



ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR UTILIZANDO O EMSO

Patricia Nohato¹; Maurício de Almeida Schmitt²(professor orientador); Tainá R. Oliveira³
^{1,2,3} Universidade Luterana do Brasil, Curso de Engenharia Química, Canoas, Rio Grande do Sul, Brasil.

E-mail: ¹ patinohato@rede.ulbra.br ² mauricio.schmitt@ulbra.br ³ tai.rosa02@gmail.com

Palavras-Chave: modelagem matemática, escoamento contracorrente, trocador de calor

Introdução

A transferência de calor é uma operação essencial em processos industriais, uma vez que influencia diretamente a eficiência energética, o controle operacional e a qualidade de produtos em setores como petroquímico, alimentício, farmacêutico e de geração de energia. Entre os equipamentos utilizados para esse fim, os trocadores de calor permitem a troca de energia térmica entre fluidos em diferentes temperaturas sem que ocorra mistura entre eles. O trocador de calor de tubos concêntricos, também conhecido como Double Pipe Heat Exchanger (DPHE) ou trocador bitubular, destaca-se pela simplicidade construtiva e pela facilidade de análise, sendo amplamente empregado em estudos acadêmicos e laboratoriais de transferência de calor.

O estudo de trocadores bitubulares envolve a aplicação de balanços de energia, correlações convectivas, parâmetros adimensionais e métodos clássicos de análise térmica, como a diferença de temperatura média logarítmica. Em sistemas operando em contracorrente, os fluidos escoam em sentidos opostos, condição que tende a manter maior força motriz térmica ao longo do equipamento e favorecer a eficiência da troca térmica. Além dos aspectos térmicos, parâmetros como número de Reynolds, número de Nusselt, coeficientes convectivos e coeficiente global de transferência de calor são fundamentais para compreender o desempenho do sistema.

Com o avanço de ferramentas computacionais aplicadas à Engenharia Química, softwares de modelagem e simulação passaram a contribuir para a representação matemática de sistemas térmicos. Nesse contexto, o EMSO (Environment for Modeling, Simulation and Optimization) permite a implementação explícita de equações de conservação e correlações empíricas, favorecendo o controle das hipóteses adotadas e a verificação computacional de modelos. Assim, este trabalho teve como objetivo modelar, implementar no EMSO e avaliar o desempenho térmico de um trocador de calor bitubular operando em contracorrente, reproduzindo o Exemplo 11.1 de Incropera e DeWitt (2008), com o intuito de comparar os resultados teóricos e simulados e analisar a consistência da implementação matemática realizada.

Material e Métodos

O sistema estudado corresponde a um trocador de calor bitubular operando em regime permanente e em configuração contracorrente. A água de resfriamento escoava pelo tubo interno, enquanto o óleo lubrificante circulava pela região anular. O caso-base foi definido a partir do Exemplo 11.1 de Incropera e DeWitt (2008), que descreve o resfriamento de óleo por água em um trocador de tubos concêntricos. As condições adotadas consideraram vazão mássica de água igual a 0,20 kg/s, vazão mássica de óleo igual a 0,10 kg/s, temperatura de entrada da água de 30 °C, temperatura de entrada do óleo de 100 °C e temperatura de saída especificada para o óleo de 60 °C.



A modelagem matemática foi baseada em balanços de energia e em correlações clássicas de transferência de calor. A taxa de transferência térmica foi calculada a partir do balanço de energia do fluido quente, enquanto a temperatura de saída da água foi obtida pelo balanço de energia do fluido frio. A força motriz térmica foi determinada pelo método da diferença de temperatura média logarítmica, adequado para a análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas. O coeficiente global de transferência de calor foi calculado considerando as resistências convectivas dos lados da água e do óleo, desprezando-se a resistência térmica da parede tubular e os efeitos de incrustação.

Para o escoamento da água no tubo interno, o número de Reynolds foi calculado com base no diâmetro interno do tubo e a correlação de Dittus-Boelter foi empregada para estimar o número de Nusselt, considerando regime turbulento. Para o óleo na região anular, foi utilizado o diâmetro hidráulico e o número de Nusselt igual a 5,63, conforme o exemplo de referência, mantendo a mesma base de comparação. O modelo foi implementado no EMSO por meio das equações de balanço de energia, cálculo da diferença de temperatura média logarítmica, números adimensionais, coeficientes convectivos, coeficiente global de transferência de calor, área de troca térmica e comprimento do equipamento.

A verificação computacional foi realizada pela comparação dos resultados simulados com os valores teóricos apresentados na literatura, utilizando o erro percentual absoluto como critério quantitativo. Adicionalmente, foi conduzida uma análise de sensibilidade com variação da vazão mássica da água entre 0,10 kg/s e 0,30 kg/s, mantendo constantes as propriedades termofísicas, as dimensões geométricas e as demais condições operacionais. Essa análise teve o objetivo de avaliar a influência da vazão sobre o número de Reynolds, o coeficiente convectivo da água, o coeficiente global de transferência de calor e o comprimento necessário do trocador.

Resultados e Discussão

A simulação do caso-base apresentou resultados próximos aos valores teóricos utilizados como referência. A taxa de transferência de calor obtida foi de 8524 W, valor equivalente ao calculado a partir do balanço de energia do óleo. A temperatura de saída da água foi de 40,2 °C e a diferença de temperatura média logarítmica foi de 43,2 °C. O coeficiente global de transferência de calor resultou em 38,1 W/m²·K, com área de troca térmica de aproximadamente 5,17 m² e comprimento equivalente do trocador de 65,7 m. Esses resultados indicam que as equações implementadas no EMSO reproduziram adequadamente o caso clássico utilizado como base de verificação.



Tabela 1 - Comparação entre resultados teóricos e simulados no EMSO

Parâmetro	Valor teórico	Valor EMSO	Erro (%)
Taxa de transferência de calor (Q)	8524 W	8524 W	0,0
Temperatura de saída da água	40,2 °C	40,2 °C	0,0
Diferença de temperatura média logarítmica	43,2 °C	43,2 °C	0,0
Número de Reynolds da água	14050	14049	0,1
Número de Nusselt da água	90	89,9	0,1
Coefficiente convectivo da água	2250 W/m ² ·K	2249 W/m ² ·K	0,1
Número de Reynolds do óleo	56	55,9	0,1
Número de Nusselt do óleo	5,63	5,63	0,0
Coefficiente convectivo do óleo	38,8 W/m ² ·K	38,8 W/m ² ·K	0,0
Coefficiente global de transferência de calor	38,1 W/m ² ·K	38,1 W/m ² ·K	0,0
Área de troca térmica	5,18 m ²	5,17 m ²	0,01
Comprimento do trocador	65,9 m	65,7 m	0,2

Fonte: Autoria própria (2026).

Os desvios percentuais inferiores a 1% para todos os parâmetros avaliados sugerem consistência na implementação matemática do modelo no EMSO. A proximidade entre os resultados teóricos e simulados era esperada, pois o modelo foi construído com as mesmas hipóteses físicas, propriedades termofísicas e correlações do exemplo de referência. Assim, os resultados devem ser interpretados como verificação computacional da implementação das equações, e não como validação experimental do modelo para condições industriais reais.

A análise dos coeficientes convectivos evidencia que a principal resistência térmica do sistema está associada ao lado do óleo. A água apresentou número de Reynolds de aproximadamente 14049, caracterizando escoamento turbulento no tubo interno. Nessa condição, o número de Nusselt calculado foi de 89,9 e o coeficiente convectivo da água foi de 2249 W/m²·K. Em contrapartida, o óleo apresentou número de Reynolds de aproximadamente 55,9, caracterizando regime laminar na região anular, com coeficiente convectivo de 38,8 W/m²·K. Como o coeficiente global de transferência de calor é influenciado pela soma das resistências térmicas, o valor final de U permaneceu próximo ao coeficiente convectivo do óleo, demonstrando que o desempenho global do equipamento é limitado pelo fluido mais viscoso.

A análise de sensibilidade mostrou que o aumento da vazão mássica da água intensificou o regime turbulento no tubo interno e elevou o coeficiente convectivo desse fluido. Entretanto, o coeficiente global de transferência de calor apresentou variação limitada, pois a resistência térmica predominante continuou localizada no lado do óleo. A Tabela 2 resume os resultados obtidos para os cinco cenários analisados.



Tabela 2 - Influência da vazão mássica da água sobre parâmetros térmicos do trocador

Vazão da água (kg/s)	Reynolds da água	h da água (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	Comprimento L (m)
0,10	7025	1292	37,7	73,8
0,15	10537	1787	38,0	68,3
0,20	14049	2249	38,1	65,8
0,25	17561	2689	38,3	64,4
0,30	21074	3111	38,4	63,5

Fonte: Autoria própria (2026).

Os dados indicam aumento aproximadamente linear do número de Reynolds com a elevação da vazão mássica da água, resultado associado ao aumento da velocidade média do fluido no tubo interno. O coeficiente convectivo da água passou de 1292 W/m²·K para 3111 W/m²·K quando a vazão foi elevada de 0,10 kg/s para 0,30 kg/s, confirmando a influência da turbulência sobre a transferência de calor por convecção. Apesar desse aumento expressivo, o coeficiente global de transferência de calor variou apenas de 37,7 W/m²·K para 38,4 W/m²·K, reforçando que a resistência térmica do lado do óleo controla o desempenho térmico global do equipamento.

A elevação da vazão da água também reduziu o comprimento necessário do trocador, de 73,8 m para 63,5 m na faixa analisada. Esse comportamento ocorre porque o aumento do coeficiente convectivo da água contribui para maior capacidade de troca térmica e, consequentemente, para menor área necessária. No entanto, a redução observada não foi proporcional ao aumento do coeficiente convectivo da água, justamente pela limitação imposta pelo escoamento laminar do óleo. Em aplicações práticas, a melhoria significativa do desempenho global exigiria avaliar não apenas a vazão da água, mas também alterações no lado do óleo, na geometria do equipamento, nas condições de escoamento e nos efeitos de incrustação e perda de carga.

Embora o modelo tenha reproduzido de forma consistente o caso estudado, algumas limitações devem ser consideradas. Foram adotadas propriedades termofísicas constantes, ausência de perdas térmicas para o ambiente, resistência térmica da parede tubular desprezível, ausência de incrustação e não inclusão da queda de pressão. Essas simplificações são compatíveis com o exemplo de referência e adequadas para uma verificação computacional inicial, mas restringem a aplicação direta do modelo a situações industriais mais complexas. Para ampliar o uso do modelo, recomenda-se incluir propriedades variáveis com a temperatura, cálculo hidráulico, fatores de fouling, resistência térmica da parede e comparação com dados experimentais ou simulações numéricas mais detalhadas.

Conclusões

O trabalho permitiu modelar e implementar no EMSO um trocador de calor bitubular operando em contracorrente, reproduzindo um caso clássico da literatura. A comparação entre os resultados teóricos e simulados apresentou desvios inferiores a 1% para os principais parâmetros avaliados, indicando consistência na implementação matemática das equações de balanço de energia, diferença de temperatura média logarítmica, números adimensionais, coeficientes convectivos, coeficiente global de transferência de calor, área de troca térmica e comprimento do equipamento.

A análise dos resultados mostrou que o lado do óleo representa a principal resistência térmica do sistema, devido ao escoamento laminar e ao baixo coeficiente convectivo em comparação ao lado da água. A análise de sensibilidade demonstrou que o aumento da vazão mássica da água eleva o número de Reynolds e o coeficiente convectivo desse fluido, além de



reduzir o comprimento necessário do trocador. Entretanto, o coeficiente global de transferência de calor apresentou pequena variação, pois permaneceu limitado pela resistência térmica do óleo.

Conclui-se que o EMSO é uma ferramenta aplicável à modelagem e simulação térmica de trocadores de calor em condições simplificadas, permitindo a verificação computacional de modelos matemáticos e a análise do comportamento térmico de sistemas de troca de calor. Como continuidade, recomenda-se o aprimoramento do modelo pela inclusão de perda de carga, propriedades variáveis, resistência térmica da parede, efeitos de incrustação e validação com dados experimentais, de modo a aproximar a simulação de condições industriais reais.

Agradecimentos

À Universidade Luterana do Brasil e ao orientador pelo apoio no desenvolvimento do trabalho.

Referências

- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Heat and mass transfer: fundamentals and applications. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- GEANKOPLIS, C. J. Transport processes and separation process principles. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2003.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de transferência de calor e massa. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Boca Raton: CRC Press, 2012.
- SOARES, R. P.; SECCHI, A. R. EMSO: a new environment for modelling, simulation and optimisation. Computer Aided Chemical Engineering, v. 14, p. 947-952, 2003.
- NAHES, A. L. M.; BAGAJEWICZ, M. J.; COSTA, A. L. H. Design optimization of double-pipe heat exchangers using a discretized model. Industrial & Engineering Chemistry Research, v. 60, n. 48, p. 17611-17625, 2021.
- LEMO, J. C.; COSTA, A. L. H.; BAGAJEWICZ, M. J. Design of shell and tube heat exchangers considering the interaction of fouling and hydraulics. AIChE Journal, v. 68, n. 5, e17586, 2022.