Simulação numérica de trocador de calor casco-tubo: influência das chicanas sobre a dinâmica do fluido

Numerical simulation of heat exchanger hull-tube: influence of baffles on the dynamics of fluid

> ¹Sebastião José S. Filho, ¹Josedite S. de Souza, ²Antonio G. B. de Lima, ²Kelly C. L. Angelim

¹ Faculdade Mauricio de Nassau, Departamento de Engenharias.- Campina Grande - PB ² Universidade Federal de Campina Grande, Departamento de Engenharia Mecânica Campina Grande -. PB ¹eng.josedite@hotmail.com

Submetido em 07/07/2017; Versão revisada em 16/03/2018; Aceito em 12/04/2018

Resumo

Dimensionar dispositivos tais como trocadores de calor envolvem algoritmos e correlações bastante complexas, as quais necessitam de ferramentas apropriadas para realizar um estudo detalhado. Neste sentido o presente artigo avaliou numericamente o processo de troca térmica em um trocador de calor do tipo casco-tubo, considerando o escoamento com e sem a presença de chicanas, a fim de propor um dimensionamento desses equipamentos e verificar sua validade, visando a construção de um protótipo que viabilize estudos experimentais posteriores. A avaliação numérica foi realizada através do uso de *softwares* comerciais (Aspen Plus® e Ansys CFX 15.0[®]), para efeito de comparação foi desenvolvida uma planilha de cálculo, utilizando o Microsoft Excel®, capaz de determinar os parâmetros construtivos básicos deste sistema, cujos dados foram comparados com dados obtidos através das simulações numéricas utilizando (Aspen Plus® e Ansys CFX 15.0[®]). Os resultados dos campos de fluxo e de temperatura forneceram credibilidade à metodologia desenvolvida. Observou-se que os referidos campos de fluxos e de temperatura apresentaram zonas de maior troca térmica, favorecendo um melhor direcionamento aos engenheiros projetistas. Verificou-se maiores variações de temperatura com o aumento da vazão na entrada, e que a turbulência causada pela presença de chicanas influencia significativamente a eficiência de troca térmica.

Palavras-Chave: Trocadores de calor, CFD, Chicanas.

Abstract

Heat exchangers are very efficient equipments for energy use within a process. However, the dimension these devices involves quite complex algorithms and correlations, which require appropriate tools to perform a detailed study. In this sense, this paper aims to numerically evaluate the process of thermal exchange in a heat exchanger of the shell-tube type, considering the flow with and without the presence of baffles, in order to propose a dimensioning of this equipment and verify its validity. Aiming at the construction of a prototype that will enable subsequent experimental studies. For such, we developed a spreadsheet, using Microsoft Excel®, able to determine the basic constructive parameters of this system, whose data were compared with data obtained through simulations in commercial software (Aspen Plus® and Ansys CFX 15.0®). Flow and temperature field results are presented and analyzed. Higher temperature variations were observed with increasing inlet flow. It is noticed that the baffles presence significantly increases the thermal exchange efficiency. **Keywords:** Heat exchangers, CFD, buffles.

INTRODUÇÃO

A transferência de calor é um dos mais utilizados e importante processo em uma indústria. Normalmente, a economia da planta industrial é controlada em grande parte pela eficiência na utilização da energia térmica no processo. Dentre as possíveis maneiras de redução no consumo de energia, destacam-se as que envolvem os trocadores de calor, que tem por objetivo principal a reciclagem de energia térmica e a eficiência de utilização da energia dentro do processo. Sendo a eficiência desses dispositivos determinada em função dos fatores que possam interferir na troca térmica, a própria parede do trocador de calor se opõe à transferência de calor, resistindo à troca térmica. Portanto, um trocador será melhor quanto menor for a espessura da parede que separa os fluidos à diferente temperatura, maior a condutividade da parede responsável pela troca e maior for a turbulência na passagem dos fluidos (Foust (1982), Cengel (2007) e Dias (2009)).

No dimensionamento de trocadores de calor é imprescindível o conhecimento detalhado dos fenômenos físicos envolvidos no processo, as condições das correntes que alimenta o equipamento, devido informações do processo à montante deste, bem como da saída desejada, a fim de se realizar determinado procedimento à jusante. Aplicação de trocadores de calor em operações de condensação em tem sido analisada em estudos analíticos e experimentais na tentativa de compreender os parâmetros fundamentais que afetam esse fenômeno (CARUSO et al, 2012).

Neste sentido, costuma-se utilizar o método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT) para a determinação da área de troca térmica necessária a fim de que essas condições sejam atendidas. No entanto, em alguns casos, as condições finais do processo de troca térmica não são conhecidas, nestes é comum determinar certos parâmetros construtivos do equipamento, tais como a área de troca e materiais a serem utilizados, para que dessa forma seja possível avaliar a termofluidodinâmica do processo e calculá-las (Incropera e Dewitt, 2003, Souza et al, 2015).

Independentemente do tipo de trocador de calor, todos terão uma entrada e uma saída para o fluido quente e para o fluido frio. A diferença de temperatura de entrada é calculada subtraindo-se da temperatura do fluido guente a temperatura do fluido frio, enquanto que a diferença de temperatura de saída é encontrada pelo mesmo procedimento, porém utilizando os valores das saídas do equipamento. Uma média aritmética entre essas suas diferenças é um cálculo grotesco, e a MLDT surge para retratar a diferença média de temperatura, a qual é necessária para calcular a taxa de transferência de calor ou a área necessária para se ter a referida taxa. O Número de Unidades de Transferência (NUT) é um grupo adimensional relacionado á quantidade máxima de calor que pode ser transmitida no trocador e é usado para calcular a efetividade do equipamento.

Dentre os diversos tipos de trocadores de calor, destaca-se o trocador de calor casco e tubo, o qual consiste em um feixe de tubos acondicionados no interior de um casco, onde o eixo dos tubos é paralelo ao do casco. Esses tipos de trocadores são representados pelo cabeçote de entrada, casco, feixe de tubos, cabeçote de retorno ou saída e chicanas, conforme ilustra a Figura 1. Um dos parâmetros que influenciam na capacidade de troca térmica do lado do casco, em um trocador casco-tubo, é a quantidade e disposição das chicanas.



Figura 1 – Visão lateral de trocador de calor casco-tubo Fonte: Incropera e Dewitt, 2003.

As propriedades mecânicas de construção dos trocadores de calor do tipo casco e tubos têm relação com seu desempenho. Silva et al, 2017 avaliaram os campos de pressão em função da vazão mássica e da presença de chicanas no trocador de calor. Verificaram que o aumento das taxas de fluxo massico resulta em uma maior pressão em sua estrutura, e a presença de chicanas interferem diretamente no campo de pressão, com uma maior perda de carga distribuída. Ratificando a importante relevancia destes parâmetro no projeto do permutador.

Neste sentido, para o problema proposto neste trabalho, efetuou-se um estudo numérico utilizando a fluidodinâmica computacional CFD em um trocador de calor do tipo casco-tubo, fixando-se os parâmetros de sua construção, encontrando-se a diferença de temperatura no permutado. Determinou-se a área de troca necessária para que este equipamento atenda às especificações, bem como o efeito da presença da chicanas na troca térmica. Por fim, comparou-se os resultados dessa análise com àqueles obtidos em simulações numéricas através de *softwares* comerciais e modelos analíticos propostos na literatura, visando a construção de um protótipo que viabilize o estudo experimental posterior.

METODOLOGIA

Descrição do Problema

O fluido usado para a troca térmica é a água em diferentes temperaturas. Para a determinação das propriedades do fluido, utilizou-se os dados encontrados na Tabela do Apêndix de Welty *et. al.* (1984). Os valores das variáveis são encontrados a partir de polinômios, onde para a densidade, para a capacidade calorífica e para a condutividade o polinômio foi de ordem 2, e para a viscosidade o polinômio foi de ordem 3.

Frequentemente, valores de coeficientes de transferência são determinados experimentalmente. Porém, na ausência de tais experimentos é

necessário realizar uma estimativa dessas quantidades, viabilizando o dimensionamento do trocador de calor. Para o cálculo do coeficiente do lado dos tubos foi utilizada a correlação proposta por Petukhov (Incropera e DeWitt (2003)), válida para 10^4 $\leq Re \leq 5x10^6$ e $0.5 \leq Pr \leq 2000$, na forma:

$$Nu = \frac{(f/8) \operatorname{Re}_{D} Pr}{1,07+12,7(f/8)^{(1/2)} (Pr^{(2/3)} - 1)}$$
(1)

sendo o número de Nusselt o adimensional que relaciona a transferência de calor convectiva com a transferência difusiva, no qual é definido como:

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{2}$$

O fator de atrito é definido para escoamentos em tubos lisos de acordo com a correlação proposta por Petukhov (Incropera e DeWitt (2003)), válida para $3x10^3 \le Re \le 5x10^6$:

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2}$$
 (3)

Do lado do casco foi utilizada a correlação proposta por McAdams (Kakaç e Liu (2002)), válida para $2x10^3 \le Re \le 1x10^6$:

$$Nu = 0.36 \operatorname{Re}_{D}^{0.55} \operatorname{Pr}^{(1/3)} \left(\frac{\mu}{\mu_{w}}\right)^{0.14}$$
(4)

em que o número de Reynolds é definido em função do diâmetro equivalente do lado do casco, que leva em consideração o perímetro molhado e a área livre para o escoamento.

Sabe-se que quanto maior o número de chicanas no trocador, maior o coeficiente de troca do lado do casco e consequentemente a eficiência desse dispositivo, obedecendo o limite da área de troca e da capacidade do fluido nos tubos. O diâmetro equivalente varia de acordo com o arranjo de tubos, que pode ser triangular ou quadrático, sendo, portanto, calculado através da equação 5, de Schlünder (1983):

$$D_e = \frac{4\left(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4}\right)}{\pi d_o} \tag{5}$$

$$G_{\rm s} = \frac{m}{A_{\rm s}} \tag{6}$$

Sendo G_s , o fluxo mássico total, definido em função da área transversal ao sentido do fluxo que se encontra livre para escoamento A_s :

$$A_{s} = \frac{D_{s}CB}{P_{T}}$$
(7)

em que D_s é o diâmetro do casco, B é o espaçamento entre os defletores e C e P_{τ} são a distância entre as bordas dos tubos e a distância entre o centro de um tubo e o centro do outro, respectivamente, determinados de acordo com o arranjo escolhido conforme pode ser observado na Figura 2.



Figura 2 – Propriedades dos arranjos de tubos Fonte: Adaptado de Rubbo, 2014.

Pode ser facilmente verificado que o espaçamento entre os defletores se relaciona com a quantidade destes pela seguinte equação, uma vez que o comprimento do trocador é fixo:

$$B = \frac{L}{N_b + 1} \tag{7}$$

em que N_b é o número de defletores e L é o comprimento do casco. O aumento no número de chicanas (defletores) e consequente redução do espaçamento entre elas tem potencial de aumentar a troca térmica, no entanto a escolha desses parâmetros não pode ser feita de forma arbitrária, de acordo com o Tema (1988) o espaçamento mínimo entre as chicanas deve ser 1/5 do diâmetro do casco e no máximo equivalente ao diâmetro do casco. De posse dos coeficientes individuais de troca e conhecendo a condutividade térmica do aço, determinou-se o coeficiente global de transferência de calor, usando a equação 9:

$$U = \left[\frac{D_{o}}{D_{i}h_{o}} + \frac{D_{o}\ln\frac{D_{o}}{D_{i}}}{2k} + \frac{1}{h_{i}}\right]^{-1}$$
(9)

A depender do fluido de trabalho, bem como da sua interação com a tubulação, é possível que haja deposição de materiais sobre a tubulação resultando em alterações no coeficiente global de transferência tornando necessário adicionar fatores de incrustação, tanto do lado do casco como no interior do tubo. Porém, para o caso em estudo em que o fluido utilizado é água pura, esses termos podem ser desprezados.

As capacidades térmicas das correntes foram determinadas pela multiplicação da vazão por suas respectivas capacidades caloríficas. Dessa forma, o cálculo da eficiência baseia-se no máximo de calor que pode ser transferido para ou da corrente com menor capacidade de transferência pela equação 10:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \left(T_{qi} - T_{fi} \right) \tag{10}$$

Conforme descrito por Özişik (1985), o NUT é uma medida do "tamanho térmico" do trocador, ou seja, para um determinado pela expressão:

$$NUT = \frac{UA_T}{C_{MIN}}$$
(11)

O NUT indica a área real de troca de calor, assim, para os mesmos valores de capacidade mínima de transferência e coeficiente global, quanto maior o NUT, maior é a dimensão física do equipamento. Conhecidos os valores de $NUT \in C_{MIN}$, pode-se determinar a efetividade do trocador

$$\varepsilon = 2 \left[1 + C + \left(1 + C^2\right)^{(1/2)} \frac{1 + \exp\left[-NUT\left(1 + C^2\right)^{(1/2)}\right]}{1 - \exp\left[-NUT\left(1 + C^2\right)^{(1/2)}\right]} \right]^{-1} (12)$$

em que C é a relação entre o C_{MIN} e o C_{MAX} .

Conhecida a efetividade de troca do equipamento e sua capacidade máxima de troca, é possível determinar a quantidade de calor de fato transferida entre as correntes e, dessa forma, a condição térmica de ambas na saída do trocador.

Finalizado o cálculo do Número de Unidades de Transferência e uma vez conhecida a condição térmica nas saídas do trocador, utilizou-se o método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT) para determinação da área necessária de troca para que sejam atingidas a condições encontradas conforme a metodologia apresentada por Schlünder *et al.* (1983). A MLDT é calculada segundo a equação 13:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$
(13)

onde, para o fluxo em contracorrente, as diferenças de temperatura são definidas por:

$$\Delta T_{1} = T_{qi} - T_{fo} \quad \mathbf{e} \quad \Delta T_{2} = T_{qo} - T_{fi} \tag{14}$$

No método MLDT utiliza-se os parâmetros adimensionais P e R:

$$R = \frac{T_{qi} - T_{qo}}{T_{fo} - T_{fi}} \quad P = \frac{T_{fo} - T_{fi}}{T_{qi} - T_{fi}}$$
(15)

em que R é a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos e P representa a efetividade térmica com relação ao fluido frio. Uma vez que o fluxo não é completamente contracorrente, é necessário realizar a correção da média logarítmica da diferença de temperatura em que o fator de correção F é determinado pela equação para trocadores com 2 passes nos tubos e um no casco sugerida por Kern (1980):

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1 - S}{1 - RS}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$
(16)

em que S é definido como:

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \tag{17}$$

е

$$\alpha = \left[\frac{1 - RP}{1 - P}\right]^{1/N} \tag{18}$$

onde $N \notin o$ número de passes nos tubos. Dessa forma a MLDT real, corrigidos os efeitos dos fluxos cruzados e em co-corrente, é calculada como sendo:

$$\Delta T_{ML}^C = F \Delta T_{ML} \tag{19}$$

Conhecida a diferença de temperatura, podese determinar a área de troca necessária para que tão condição seja atingida, observando-se que a área existente é suficiente para realizar tal processo.

MODELAGEM MATEMÁTICA Análise Termofluidodinâmica CFD

A análise da termofluidodinâmica computacional foi desenvolvido na Universidade Federal de Campina Grande no Centro de Ciências e Tecnologia da Unidade Acadêmica Engenharia Mecânica no Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos (LCTF).

O modelo matemático definido para descrever o processo de troca térmica é baseado na generalização das equações de Navier-Stokes de conservação de massa e quantidade de movimento, adotando a abordagem Euleriana-Euleriana, bem como o modelo de turbulência *RNG k-ε*. Para simplicidade de solução, foram adotadas as seguintes considerações:

- ✓ Fluido Newtoniano incompressível e com propriedades físicas e químicas constantes;
- ✓ Regime permanente e escoamento isotérmico;
- ✓ A reação química, transferência de massa entre as fases e fonte de massas são desconsiderados;
- ✓ As forças interfaciais de arraste foram consideradas:

As equações permanentes da conservação do momento linear, da massa e da energia, consideradas na modelagem matemática proposta no presente trabalho, podem ser expressas matematicamente pelas equações 20, 21 e 22, respectivamente:

$$\nabla \cdot \rho \stackrel{\mathbf{r}}{U} \otimes \stackrel{\mathbf{r}}{U} + \nabla p - \nabla \mu \left\{ \left[\nabla \stackrel{\mathbf{r}}{U} + \left(\nabla \stackrel{\mathbf{r}}{U} \right)^{T} \right] \right\} - \stackrel{\mathbf{r}}{S}_{M} - \stackrel{\mathbf{r}}{M} = 0 \quad (20)$$

$$\nabla \cdot \left(\rho \stackrel{\mathbf{r}}{U}\right) = 0 \tag{21}$$

$$\nabla . \left(\rho \overset{\mathbf{r}}{UH} - \lambda \nabla T \right) = 0 \tag{22}$$

Onde, $\rho \in U_{\alpha}$, são respectivamente a densidade e o vetor velocidade, p é a pressão, S_M representa o termo das forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume, M_{\rightarrow} descreve a força total por unidade de volume sobre as fases.

A reprodução numérica do escoamento de água em um trocador casco-tubo, com e sem chicanas, foi avaliada a fim de analisar qual é a influência das chicanas na eficiência do trocador. Para isto, foram realizadas duas simulações numéricas com as mesmas condições de contorno (Tabela 1), variandose as temperaturas e as vazões mássicas nas entradas do tubo e do casco do trocador de calor. Primeiramente foi simulado um trocador sem chicanas, conforme Figuras 3.a e 4.a. Para observar como a presença das chicanas no interior do trocador pode afetar a troca térmica, foram inseridas as chicanas no mesmo trocador (Figuras 3.b e 4.b).

Tabela 1 Temperaturas e vazões mássicas do fluxo de água utilizadas como condições de contorno para as simulações

	Entradas	Temperatura (°C)	Vazão Mássi ca (kg/s)
CASO 1	Tubo	40	0,17
	Casco	25	0,19
CASO 2	Tubo	80	0,50
07002	Casco	25	1,00

Com o auxílio do software ANSYS CFX, dois modelos de geometrias de trocadores de calor do tipo casco-tubo, contendo ou não chicanas (Ver Figura 3), foram desenvolvidos. A malha numérica representativa do problema é formada por 625.398 elementos tetraédricos, na geometria sem chicanas e 1.828.214 elementos tetraédricos, no domínio com chicanas, conforme Figura 4 (a) e (b), respectivamente.







(b)

(a)

(b)

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Calor trocado entre as correntes - Aspen®

O calor total trocado entre as correntes foi determinado a partir do uso do número de unidades de transferência (NUT). Elaborou-se uma rotina no *software* comercial Aspen®, utilizando um trocador com mesma configuração, bem como as mesmas variáveis de entrada e saída, conforme pode ser observado na Figura 5, para comprar com o resultado encontrado anteriormente.



Figura 5 – Tocador de calor simulado no Aspen®

Os dados iniciais da simulação no Aspen® encontram-se na Figura 6, enquanto que os resultados das simulações estão expostos na Figura



Figura 6 - Valores de entrada do modelo no Aspen® (modelo Robusto)

rrors & Warnings				
	Hatrida	CaldSida	Rec	ent
	HUGIGE	Coluside	Hotside	ColdSide
	Design (Sizing)	•		
kg/min	• 11,65	9,98	11,65	9,98
bar	• 3	3	3	3
bar	• 2,87	2,87	2,99445	2,9993
°C	• 40	25	40	25
°C	•		28,27	38,69
	0	0	0	0
	0		0	0
kW	• 9,5		9,5	
bar	• 0,26	0,5	0,26	0,5
ft²-h-F/BTU	• 0	0	0	0
	rrors & Warnings kg/min bar bar °C 'kW bar ikW	rrors & Warnings Hotside Design (Sizing) kg/min ▼ 11,65 bar ▼ 3 bor ▼ 2,87 ♥C ♥ 40 ♥C ♥ 40 ♥C ♥ 0 0 0 0 kW ♥ 9,5 bor #2,57 ♥C ♥ 40 ♥C ♥ 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	Keymin LtcSide ColdSide Design (Szing) • kg/min 11.65 9.98 bar 3 3 bar 3 2.87 °C 40 25 °C 0 0 0 0 0 0 0 0 bar 9,5 1	Hotside ColdSide Rec Hotside Design (Sizing) • kg/min 11.65 9.98 11.65 bar 3 3 3 bar 2.87 2.87 2.99445 *C 40 25 40 *C 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 bar 9.5 9.5 26.26

Figura 7 – Resultados dos cálculos no Aspen®

Dessa forma, o valor do calor calculado pelo método proposto através da simulação computacional utilizando o CFX 15.0, bem como aquele determinado pela simulação em Aspen® e o erro relativo encontra-se na Tabela 2:

Tabela 2 Comparação do calor trocado

Calor total trocado (kJ/kg.K)	Calor total Aspen® (kJ/kg.K)	Erro relativo (%)
8,08410133	9,46690482	14,6

Comparação entre o Microsoft Excel® e no Aspen®

Uma vez conhecido o calor trocado entre as correntes, é possível determinar a troca térmica ocorrida em ambas simulações, em Microsoft Excel® bem como no Aspen®, conforme resultado pode ser observado na Figura 8:



Figura 8 – Variação da temperatura ao longo do trocador

onde o índice Q indica o fluido quente e o índice F indica o fluido frio. E os índices 1 e 2 indicam a simulação em Excel® e a simulação em Aspen®, respectivamente.

Observa-se que para o fluido quente o erro da simulação em Excel® foi mínimo, resultando em uma sobreposição das curvas que descrevem a trajetória da temperatura no trocador. No entanto o comportamento da corrente fria não foi o estimado pela planilha, resultando em um erro significativo, apresentado na Tabela 3:

 Tabela 3

 Erro no cálculo da temperatura final do fluido frio

	Entradas	Temperatura	Vazão mássica
Caso 1	Tubo	40°C	0,17 kg/s
	Casco	25°C	0,19 kg/s
Caso 2	Tubo	80 °C	0,50 kg/s
	Casco	25 °C	1,00 kg/s

Campo de temperatura usando o CFX 15.0

Com as temperaturas e vazões de água na entrada do tubo e do casco, foram tomadas as temperaturas médias nas seções de saídas para cada simulação numérica, e as estas foram comparadas àquelas calculadas pelo método analítico de NUT. A Tabela 4 ilustra tais resultados e o erro percentual de cada valor numérico. A Figura 9 mostra os campos de temperatura dos casos simulados. Note que as maiores temperaturas são exibidas para o campo do Caso 2, conforme esperado devido maiores vazões que favorece a troca térmica, com consequente aumento de temperatura.

Tabela 4Temperaturas médias da água nas seções de saída

	Saídas	Resultado numérico	NUT	Erro (%)
Caso 1	Tubo	36°C	40°C	10%
	Casco	29°C	30°C	3%
Caso 2	Tubo	68 °C	78°C	16%
	Casco	31 °C	33°C	5%



Figura 9 – Campo de temperatura em função da vazão mássica no casco e no tubo para (a) Caso 1 (b) Caso 2

Efeito das chicanas no campo de temperatura

Para a análise do efeito da presença das chicanas na eficiência do trocador, conforme apresenta a Tabela 5, realizou-se a simulação do escoamento de água em um trocador casco-tubo sem e com chicanas. Para tal, foram realizadas duas simulações numéricas com as mesmas condições de contorno, diferenciando-se apenas pela presença das chicanas, ilustrada na Figura 10:

 Tabela 5

 Efeito da presença de chicanas na troca térmica

	Entradas	Temperatura	Vazão mássica
Caso 1 - Sem chicanas	Tubo	80°C	0,5 kg/s
	Casco	25°C	1,00 kg/s
Caso 2 - Com chicanas	Tubo	80 °C	0,50 kg/s
	Casco	25 °C	1,00 kg/s



Figura 10 – Campo de temperatura em função da presença das chicanas (a) Caso 1 sem chicanas (b) Caso 2 com chicanas

Pode-se notar, comparando a Figura 10 (a) e (b), que a presença das chicanas aumenta significativamente a eficiência de troca térmica, mesmo submetidas às mesmas condições de escoamento, pois aumenta a superfície de transferência de calor. Em concordância com o trabalho de Fialho (2004), que avaliou a instalação de chicana dentro de um reservatório, o autor afirma que o dispositivo em formato de aleta, aumenta a superfície de troca térmica dentro do reservatório, sem que haja a necessidade do uso de um trocador de calor.

CONCLUSÕES

A partir dos resultados apresentados no presente artigo, pode-se concluir:

- A modelagem matemática proposta foi capaz de representar a dinâmica dos fenômenos físicos envolvidos no processo de transferência de calor utilizando um trocador de calor casco e tubos;
- O método de determinação da eficiência de troca térmica proposto é adequado para tal cálculo, uma vez que apresentou erro relativo de aproximadamente 15% quando comparado com o valor calculado pela plataforma de simulação Aspen Plus®, que utiliza um modelo robusto para o cálculo.
- O cálculo da diferença de temperatura foi bem executado pela planilha de cálculo proposta utilizando o Microsoft Execel, resultando em erro relativo de aproximadamente 1% quando comparado com a plataforma comercial Aspen.
- A partir da análise termofluidodinâmica via software Ansys CFX 15.0® verificou-se que a presença de chicanas aumenta significativamente a eficiência de troca térmica.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Federal de Campina Grande (UFCG), ao Laboratório Computacional de Térmica e Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFCG e à Faculdade Maurício de Nassau pelo suporte fornecido para o desenvolvimento deste trabalho.

REFERÊNCIAS

CARUSO, G.; MAIO, D. V.; NAVIGLIO, A. Condensation heat transfer coefficient with noncondensable gases inside near horizontal tubes. Desalination. Journal of Power Souces. Roma, v. 309, p 247-254, (2012).

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de Calor e Massa**. McGraw Hill, 2007.

DIAS, L. R. S. **Operações que envolvem transferência de calor e massa**, Internciência Ed, 2009.

FIALHO, A. B. Automação Hidráulica: Projetos, Dimensionamentos e Análise de Circuitos. 2. ed. Tatuapé: Ediitora Érica, 2004.

FOUST, ALAN E CLUMP, C. W. **Princípios das Operações Unitárias**. LTC, 2^a Ed., 1982.

INCROPERA, FRANK P. AND DEWITT, DAVID P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. LTC, 5th Ed, 2003.

KAKAÇ, SADIK, LIU, HONGTAN, PRAMUAN-JAROENKIJ, ANCHASA. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Desing.** CRC Press, 2012.

KERN, DONALD Q. **Process Heat Transfer.** Mc Graw Hill, 1980.

ÖZIŞIK, N. N. **Heat Transfer – A Basic Approach.** McGraw-Hill, Singapore, 1985.

RUBBO, P. N. Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor de um Condensador do Tipo Casco e Tubo de um Chiller por Adsorção de Amônia em Nabr. Universidade Federal de Santa Catarina, Trabalho de Conclusão de Engenharia, 2014. SANTOS FILHO, S. J.; SOUZA, J. S.; LIMA, A. G. B., Numerical Simulation of the Shell-and-Tube Heat Exchanger: Influence of the Lower Flows and the Baffles on a Fluid Dynamics, Advances in Chemical Engineering and Science 7, n°4, 349–361, 2017. ISSN Online: 2160-0406

SOUZA, J.S; FARIAS NETO, S. R., LIMA, A. G. B., Separação de Líquidos via Hidrociclone:Termofluidodinâmica. Germany : NEA-Novas Edições Acadêmicas, 2015, v.1. p.156. ISBN:978–3639–69946–3

TEMA. Standards of the Tubular Heat Exchanger Manufactures Association, 7th ed, 1988.

WELTY, R.; WICKS, C. E.; WILSON, R. E. **Fundamentals of Momentum**. Heat and Mass Transfer, 1984.