

DESENVOLVIMENTO DE MÉTODO DIFERENCIAL ESTACIONÁRIO DERIVATIVO DO BELL-DELAWARE PARA DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE TROCADORES DE CASCO E TUBOS 1-2.

A. S. PEREIRA¹, M. L. MAGALHÃES¹ e S. J. M. CARTAXO¹

¹ Universidade Federal do Ceará, Departamento de Engenharia Química
E-mail para contato: samuel@ufc.br

RESUMO – Trocadores de calor são equipamentos que visam transferir energia térmica de forma eficiente e econômica entre correntes de processos químicos, sendo muitas vezes empregados em plantas químicas, petroquímicas, refinarias e usinas de geração de energia. Este trabalho visa o desenvolvimento de um modelo rigoroso estacionário de um trocador 1-2 do tipo casco e tubos com chicanas fracionadas, implementando o método de Bell-Delaware e o método Kern para determinar os parâmetros térmicos e fluidodinâmicos como coeficientes de transferência de calor e perda de carga. Para isso, foi utilizado o modelo desenvolvido por Bell-Delaware para o lado do casco, que considera os diferentes tipos de vazamentos existentes nas chicanas e sua configuração, os efeitos de by-pass no feixe de tubos, os diferentes espaçamentos de chicana na entrada e na saída, o gradiente de temperatura no fluxo laminar e a variação da viscosidade próxima as paredes dos tubos. As propriedades físicas são avaliadas localmente baseadas em equações de predição adaptáveis a vários fluidos disponíveis em banco de dados e na literatura. As simulações foram realizadas no ambiente computacional framework Python e seus módulos, para determinar o perfil de temperatura e das propriedades físicas dos fluidos ao longo do trocador, considerando a variação unidimensional. A validação do método diferencial é realizada de forma comparativa com estudos de casos reportados na literatura e com métodos convencionais.

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor, torres de resfriamento, recuperadores, condensadores e caldeiras são equipamentos fundamentais na indústria de processamento. Dentre os trocadores de calor, o tipo casco e tubos possui grande aplicabilidade devido à sua construção resistente, flexibilidade de projeto e fácil adaptação ao processo, como descrito por Saunders (1988) e Kakac *et al.* (1981). Seu funcionamento se baseia na troca de calor entre fluidos, seguindo as leis da termodinâmica, proporcionando o reaproveitamento energético de forma eficiente e econômica.

Esse trabalho se restringe ao estudo do trocador casco e tubos 1-2 com chicanas fracionadas (Figura 1), apresentando o modelo diferencial rigoroso estacionário com variação unidimensional da temperatura, uma adequação da modelagem mostrada em Garcia (2005).

Partindo do princípio da conservação de energia para o volume de controle de espessura dx , onde o fluido frio é alocado nos tubos e o fluido quente no casco, segue-se o equacionamento.

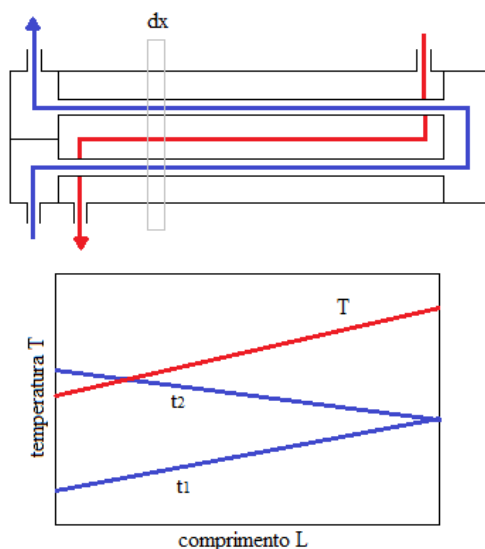


Figura 1 – Trocador de calor do tipo casco e tubo 1-2.

Primeira passagem nos tubos: Aplicando série de Taylor (truncada no 2º termo) na Equação 2 e considerando a variação da capacidade calorífica desprezível ao longo do trocador, obtém-se a Equação 5.

$$[entrada] - [saída] \pm [gerado] = [acúmulo] \quad (1)$$

$$w \cdot cp_1 \cdot t_1|_x + U_1 \cdot N_1 \cdot dA \cdot (T - t_1) - w \cdot cp_1 \cdot t_1|_{x+dx} = \underbrace{0}_{\text{regime estacionário}} \quad (2)$$

$$w \cdot cp_1 \cdot t_1 - \left(w \cdot cp_1 \cdot t_1 + \frac{d(w \cdot cp_1 \cdot t_1)}{dx} \cdot dx \right) + U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot dx \cdot (T - t_1) = 0 \quad (3)$$

$$w \cdot cp_1 \cdot \frac{d(t_1)}{dx} \cdot dx = U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot dx \cdot (T - t_1) \quad (4)$$

$$\frac{dt_1}{dx} = \frac{U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot (T - t_1)}{w \cdot cp_1} \quad (5)$$

Segunda passagem nos tubos: O desenvolvimento da Equação 6 é assemelhado ao mostrado anteriormente, com a correção do sentido do fluxo no trocador de calor.

$$\frac{dt_2}{dx} = - \frac{U_2 \cdot N_2 \cdot P \cdot (T - t_2)}{w \cdot cp_2} \quad (6)$$

Passagem no casco: O fluido do casco sofre a influência das duas passagens nos tubos, resultando na Equação 9.

$$W \cdot Cp \cdot T|_{x+dx} - W \cdot Cp \cdot T|_x - U_1 \cdot N_1 \cdot dA \cdot (T - t_1) - U_2 \cdot N_2 \cdot dA \cdot (T - t_2) = 0 \quad (7)$$

$$W \cdot Cp \cdot \frac{dT}{dx} \cdot dx = U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot dx \cdot (T - t_1) + U_2 \cdot N_2 \cdot P \cdot dx \cdot (T - t_2) \quad (8)$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{U_1 \cdot N_1 \cdot P \cdot (T - t_1) + U_2 \cdot N_2 \cdot P \cdot (T - t_2)}{W \cdot Cp} \quad (9)$$

Ao resolver o sistema formado por essas três equações diferenciais, obtém-se o perfil das temperaturas ao longo do comprimento do trocador de calor 1-2, que permite prever o comportamento das temperaturas de saída para mudanças nos parâmetros do projeto, ou o dimensionamento adequado para obter as temperaturas de saída do equipamento.

Para isso, faz-se necessário determinar os parâmetros térmicos e fluidodinâmicos, tais como coeficientes de transferência de calor e perda de carga. O método Kern (1950) e o método Bell (1980) serão apresentados nesse trabalho como procedimentos para obter esses parâmetros e comparar com estudos de casos reportados na literatura para validação do modelo diferencial.

1.1. Método Kern

O método Kern não permite caracterizar a influência de vários parâmetros no desempenho do trocador, mas é muito utilizado por representar adequadamente as tolerâncias construtivas previstas na norma TEMA, e devido à sua fácil compreensão. Na dedução do cálculo do coeficiente de película é utilizada a correlação de Sieder e Tate (1936), que para o escoamento turbulento é representada pela Equação (10).

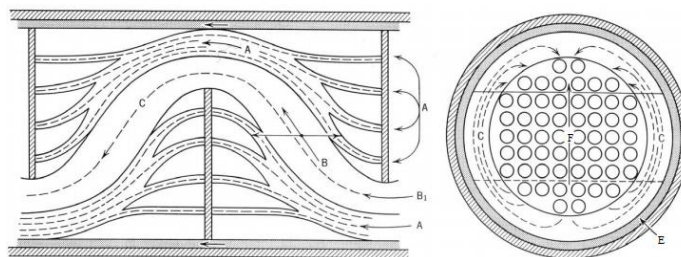
$$\frac{h.d}{k} = 0,027 \cdot \left(\frac{d.G}{\mu}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c.p.\mu}{k}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (10)$$

Neste estudo, as propriedades físicas são avaliadas localmente, recorrendo a dados e correlações apresentadas por Poling (2001) e Perry (1999).

A perda de carga apresentada por Kern (1950) leva em consideração alguns fatores como: a mudança de direção do fluido, o tipo de passo dos tubos e a velocidade do escoamento. Para uma avaliação local da perda de carga no trocador, recorreu-se a uma regressão dos dados para o fator de atrito de Fanning. Dessa forma, pode-se avaliar a viabilidade do dimensionamento do equipamento.

1.2. Método de Bell-Delaware

O método proposto por Tinker (1958) para determinar o coeficiente de película no casco foi aprimorado por Bell (1963), resultando em um método semi-analítico. Tinker sugeriu que o escoamento fosse dividido em 5 correntes individuais, como ilustrado na Figura 2.



Corrente A: Vazamentos através das folgas existentes entre os tubos e as chicanas;
 Corrente B: Escoamento cruzado através do feixe de tubos (corrente principal);
 Corrente C: Corrente que contorna o feixe de tubos;
 Corrente E: Vazamentos através das folgas existentes entre chicanas e o casco;
 Corrente F: Escoamentos através dos canais devido às divisões de passagem.

Figura 2 – Correntes para o lado do casco. Fonte: Taborek (1983).

Estas correntes interagem umas com as outras, demandando um equacionamento complexo, o que inviabiliza o cálculo rigoroso do escoamento real. No entanto, o método do Bell-Delaware é baseado em dados experimentais sobre o desempenho termofluidodinâmico, onde se estudou o escoamento do fluido e a troca de calor em bancos de tubos ideais. Partindo do comportamento ideal, introduziram-se algumas alterações mecânicas encontradas em trocadores de calor comerciais.

No trabalho de Bell (1980), são definidos os fatores de correção para as correlações de transferência de calor em um escoamento ideal e o modelo para perda de carga no casco. Taborek (1983) traz o detalhamento do método de Bell-Delaware que apresenta a Equação 11 e Equação 12 como o coeficiente de transferência de calor real no casco e perda de carga, respectivamente.

$$h_c = (J_c \cdot J_L \cdot J_b \cdot J_R \cdot J_S \cdot J_\mu) \cdot h_{ideal} \quad (11)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (12)$$

O método de Bell-Delaware apresenta resultados mais exatos quando comparados aos métodos de Kern e Tinker e por esse motivo, é o mais recomendado para aplicações em engenharia, de acordo com Ribeiro (1984) e Taborek (1983).

2. ESTUDO DE CASO

Em caráter demonstrativo do modelo diferencial desenvolvido neste trabalho, foi escolhido como benchmark um exemplo da literatura, um caso industrial contido na referência Kern (1950). Todos os parâmetros relativos à configuração do trocador estão apresentados no exemplo 7.4 (Cálculo de um trocador com água destilada e com água comum). As temperaturas e vazões do serviço térmico constam na Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros do exemplo.

	T. entrada (°C)	T. saída (°C)	Vazão (kg/s)
Fluido quente	306.89	302.44	22.05
Fluido frio	296.89	299.67	35.28

A Figura 2 ilustra os perfis de temperatura ao longo do trocador e observa-se que para ambos os métodos os desvios não se mostram exacerbados, validando assim o método diferencial desenvolvido neste trabalho. Neste estudo de caso, o método Kern mostrou-se menos conservativo, predizendo um maior valor do coeficiente global de transferência de calor – acarretando em ligeira inversão térmica – quando comparado ao método de Bell-Delaware. As simulações apresentadas foram realizadas no ambiente computacional framework Python e seus módulos.

Como o fluido utilizado no casco e nos tubos é água (baixa viscosidade) e a faixa de temperatura é relativamente pequena, a variação das propriedades físicas é linear, o que justifica a

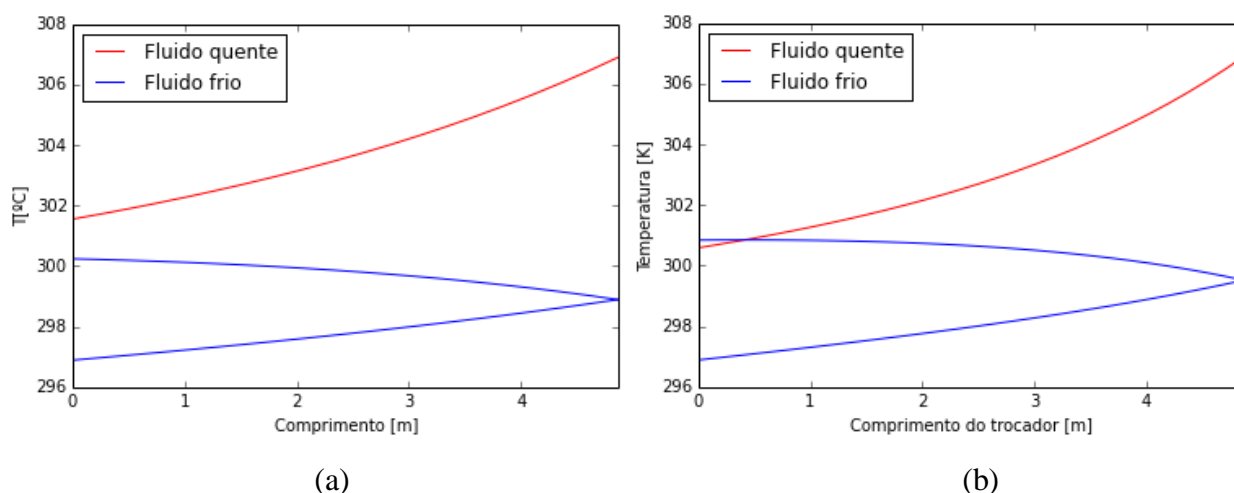


Figura 2 – Perfil de temperatura ao longo do trocador de calor (a) Método Bell-Delaware, (b) Método Kern.

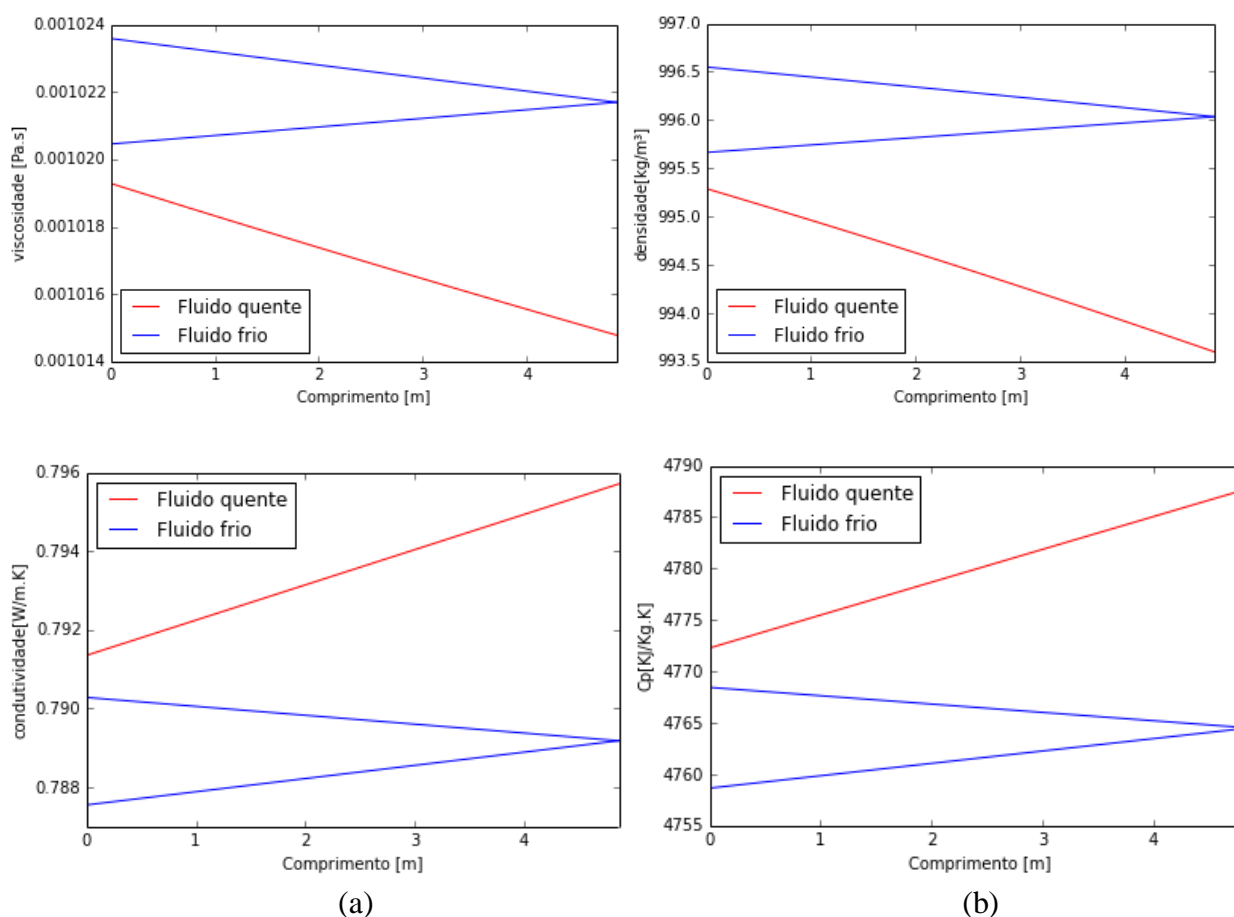


Figura 3 – Perfis das propriedades físicas ao longo do trocador.

3. COMPARAÇÕES DOS MÉTODOS PARA TROCADORES NÃO CONVENCIONAIS

As simulações abaixo são referentes ao trocador de calor 1-2 com chicana fracionada de 50%, com benzeno (fluido frio) nos tubos e tolueno (fluido quente) no casco.

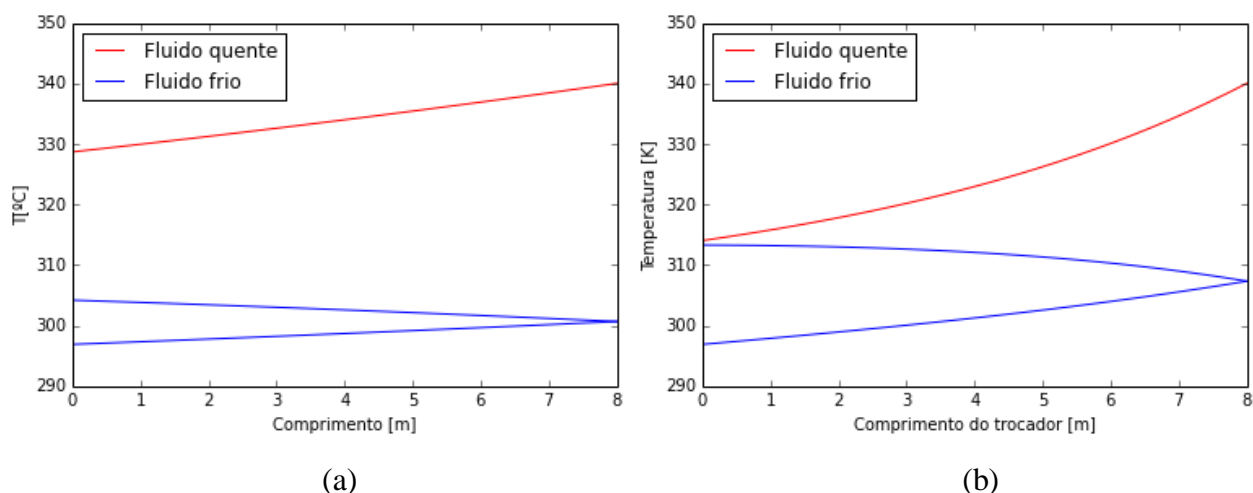


Figura 4 – Perfil de temperatura para trocador com chicana fracionada de 50% (a) Método de Bell-Delaware, (b) Método Kern.

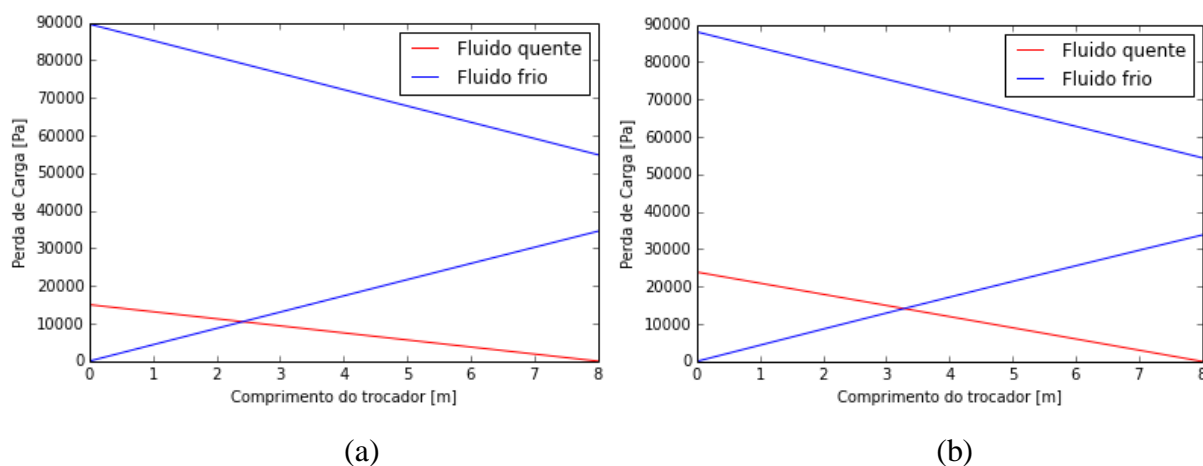


Figura 4 – Perfil da perda de carga para trocador com chicana fracionada de 50% (a) Método de Bell-Delaware, (b) Método Kern.

Como o método Kern não leva em consideração a configuração das chicanas (fixadas no corte 25%), o dimensionamento do equipamento é comprometido, visto que a diferença nas temperaturas de saída e perda de carga no casco é considerável. Logo, o método Bell-Delaware permite uma maior flexibilidade no dimensionamento do equipamento, já que este considera os diferentes tipos de vazamentos existentes nas chicanas e sua configuração, os efeitos de by-pass no feixe de tubos, os diferentes espaçamentos de chicana na entrada e na saída, o gradiente de temperatura no fluxo laminar e a variação da viscosidade próxima as paredes dos tubos.

4. CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta versões diferenciais com variação local de propriedades físicas e coeficiente global de transferência de calor para os métodos amplamente utilizados de Kern e Bell-Delaware. Estudos de caso foram apresentados como benchmark, apontando ligeiro subdimensionamento por parte do método Kern. A inadequação do método Kern para chicanas fracionadas não convencionais foi demonstrada. A variação linear das propriedades físicas para fluido pouco viscoso, neste caso, água, foi confirmada, suportando a prática comum da utilização

de temperaturas médias aritméticas dos fluidos ao aplicar o método integrado (não diferencial) ao dimensionamento/análise do trocador. As médias aritméticas podem não ser suscetíveis para fluidos mais viscosos, sendo recomendado o uso das temperaturas médias calóricas, desenvolvido por Colburn & de (1933).

5. NOMENCLATURA

C_p = Calor específico do fluido do quente ($J/Kg.K$)

cp_1 = Calor específico do fluido do frio na primeira passagem no trocador ($J/Kg.K$)

cp_2 = Calor específico do fluido do frio na segunda passagem no trocador ($J/Kg.K$)

d = diâmetro equivalente (m)

G = fluxo mássico ($Kg/m^2.s$)

h = coeficiente de transferência de calor ($W/m^2.K$)

h_{ideal} = coeficiente de transferência de calor ideal ($W/m^2.K$)

h_c = coeficiente de transferência de calor real ($W/m^2.K$)

J_b = fator de correção para efeitos de by-pass no feixe de tubos

J_c = fator de correção para efeitos de configuração da chicana

J_L = fator de correção para efeitos de vazamento de chicana

J_R = fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar

J_μ = fator de correção para viscosidade na parede

k = condutividade térmica ($W/m.K$)

N_1 = Número total de tubos na primeira passagem no trocador

N_2 = Número total de tubos na segunda passagem no trocador

P = Perímetro externo do tubo (m)

T = Temperatura local do fluido quente (K)

t_1 = Temperatura local do fluido frio na primeira passagem no trocador (K)

t_2 = Temperatura local do fluido frio na segunda passagem no trocador (K)

U_1 = Coeficiente de convecção local entre os fluidos na primeira passagem no trocador ($W/m^2.K$)

U_2 = Coeficiente de convecção local entre os fluidos na segunda passagem no trocador ($W/m^2.K$)

W = Vazão mássica do fluido do Casco (Kg/s)

w = Vazão mássica do fluido dos Tubos (Kg/s)

μ = viscosidade do fluido ($Pa\ s$)

μ_w = viscosidade da parede ($Pa\ s$)

ΔP_{total} = Perda de pressão total (Pa)

ΔP_c = Perda de pressão do Fluxo Cruzado (Pa)

ΔP_w = Perda de pressão dos espelhos (Pa)

ΔP_e = Perda de pressão nas zonas de extremidades do feixe de tubos (Pa)

6. REFERÊNCIAS

BELL, K. J., *Final Report of the Cooperative Research Program on shell-and-tube heat exchangers*, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bulletin 5, 1963.

BELL, K. J., *Delaware Method for Shell Side Design, Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, New York: McGraw-Hill, 1980.

Colburn, A. P. & de, E. du P. (1933). Mean temperature difference and heat transfer coefficient in liquid heat exchangers. *Industrial & Engineering Chemistry*, 25(8), 873–877. ACS Publications.

GARCIA, M., *Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos*, São Paulo: EDUSP, 2005.

KAKAC, S., BERGLES, A. E., MAYINGER, F., *Heat Exchanger: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, New York: Hemisphere Publishing Corp., 1981.

KERN, D. Q., *Process Heat Transfer*, New York: McGraw-Hill, 1950.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; *Perry's Chemical Engineers' handbook*. New York: McGraw-Hill, 1999.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNELL, J. P.; *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill, 2001.

SAUNDERS, E. A. D., *Heat Exchanger: Selection Design and Construction*. John Wiley & Sons, New York, 1988.

SIEDER, E. N., TATE, C. E., *Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes*, *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 28, p. 1429-1433, 1936.

TINKER, T., *Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers: a simplified rating system for commercial heat exchanger*, *J. Heat Transfer* 80, p. 36-52. 1958.

WOLVERINE COMPANY, *Engineering Data Book*, EUA: Wolverine Division, 1984.