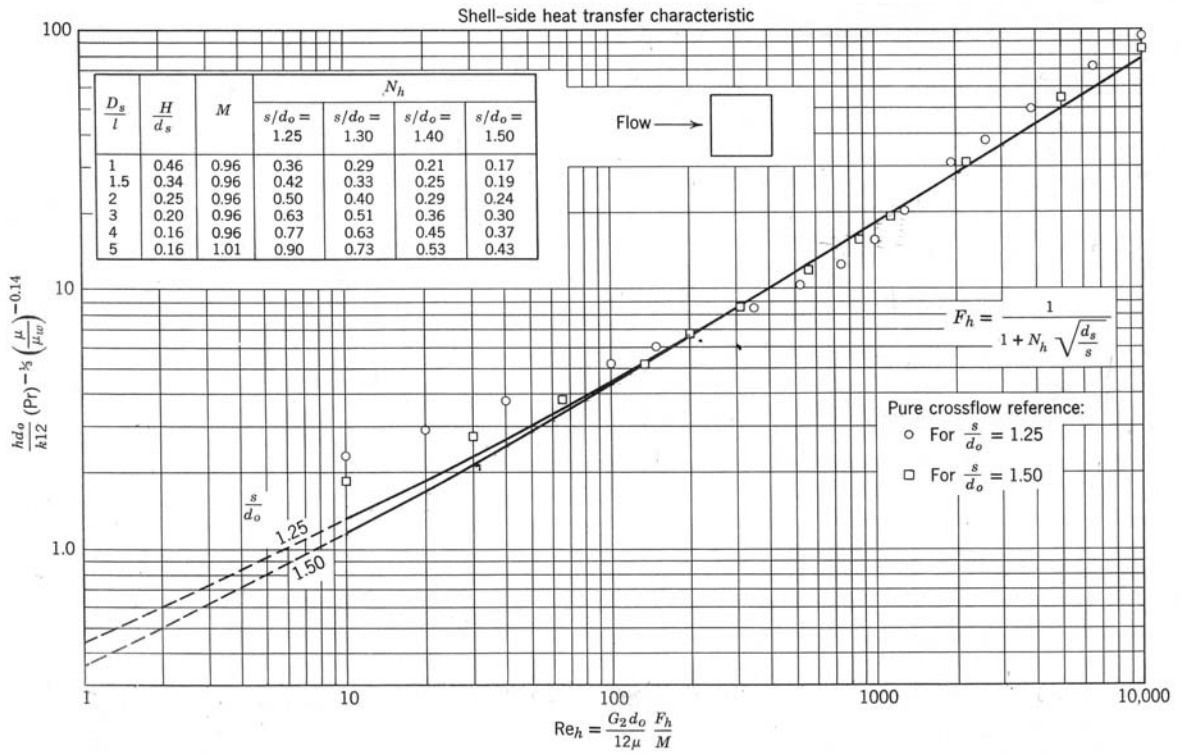


Figura 5.14 – Diagramas de Tinker para arranjo quadrado.



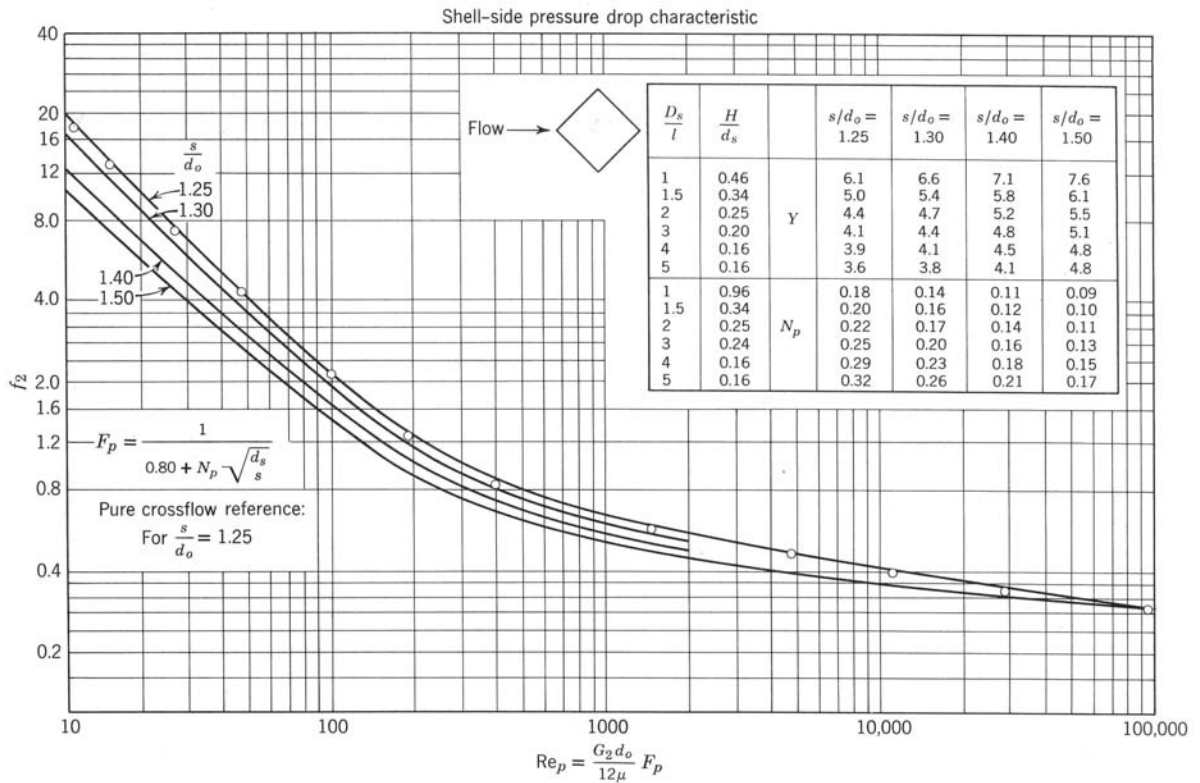
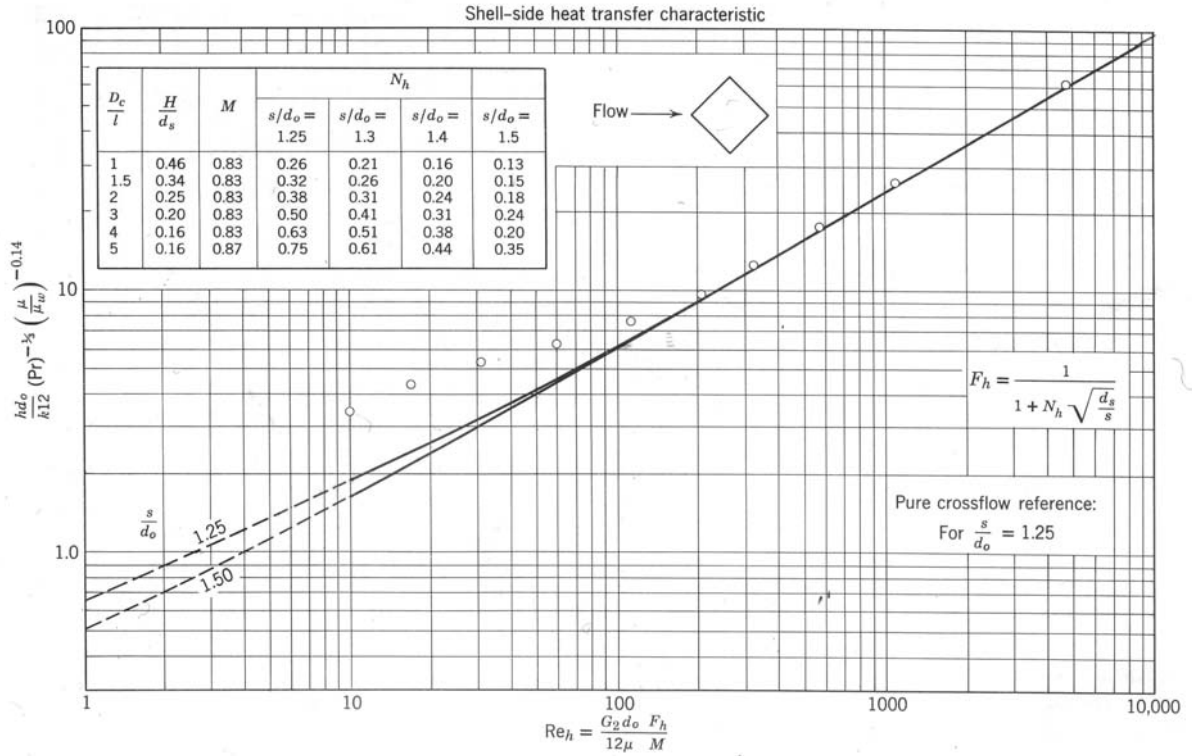


Figura 5.15 – Diagramas de Tinker para arranjo quadrado rodado.

Equações das curvas apresentadas nas Figuras 5.13, 5.14 e 5.15

**Equações para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção no casco.**

Arranjo quadrado:

$$1 < Re < 100 \quad j_h = 0,385 Re^{0,526}$$

$$100 < Re < 10000 \quad j_h = 0,2487 Re^{0,625}$$

Arranjo triangular:

$$1 < Re < 100 \quad j_h = 0,497 Re^{0,54}$$

$$100 < Re < 10000 \quad j_h = 0,378 Re^{0,59}$$

Arranjo quadrado rodado:

$$1 < Re < 100 \quad j_h = 0,496 Re^{0,54}$$

$$100 < Re < 10000 \quad j_h = 0,354 Re^{0,61}$$

**Equações para cálculo do fator de atrito para escoamento no casco.**

Arranjo quadrado:

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 230 Re^{-1}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 16,23 Re^{-0,45}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 2,67 Re^{-0,173}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 142,22 Re^{-0,949}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 11,93 Re^{-0,429}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,77 Re^{-0,144}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 110,77 Re^{-0,965}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 7,524 Re^{-0,4}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,01 Re^{-0,104}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 58,18 Re^{-0,862}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 6,76 Re^{-0,411}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 0,718 Re^{-0,008}$$

Arranjo triangular:

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 276,46 Re^{-0,979}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 30,26 Re^{-0,523}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 2,93 Re^{-0,186}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 208,14 Re^{-0,945}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 27,6 Re^{-0,525}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 2,27 Re^{-0,163}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 122,73 Re^{-0,865}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 17,82 Re^{-0,474}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,86 Re^{-0,146}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 104,33 Re^{-0,869}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 12,69 Re^{-0,434}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,526 Re^{-0,129}$$

Arranjo quadrado rodado:

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 190,47 Re^{-0,979}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 23,22 Re^{-0,536}$$

$$\frac{s}{de} = 1,25 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,87 Re^{-0,165}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 134,74 Re^{-0,925}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 18,16 Re^{-0,51}$$

$$\frac{s}{de} = 1,3 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,71 Re^{-0,158}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 89,44 Re^{-0,872}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 13,39 Re^{-0,476}$$

$$\frac{s}{de} = 1,4 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,43 Re^{-0,143}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 10 < Re < 100 \quad f = 71,43 Re^{-0,854}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 100 < Re < 1000 \quad f = 9,87 Re^{-0,441}$$

$$\frac{s}{de} = 1,5 \quad 1000 < Re < 100\ 000 \quad f = 1,18 Re^{-0,126}$$

### 5.3.2.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor  $U$  é dado pela expressão:

$$U = \frac{1}{\frac{A_{ie}}{\eta_i h_i A_{ii}} + \frac{R_{di} A_{ie}}{\eta_i A_{ii}} + \frac{A_{ie}}{2k_i \pi L} \ln \frac{de}{di} + \frac{R_{de}}{\eta_e} + \frac{1}{\eta_e h_e}} \quad (5.20)$$

onde se admitiu tubo aletado tanto interna como externamente e depósitos dentro e fora dos tubos.

$\eta_i$  = eficiência total da superfície interna dos tubos.

$\eta_e$  = eficiência total da superfície externa dos tubos.

$R_{di}$  = resistência causada pelo depósito na superfície interna dos tubos  $(m^2 \cdot ^\circ C/W)$ .

$R_{de}$  = resistência causada pelo depósito na superfície externa dos tubos  $(m^2 \cdot ^\circ C/W)$ .

Em geral,

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \Phi) \quad (5.21)$$

onde:

$A_f$  = área de transferência de calor das aletas  $(m^2)$ .

$A$  = área de transferência de calor, incluindo a superfície dos tubos e das aletas  $(m^2)$ .

$\Phi$  = eficiência das aletas.

A expressão 2.20 pré-supõe propriedades constantes (valor médio) ao longo do trocador de calor. Considerando tubos não aletados ela pode ser simplificada para:

$$U = \frac{1}{\frac{de}{h_i di} + \frac{R_{di} de}{di} + \frac{de}{2k_t} \ln \frac{de}{di} + R_{de} + \frac{1}{h_e}} \quad (5.22)$$

A tabela 5.7 apresenta valores típicos de  $U$ .

Tabela 5.7- Coeficiente global de transferência de calor.

Fluido 1	Fluido 2	Resistência de depósito total $m^2 \cdot ^\circ C / W$	Coeficiente global de troca térmica $W / m^2 \cdot ^\circ C$
Água	Água	0,00027	1420 – 1700
Água	Gás, pressão ~1 bar	0,00018	85 – 110
Água	Gás, pressão ~10 bar	0,00018	170 – 230
Água	Gás, pressão ~100 bar	0,00018	340 – 570
Água	Líquido orgânico leve	0,00027	700 - 1000
Água	Líquido orgânico médio	0,00036	430 – 700
Água	Líquido orgânico pesado	0,00045	230 – 430
Água	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00072	55 – 230 30 – 85
Vapor de água	Gás, pressão ~1 bar	0,00009	85 – 110
Vapor de água	Gás, pressão ~10 bar	0,00009	200 – 250
Vapor de água	Gás, pressão ~100 bar	0,00009	400 – 620
Vapor de água	Líquido orgânico leve	0,00018	770 – 1100
Vapor de água	Líquido orgânico médio	0,00027	450 – 770
Vapor de água	Líquido orgânico pesado	0,00036	250 – 450
Vapor de água	Líquido orgânico muito pesado	0,00063	85 – 250
Vapor de água	Água	0,00018	1700 - 2300
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico leve	0,00036	570 – 740
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico médio	0,00045	400 – 570
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00054	230 – 430 140 – 300
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00072	110 – 280 30 – 140
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico médio	0,00054	280 – 450
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00063	170 – 280 85 – 200
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00081	85 – 170 30 – 140
Líquido orgânico pesado	Líquido orgânico pesado	0,0009	55 – 170
Líquido orgânico pesado	Líquido orgânico muito pesado	0,0011	30 – 85
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~1 bar	0	55 – 85
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~10 bar	0	85 – 110
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	85 – 140
Gás, pressão ~10 bar	Gás, pressão ~10 bar	0	110 – 170
Gás, pressão ~10 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	140 – 200
Gás, pressão ~100 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	200 – 340
Água	Condensando vapor orgânico leve (puro)	0,00018	850 – 1150
Água	Condensando vapor orgânico médio (puro)	0,00018	570 – 850
Água	Condensando vapor orgânico pesado (puro)	0,00036	420 - 570