

MÉTODO DE ANÁLISE DIFERENCIAL ESTACIONÁRIA DE TROCADORES HELIXGANGER® DE CASCO E TUBOS 1-2 ADMITINDO VARIAÇÃO LOCAL DE PROPRIEDADES FÍSICAS AO LONGO DO FLUXO DE ESCOAMENTO.

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

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

RESUMO – O uso eficiente de energia é fator crítico para processos economicamente competitivos. Trocadores de calor são equipamentos utilizados para a manipulação e reaproveitamento de cargas térmicas entre correntes do processo. Este trabalho visa o desenvolvimento de um método diferencial de análise e dimensionamento do equipamento conhecido no mercado como Helixchanger®, sendo este, um trocador de casco e tubos dotado de chicanas fracionárias instaladas em hélice. Um notável atrativo do Helixchanger® é a baixa relação perda de carga/coeficiente global, possibilitando sua indicação em linhas com reduzida perda de carga admissível. Os métodos de dimensionamento/análise em amplo uso são integrados, em razão da utilização de coeficientes convectivos médios, limitando a inferência de propriedades físicas e características do escoamento em pontos intermediários do escoamento. A avaliação local das propriedades físicas dos fluidos é baseada em equações de predição adaptáveis a vários fluidos disponíveis em banco de dados e na literatura. O ambiente computacional utilizado é o framework Python. A estrutura do modelo computacional possibilita a análise comparativa multivariada de parâmetros, norteando a seleção do projeto que melhor atenda aos requisitos de carga térmica e perda de carga admitida. A validação do método diferencial é realizada em base comparativa com estudos de casos resolvidos com os métodos integrados convencionais, bem como em dados experimentais reportados na literatura.

1. INTRODUÇÃO

Devido à necessidade de processos mais competitivos economicamente, o reaproveitamento energético se torna uma estratégia de grande valor, assim equipamentos de troca térmica são amplamente utilizados. As principais classes destes são: caldeiras, torres de resfriamento, trocadores bitubulares e multitubulares.

Quando se necessita manipular duas correntes de processo utiliza-se, em geral, trocadores casco e tubos, devido a sua alta versatilidade, possuindo uma grande área de troca térmica e ocupando um pequeno espaço de planta. Estes trocadores compõem-se basicamente por um tubo maior, casco, que contém tubos menores em um determinado arranjo onde chicanas servem tanto para manter este

arranjo quanto para desviar o fluxo do fluido da carcaça. Estas chicanas podem ser perpendiculares ao casco, fazendo com que o fluido da carcaça realize um fluxo cruzado com os tubos, ou podem ser instaladas em hélice, fazendo o fluido atravessar o equipamento na forma de um fluxo parafuso, o equipamento que possui este arranjo é conhecido como Helixchanger[®]. O comportamento helicoidal faz com que a troca térmica tenda a ser menor, pois gera uma menor turbulência, em contrapartida, produz uma perda de pressão menor, assim, em processos onde a perda de pressão admitida é um fator crítico, este arranjo se torna uma alternativa interessante. A análise de Ft mostrada em Kern (1950) se faz necessária, devido à possível existência de inversão térmica. As Figuras 1 e 2 ilustram os dois equipamentos.

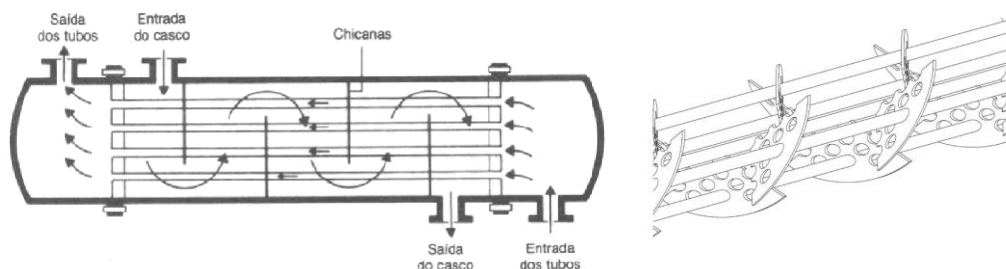


Figura 1 - Chicanas Fracionadas Figura 2 - Chicanas Helicoidais

Fonte: Kern (1950)

Fonte: Tao *et al.* (2010)

1.1. Desenvolvimento dos modelos matemáticos

Neste trabalho, realiza-se o desenvolvimento de um modelo diferencial utilizando métodos analíticos amplamente difundidos para cada estrutura dos defletores. Em ambos, a configuração é de uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos e as entradas estão em contracorrente, foi considerada a variação pontual das propriedades físicas: densidade, viscosidade, calor específico e condutividade térmica, para isso, empregaram-se dados e correlações expostas em Perry (1999) e Poling (2001). Este modelo foi implementado na linguagem de programação científica Python.

As hipóteses utilizadas para a proposição do modelo seguem abaixo:

- Regime permanente;
- Tubos divididos igualmente entre as duas passagens;
- Variação unidimensional da temperatura ao longo do comprimento de trocador;
- Resistência condutiva do metal desprezível;
- Exterior do casco isolado termicamente.
- As entradas dos fluidos são realizadas em contracorrente;
- Balanços de energia realizados para alocação do fluido quente no casco e fluido frio nos tubos.

Uma ilustração do volume de controle dos tubos está representada pela Figura 3.

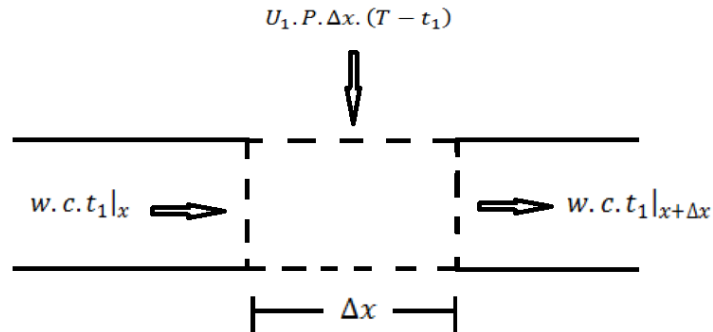


Figura 3 - Volume de Controle do tubo na primeira passagem

De posse destas considerações, os balanços de energia para cada seção foram desenvolvidos, dispondo de um volume de controle como indicado em Bird *et al.* (2006) e estão representados pelas equações abaixo:

$$[ENTRA] - [SAI] \pm [GERADO/CONSUMIDO] = [ACUMULA] \quad (1)$$

Primeira passagem dos tubos: utilizando a Equação 1 para a primeira seção dos tubos obtemos:

$$w.c.t_1|_x + 0,5.N_t.U_1.P.\Delta x.(T - t_1) - w.c.t_1|_{x+\Delta x} = 0 \quad (2)$$

Após organizarmos a Equação 1 e aplicarmos $\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \Delta x$, encontramos:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} w.c. \left(\frac{t_1|_{x+\Delta x} - t_1|_x}{\Delta x} \right) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} 0,5.N_t.U_1.P.(T - t_1) \quad (3)$$

$$w.c. \frac{dt_1}{dx} = 0,5.N_t.U_1.P.(T - t_1) \quad (4)$$

$$\frac{dt_1}{dx} = \frac{0,5.N_t.U_1.P.(T - t_1)}{w.c} \quad (5)$$

Segunda passagem dos tubos: esta é obtida realizando o mesmo procedimento da primeira seção, atentando apenas para que o sentido do fluxo é o inverso, pois o fluido retorna nesta seção, assim a Equação 6 representa a forma final deste balanço.

$$\frac{dt_2}{dx} = - \frac{0,5.N_t.U_2.P.(T - t_2)}{w.c} \quad (6)$$

Passagem do casco: Realizamos aqui o balanço para o fluido da carcaça analogamente ao dos tubos, onde as equações seguintes representam esta seção.

$$W.C.T|_{x+dx} - W.C.T|_x - 0,5.N_t.U_1.P.\Delta x.(T - t_1) - 0,5.N_t.U_2.P.\Delta x.(T - t_2) = 0 \quad (7)$$

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} W.C. \left(\frac{T|_{x+\Delta x} - T|_x}{\Delta x} \right) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} 0,5.N_t.P. [U_1.(T - t_1) + U_2.(T - t_2)] \quad (8)$$

$$W.C. \frac{dT}{dx} = 0,5.N_t.P. [U_1.(T - t_1) + U_2.(T - t_2)] \quad (9)$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{0,5.N_t.P.[U_1.(T-t_1)+U_2.(T-t_2)]}{W.C} \quad (10)$$

Onde, nas equações acima, w é a vazão mássica do fluido dos tubos, W é a vazão mássica do fluido do casco, c é o calor específico do fluido dos tubos, C é o calor específico do fluido do casco, t_1 é a temperatura local da primeira passagem, t_2 é a temperatura local da segunda passagem, T é a temperatura local do casco, N_t é o número de tubos do feixe, U_1 é o coeficiente de convecção local entre o casco e a primeira passagem dos tubos, U_2 é o coeficiente de convecção local entre o casco e a segunda passagem dos tubos, P é o perímetro externo do tubo.

Com as Equações 5, 6 e 10 e com as equações das propriedades físicas podemos incorporar os métodos específicos de cada equipamento para encontrarmos os perfis de temperatura.

Casco e tubos com chicanas fracionadas (CTCF): O método utilizado para dimensionar este equipamento baseia-se no proposto por Kern (1950), onde dispomos de equações para calcular o coeficiente de convecção médio, neste caso, usamos estas equações para encontrar este coeficiente localmente, sob a hipótese de uniformidade local dos coeficientes de transferência de calor.

Casco e tubos com chicanas helicoidais (CTCH): Usa-se o método analítico exposto por Tao *et al.* (2010), onde necessitamos, no casco, das correlações do coeficiente convectivo baseadas em Schlünder (1983) e Stehlik *et al.* (1994), onde estas utilizam fatores de correção para ajustar o coeficiente pelicular devido ao arranjo das chicanas, pois, este fluxo helicoidal possui um comportamento diferente dos trocadores tradicionais. Para os tubos, obtemos o coeficiente a partir da equação desenvolvida por Sieder e Tate (1936) em condições laminares e das equações desenvolvidas por Gnielinski (1976) ou Sieder e Tate (1936) em números de Reynolds elevados. Para obtermos as perdas de pressão, dispomos das equações propostas em Gaddis e Gnielinski (1997), Kuppan (2000) e Xiao *et al.* (2013).

O fator Ft é calculado, em ambos os equipamentos, pela razão entre ΔT_{real} e ΔT_{ml} .

2. SIMULAÇÃO

2.1. Parâmetros da simulação

Com finalidade demonstrativa, dois casos simulados são apresentados neste trabalho, cujos parâmetros são mostrados na Tabela 1. Cada caso apresenta a mesma condição operacional para podermos comparar o desempenho de cada tipo de equipamento, assim, tanto as vazões quanto as temperaturas de entrada são iguais. A diferença entre os casos reside apenas na mudança do fluido dos tubos, onde a água é substituída por orto-xileno, mas a condição operacional permanece a mesma. O

orto-xileno foi escolhido devido à facilidade na obtenção dos seus dados devido à grande diferença nas condutividades térmicas e nos calores específicos da água e do orto-xileno, assim, obtemos valores distintos para compararmos melhor o desempenho de cada equipamento. Na Tabela 1, T_{1_e} é a temperatura de entrada do fluido do casco, t_{1_e} é a temperatura de entrada do fluido dos tubos, DI é o diâmetro interno do casco, LTC é o comprimento total do casco, B é o pitch das chicanas fracionadas, Bd é o pitch das chicanas helicoidais, de é o diâmetro externo dos tubos, di é o diâmetro interno dos tubos, pt é o pitch dos tubos, β é a angulação das chicanas helicoidais, LTO é a distância entre os centros dos bocais, Sp é a espessura das chicanas, Db é o diâmetro dos bocais, df é o diâmetro do feixe de tubos.

Tabela 1 – Parâmetros dos Trocadores

CTCF							
Casco	T_{1_e}	W	DI	LTC	B	Água	
	306,89 K	22,049 Kg/s	0,387 m	4,877 m	0,305 m		
Tubos	t_{1_e}	w	N_t	de	di	pt	Passo
	296,89 K	35,279 Kg/s	160	0,019 m	0,016 m	0,024 m	Triangular

CTCH							
Casco	DI	β	LTC	LTO	Bd	Sp	Db
	0,387 m	44,0°	4,877 m	4,572 m	0,305 m	0,01 m	0,077 m
Tubos	de	di	df	pt	N_t	Passo	
	0,019 m	0,016 m	0,387 m	0,024 m	160	Triangular	

2.2. Resultados da simulação

Caso 1: As Figuras 4 e 5 explicitam os perfis de temperatura de cada equipamento.

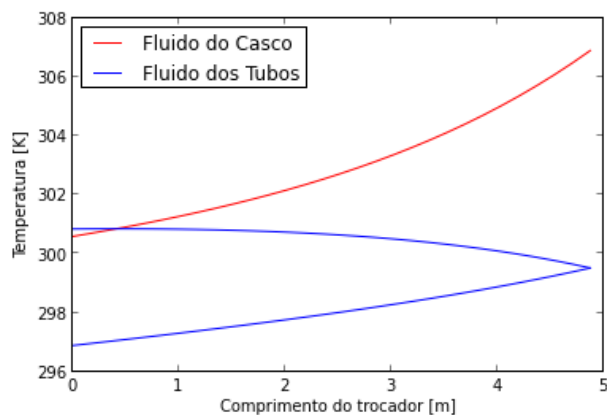


Figura 4 - Perfil de Temperatura do CTCF do Caso 1

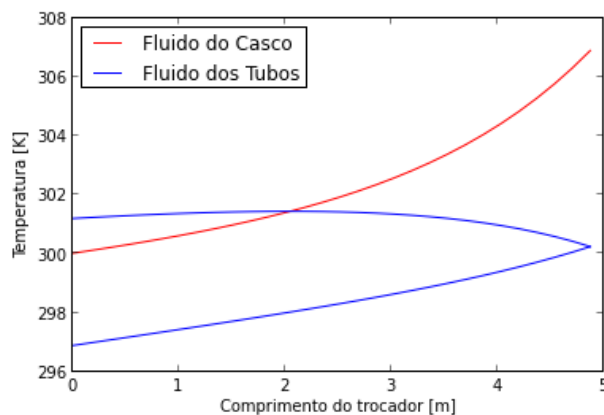


Figura 5 - Perfil de Temperatura do CTCH do Caso 1

As perdas de pressão calculadas, o calor trocado e os valores de Ft estão descritos na Tabela 3.

Tabela 3 - Perda de Pressão, Carga Térmica e Ft do Caso 1

	CTCF	CTCH
Casco	60,221 KPa	55,226 KPa
Tubos	62,662 KPa	55,549 KPa
Q	663,980 KW	723,960 KW
Ft	0,776	0,597

Caso 2: As Figuras 6 e 7 informam os perfis de temperatura e a Tabela 4 ilustra as perdas de pressão, o calor trocado e os valores de Ft.

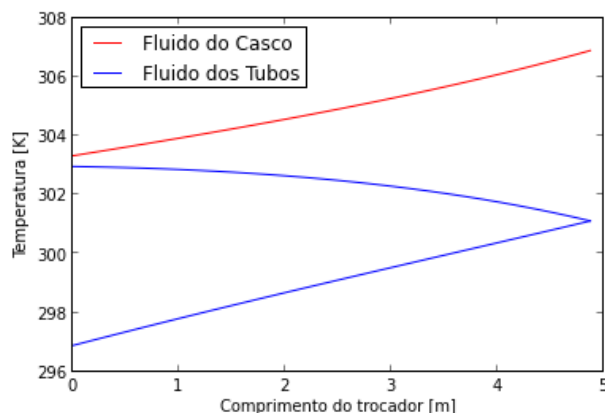


Figura 6 - Perfil de Temperatura do CTCF do Caso 2 do CTCH do Caso 2

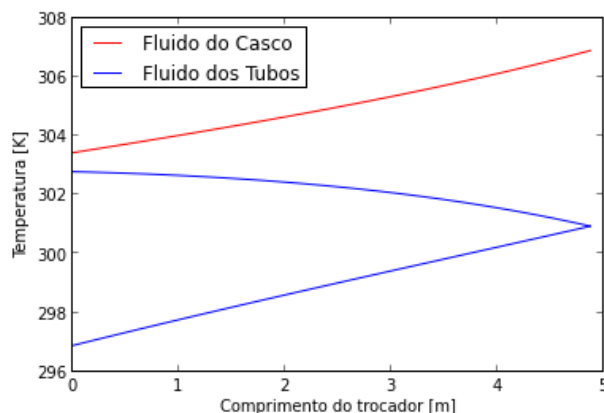


Figura 7 - Perfil de Temperatura do CTCH do Caso 2

Tabela 4 – Perda de Pressão, Carga Térmica e Ft do Caso 2

	CTCF	CTCH
Casco	60,261 KPa	55,226 KPa
Tubos	64,432 KPa	62,133 KPa
Q	376,257 KW	365,278 KW
Ft	0,836	0,853

2.3. Validação e Discussões

O CTCF foi validado utilizando como base comparativa equipamentos reais apresentados em Kern (1950), assim sendo, uma validação indireta. A Tabela 5 mostra os desvios percentuais entre os valores obtidos pelo CTCF utilizando os modelos desenvolvidos neste trabalho e os valores encontrados pelo método analítico integrado proposto por Kern utilizando um equipamento real ilustrado no Exemplo 7.4 de Kern (1950).

Tabela 5 – Desvios percentuais de carga térmica e perdas de pressão entre Exemplo. 7.4 e CTCF do Caso 1.

Q		9,121%
Perda de Pressão	Casco	11,918%
	Tubos	17,475%

Notamos pela Tabela 5 que os desvios não ultrapassam 17,5% na perda de pressão e não excedem 9,5% na carga térmica, assim, podemos considerar que o modelo representa bem a realidade. Um dos principais fatores para essa variação reside na variação local das propriedades físicas. Já o CTCH foi validado indiretamente a partir do método integral analítico já validado de Tao *et al.* (2010) comparando com os resultados encontrados do CTCF desenvolvido neste trabalho.

Nas simulações apresentadas, podemos observar que o CTCH é o equipamento mais indicado para o primeiro caso, pois possui uma maior carga térmica e uma menor perda de pressão. Na segunda simulação os dois equipamentos apresentaram valores próximos tanto na carga térmica quanto nas perdas de pressão, assim, o fator decisivo para a indicação reside na avaliação econômica de aquisição e manutenção do equipamento. No primeiro caso, percebemos que o F_t do CTCH é menor do que o do CTCF, assim, a região de inversão é maior no CTCH. Trocadores, em geral, são projetados com valores de $F_t \geq 0,8$, como margem de segurança, para evitar a existência de cruzamentos nos perfis de temperatura, pois estes cruzamentos fazem com que a eficiência do equipamento seja reduzida.

3. NOMENCLATURA

F_t = Relação fracionária entre ΔT_{real} e ΔT_{ml}

Q = Carga térmica do equipamento (KW)

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo diferencial estacionário para trocadores de calor Casco e Tubos 1-2 com chicanas fracionadas e com chicanas helicoidais levando em consideração a variação local das propriedades físicas a partir de equações de predição de propriedades físicas encontradas na literatura. Os modelos foram validados e apresentaram uma exatidão considerável. Observou-se, a partir deste trabalho, que modelos matemáticos simulados computacionalmente auxiliam no dimensionamento e indicação de equipamentos para determinados processos, economizando tempo e custo. Percebeu-se que os perfis de temperatura ilustram bem a eficiência de um trocador de calor, pois mostra a existência de inversão térmica e quantifica o comprimento do equipamento em que esta inversão acontece.

5. REFERÊNCIAS

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGTHFOOT, E. N. *Transport Phenomena*. New York: Wiley, 2006.

GADDIS, E. S.; GNIELINSKI, V.; Pressure Drop on the Shell Side of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental Baffles. *Chem. Eng. Process.*, v. 36, p. 149–159, 1997.

GNIELINSKI, V.; New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flows. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, p. 359–368, 1976.

Lummus Technology. *Helixchanger® Heat Exchanger*. New Jersey: Bloomfield.

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

KUPPAN, T.; *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000.

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.

SCHLÜNDER, E. U.; *Heat Exchanger Design Handbook*. Washington: Hemisphere, 1983.

SIEDER, F. N.; TATE, G. E.; Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. *Ind. Eng. Chem.*, v. 28, p. 1429-1433, 1936.

STEHLIK, P.; NEMCANSKY, J.; KRÁL, D.; Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers With Segmental or Helical Baffles. *Heat Transfer Eng.*, v. 15, p. 55–65, 1994.

TAO, W. Q.; HE, Y. L.; ZHANG, J. F.; A Design and Rating Method for Shell-and-Tube Heat Exchangers With Helical Baffles. *Journal of Heat Transfer*, v. 132, p. 51802.1 - 51802.8, 2010.

XIAO, X.; ZHANG, L.; LI, X.; JIANG, B.; YANG, X.; XIA, Y.; Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 63, p. 434-444, 2013.