

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CAMPUS MACAÉ – DR. ALOÍSIO TEIXEIRA

ADRIANO JOSÉ DE SOUZA

PROJETO ANALÍTICO DE UM PERMUTADOR DE CASCO E
TUBOS

MACAÉ

2019

ADRIANO JOSÉ DE SOUZA

PROJETO ANALÍTICO DE UM PERMUTADOR DE CASCO E TUBOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé, como requisito parcial para aquisição do título de engenheiro mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

MACAÉ

2019

ADRIANO JOSÉ DE SOUZA
PROJETO ANALÍTICO DE UM PERMUTADOR DE CASCO E TUBOS

Trabalho de conclusão de curso, apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como requisito parcial para aquisição do grau de Engenheiro Mecânico.

Examinada por:

Prof. Dr. Diego Cunha Malagueta

Prof. Dr. Elisa Pinto da Rocha

Prof. Dr. Marcelo Costa Cardoso

MACAÉ

2019

RESUMO

Os trocadores de calor de casco e tubos são amplamente utilizados em processos industriais. Neste trabalho, um trocador do tipo casco e tubos para resfriamento do gás processado de uma unidade de processamento de gás natural foi modelado matematicamente, utilizando o método de Bell-Delaware, uma ferramenta de cálculo consolidada em relação às considerações de projeto e construção. O modelo matemático, levando em consideração fatores de correção do processo de troca térmica e do regime de escoamento. É explicado o princípio de funcionamento, bem como seus principais componentes e características construtivas. Comparado ao método da diferença de temperatura média logarítmica, os resultados se mostraram satisfatórios, dispensando uso de softwares de simulação, que tem elevado custo no mercado, para o projeto do permutador.

Palavras-chave: Trocador de casco e tubos, Bell-Dellaware, método da diferença de temperatura média logarítmica.

ABSTRACT

Shell and tube heat exchangers are widely used in industrial processes. In this paper, a shell and tube type exchanger for cooling the processed gas of a natural gas processing unit was mathematically modeled using the Bell-Delaware method, a consolidated calculation tool with respect to design and construction considerations. The mathematical model, taking into consideration correction factors of the thermal exchange process and the flow regime. The working principle is explained, as well as its main components and constructive characteristics. Compared to the logarithmic mean temperature difference method, the results were satisfactory, avoiding the use of high cost simulation software for the exchanger design.

Keywords: Shell and tube exchanger, Bell-Delaware, logarithmic mean temperature difference method.

SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	7
Lista de tabelas	8
Lista de símbolos	1
Lista de subíndices.....	4
Introdução	5
1 Revisão bibliográfica.....	9
1.1 Definição e tipos de trocadores de calor	9
1.2 Trocador de calor de casco e tubos	10
1.3 Compreensão termodinâmica	13
1.3.1 Transferência de calor por condução	13
1.3.2 Transferência de calor por convecção.....	16
1.3.3 Conservação da energia.....	17
1.3.4 O coeficiente global de transferência de calor U	20
1.4 O método de Bell-Dellaware.....	21
1.5 Propriedades do gás natural	23
2 Metodologia	25
2.1 Coeficiente de transferência de calor para o lado dos tubos (ht).....	25
2.1.1 Número de Reynolds	25
2.1.2 Número de Prandtl.....	26
2.1.3 Número de Nusselt em escoamento laminar	27
2.1.4 Número de Nusselt em escoamento turbulento.....	28
2.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção no casco.....	29
2.2.1 Fatores para coeficiente convectivo ideal, h_{ci}	29
2.2.2 Fatores de correção para o coeficiente convectivo real, h_e	32
2.2.3 Extensão do Método de Bell-Delaware a Trocadores com casco tipo	
F	37
2.3 Dados de entrada.....	39
3 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor.....	41

3.1	Bell-Delaware	41
3.2	LMTD	43
3.3	Demonstração dos cálculos	43
4	Comparação dos resultados	48
	Conclusão	51
	Referências bibliográficas	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Radiador de automóvel.....	5
Figura 2 - Condensador de geladeira.....	6
Figura 3 - Permutador de casco e tubos industrial.....	7
Figura 4 - Componentes de trocador de calor de casco e tubos (adaptado)....	11
Figura 5 - Classificação dos permutadores casco e tubos.....	12
Figura 6 - Condução de calor unidimensional na parede plana.....	14
Figura 7 - Condução no tubo circular.....	15
Figura 8 - Temperaturas em permutador de contracorrente.....	19
Figura 9 - Fator F de correção da temperatura.....	20
Figura 10 - Correntes descritas por Tinker.....	23
Figura 11 - Fator de correção no fluxo laminar.....	35
Figura 12 - Ilustração dos coeficientes para o cálculo do fator de entrada/saída. Fonte: Metodologia de Bell-Delaware (p 39).....	36
Figura 13 - Fator de correção para espaçamentos desiguais.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1-1 - Composição típica do gás natural processado.....	24
Tabela 1-2 - Propriedades do Gás Natural.....	24
Tabela 2-1 - Fatores para o cálculo de j-Colburn	30
Tabela 2-2 - Regime de acordo com Re.....	31
Tabela 2-3 - Modificadores para trocadores tipo F	38
Tabela 2-4 - Parâmetros para cálculos com os tubos	39
Tabela 2-5 - Temperaturas dos fluidos quente e frio	39
Tabela 2-6 - Parâmetros para os coeficientes do lado dos tubos.....	39
Tabela 2-7 - Parâmetros para os coeficientes do lado do casco.....	40
Tabela 2-8 - Fatores de correção para o coeficiente convectivo do lado do casco	40
Tabela 3-1 - Cálculo do coeficiente ht	41
Tabela 3-2 - Cálculo do coeficiente h_{ci}	41
Tabela 3-3 - Coeficientes para h_e	42
Tabela 3-4 - Coeficiente convectivo real (h_e)	42
Tabela 3-5 - fatores de resistência à transferência de calor.....	42
Tabela 3-6 - Coeficiente global de transferência de calor (UB)	43
Tabela 3-7 - Variáveis para o cálculo do coeficiente U	43
Tabela 3-8 - Cálculo da área interna de troca térmica	44
Tabela 3-9 - Cálculo da temperatura média da LMTD	44
Tabela 3-10 - Taxa de transferência de calor.....	44
Tabela 3-11 - Número de Prandtl do lado dos tubos.....	44
Tabela 3-12 - Número de Reynolds do lado dos tubos	44
Tabela 3-13 - Número de Nusselt do lado dos tubos	45
Tabela 3-14 – Número de Reynolds para o lado do casco.....	45
Tabela 3-15 – Fator de j-Colburn	45
Tabela 3-16 - O número de Prandtl para o lado do casco.....	45
Tabela 3-17 - O fator de correção pela variação da viscosidade	46
Tabela 3-18 - Fluxo cruzado mássico máximo	46
Tabela 3-19 - Área de fluxo cruzado entre chicanas	46
Tabela 3-20 - Fator de correção para presença da janela da chicana	46
Tabela 3-21– Fator de correção para vazamento nas chicanas.....	47

Tabela 3-22 – Correção do vazamento em torno da matriz de tubos.....	47
Tabela 3-23 – Para o gradiente de temperatura no fluxo laminar	47
Tabela 3-24 – Espaçamento de chicanas desigual	47
Tabela 4-1 - Variações nas temperaturas dos fluidos	48

LISTA DE SÍMBOLOS

C_{bh} – Parâmetro para cálculo do fator de correção para o efeito de vazamento em torno da matriz de tubos

$C_{p,h}$ – Calor específico do fluido quente, $\frac{J}{kg \cdot K}$

$C_{p,c}$ – Calor específico do fluido frio, $\frac{J}{kg \cdot K}$

D_{ctl} – Diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos no casco. m

D_{et} – Diâmetro externo do tubo, m

D_{it} – Diâmetro interno do tubo, m

D_s – Diâmetro interno do casco, m

F – Fator de correção da ΔT_m

F_{bp} – Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de bypass

F_c – Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro

F_w – Fração de tubos na janela do defletor

h_{ci} – Coeficiente de transferência de calor ideal para o lado do casco

h_e – Coeficiente de transferência de calor real para o lado do casco

J_b – Fator pelo vazamento em torno da matriz de tubos

J_c – Fator de correção para presença da janela da chicana

j_i – Fator de j-Colburn

J_l – Fator de correção para vazamento nas chicanas

J_r – Gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar

J_s – Fator de espaçamento de chicanas desigual

k – Condutividade térmica, $\frac{W}{m \cdot K}$

L – Comprimento total do tubo, m

L_s - Espaçamento entre das chicanas centrais, m

L_{si} - Espaçamento da chicana na entrada, m

L_{so} - Espaçamento da chicana da saída, m

m - Fluxo cruzado mássico máximo no casco, $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$

n - Fator para a correção pela variação da viscosidade

N_c - Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor

N_{ss} - Número de pares de tiras de selagem

N_{tt} - Número total de tubos

P - Efetividade térmica

P_N - Passo normal do feixe de tubos, m

P_p - Passo tubular paralelo no feixe de tubos, m

Pr - Número de Prandtl

Re - Número de Reynolds

R_{lm} - Razão entre as áreas de vazamento e a área de fluxo cruzado puro

R_{ss} - Relação entre o número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor e o número de pares de tiras de selagem

SM - Área de fluxo cruzado mássico

T_{he} - Temperatura de entrada do fluido quente, K

T_{hs} - Temperatura de saída do fluido quente, K

T_{ce} - Temperatura de entrada do fluido frio, K

T_{cs} - Temperatura de saída do fluido frio, K

U - Coeficiente global de transferência de calor, $\frac{w}{m^2 \cdot K}$

V - Velocidade do fluido, m/s

\dot{m}_{h_2o} - Vazão mássica de água no casco, kg/s

θ_{ctl} – Ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro

D_{ctl} , *graus*

θ_{ds} – Ângulo central formado pela intersecção do corte do defletor com a parede

interna do casco, *graus*

ΔT_{ml} – Diferença de temperatura média logarítmica, *K*

ΔT_m – Diferença de temperatura média logarítmica corrigida, *K*

μ – Viscosidade dinâmica, *Pa · s*

ρ – Massa específica, $\frac{kg}{m^3}$

LISTA DE SUBÍNDICES

- 1.3.1 – Transferência de calor por condução, 13
- 1.3.2 – Transferência de calor por convecção, 16
- 1.3.3 – Conservação da energia, 17
- 1.3.4 – O coeficiente global de transferência de calor, U , 20
- 2.1.1 – Número de Reynolds, 25
- 2.1.2 – Número de Prandtl, 26
- 2.1.3 – Número de Nusselt em escoamento laminar, 27
- 2.1.4 – Número de Nusselt em escoamento turbulento, 28
- 2.2.1 – Fatores para coeficiente convectivo ideal, h_{ideal} , 29
- 2.2.2 – Fatores de correção para o coeficiente convectivo real, h_e , 32
- 2.2.3 – Extensão do Método de Bell-Delaware a trocadores tipo F, 37

INTRODUÇÃO

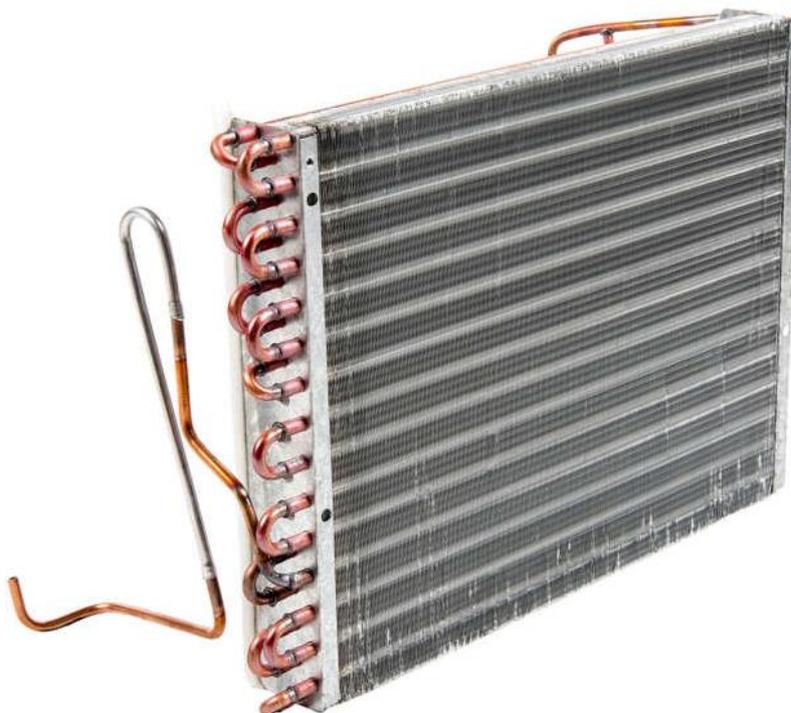
Trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois ou mais fluidos que se encontram em temperaturas diferentes. Estes equipamentos são utilizados em sistemas de condicionamento de ar domésticos, processos químicos, processos de produção de potência em indústrias de grande porte e em processos de recuperação de calor. Exemplos de trocadores de calor utilizados no dia-a-dia são os radiadores de automóveis, os condensadores e evaporadores dos aparelhos condicionadores de ar domésticos e geladeiras e resfriadores de óleo (KUPPAN, 2000). A Figura 1 ilustra um radiador de automóvel e a Figura 2 ilustra um condensador de geladeira.

Figura 1 - Radiador de automóvel.



Retirado de www.lyonparts.com.br

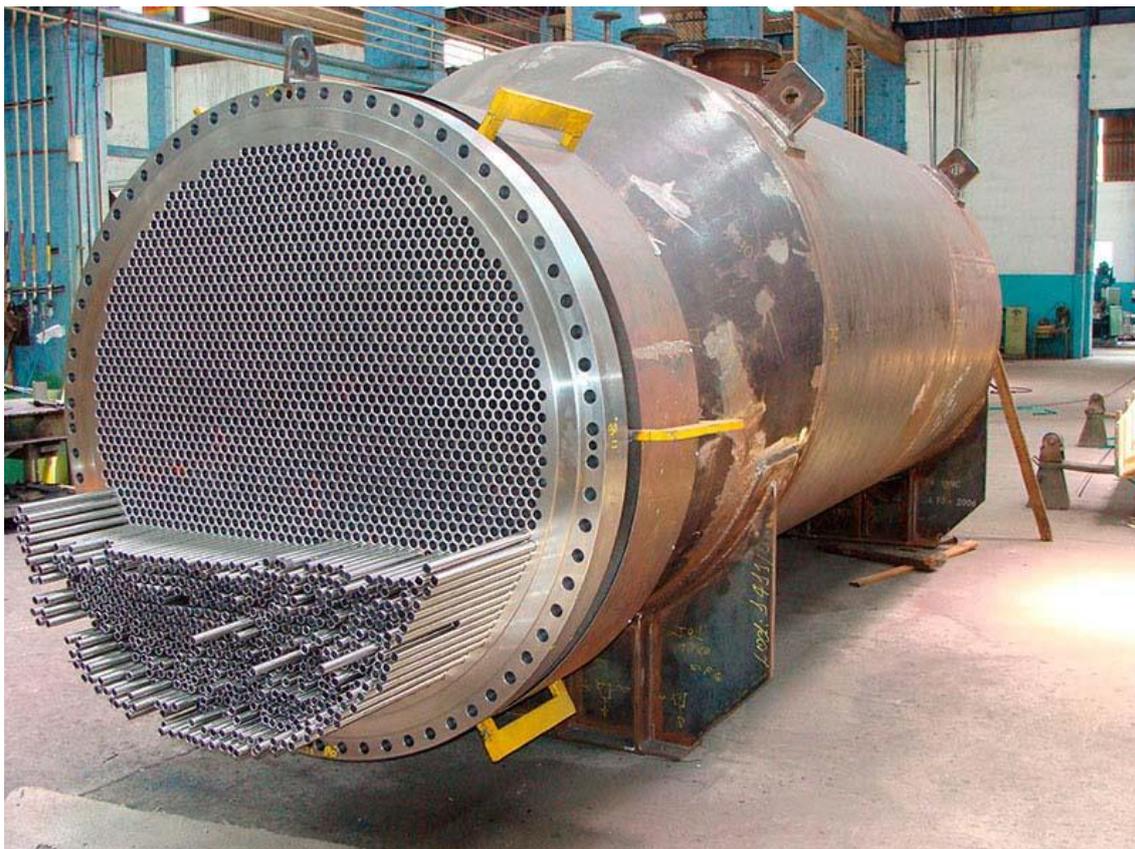
Figura 2 - Condensador de geladeira.



Retirado de www.consul.com.br.

Em indústrias de processamento os trocadores de casco e tubos são amplamente utilizados. Eles são uma excelente escolha por terem procedimentos de projeto e de fabricação amparados por normas e padrões consolidados, além de uma ampla variedade de materiais e tempo de serviço satisfatório (MINTON, 1990). A Figura 3 mostra um permutador de casco e tubos utilizado na indústria.

Figura 3 - Permutador de casco e tubos industrial.



Retirado de www.incase.com.br.

Na indústria de processamento de gás natural, compressores são utilizados para que ocorra o escoamento entre o condicionamento e a aplicação do gás. O processo de compressão do gás é acompanhado de dois efeitos colaterais consideráveis: a elevação da temperatura e a redução do volume específico. A elevação da temperatura ocorre devido ao aumento de sua energia interna e é um efeito raramente desejável, pois diminui a resistência mecânica dos equipamentos usadas no sistema. Após o processo de compressão, então, ocorre o resfriamento do gás natural em um permutador. (VAZ, 2015)

A determinação do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa essencial e, em geral, muito imprecisa na análise de um trocador de calor (INCROPERA ET. AL., 2014).

Existem diversos softwares que possibilitam a simulação e o projeto de trocadores de calor, mas com elevado custo e metodologias não divulgadas. Como alternativa a esses softwares será utilizado um método de cálculo teórico possibilita o estudo com baixo custo.

O objetivo desse trabalho é verificar a aplicabilidade do método teórico de Chato e Rohsenow para o interior dos tubos e Bell-Dellaware e Tinker para o interior do casco comparando-os com o método da *diferença de temperatura média logarítmica* (ou LMTD).

Este trabalho é dividido em quatro capítulos, desconsideradas a introdução e a conclusão. No capítulo um é feita uma breve revisão bibliográfica sobre permutadores de calor, sobre a compreensão dos processos termodinâmicos e, também, sobre o avanço tecnológico dos estudos específicos sobre permutadores.

No capítulo dois é descrito o método utilizado para os estudos. Os cálculos através dos estudos de Chato e Rohsenow e Bell-Dellaware e Tinker e também pelo método da diferença média logarítmica são realizados no capítulo três. Os resultados e a comparação entre eles encontram-se no capítulo quatro.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 DEFINIÇÃO E TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são utilizados em indústrias de processo, geração de energia, petróleo, transporte, ar condicionado, refrigeração, criogênico, recuperação de calor, combustíveis alternativos e outras indústrias.

Exemplos comuns de trocadores de calor familiares no uso cotidiano são radiadores automotivos, condensadores, evaporadores, pré-aquecedores e radiadores de óleo, como ilustrado na introdução. A grande maioria dos trocadores de calor evita a mistura dos fluidos de processo e, em geral, a troca de calor nesses dispositivos envolve transferência por convecção nos fluidos e por condução na parede que separa os fluidos.

Os trocadores de calor industriais foram classificados de acordo com algumas características como: Construção; Processo de transferência; Grau de compactação da superfície; Arranjos de fluxo; Arranjos de passagem; Fase dos fluidos do processo e; Mecanismos de transferência de calor. (KUPPAN, 2000).

Ainda segundo KUPPAN, a classificação quanto à construção leva em consideração os detalhes construtivos os trocadores de calor são classificados como: 1) Trocadores de calor tubulares - tubo duplo, casco e tubo, tubo enrolado; 2) trocadores de calor de placas-gaxeta, espiral, bobina de placa, lamela; 3) Trocadores de calor de superfície estendida - aleta de tubo, aleta de placa; e 4) Regeneradores - matriz fixa, rotativa.

Na classificação de acordo com o processo de transferência temos: 1) Tipo de transferência direta e; 2) Contato indireto – que podem ser do tipo armazenamento ou de transferência direta.

Os permutadores podem ser classificados também como de passe único ou múltiplos passes. Considera-se que um fluido fez uma passagem se flui através de uma seção do trocador de calor através de seu comprimento total uma vez. Em um arranjo de múltiplos passes, um fluido é invertido e flui através do comprimento do fluxo duas ou mais vezes.

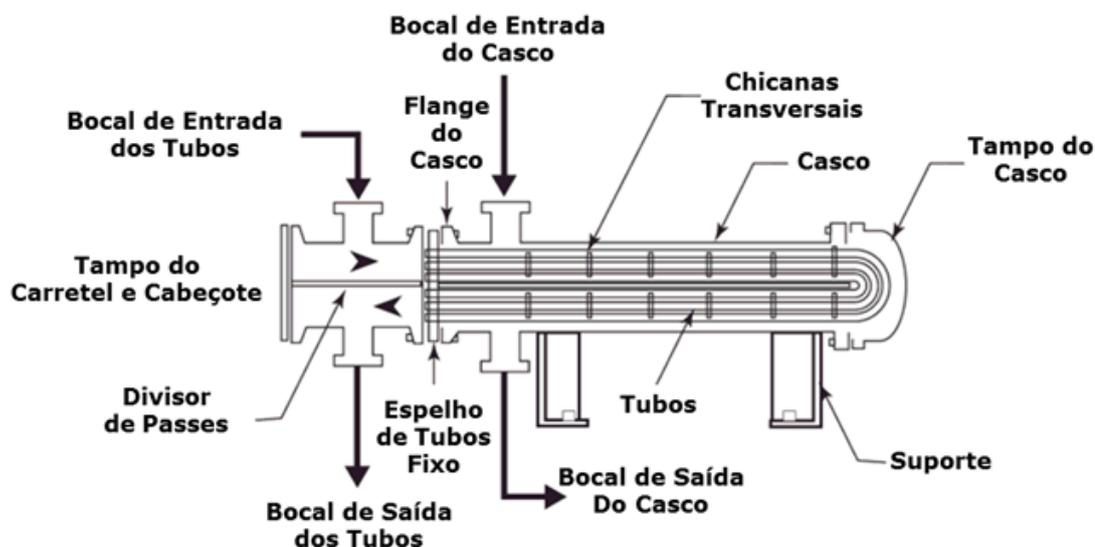
A classificação de acordo com a fase dos fluidos é: 1) Gás-Líquido: Permutadores de calor gás-líquido são na sua maioria trocadores de calor compactos tipo tubo-aleta com o líquido no tubo; 2) Líquido-líquido: A maioria dos trocadores de calor líquido-líquido são do tipo casco e tubo, e trocadores de calor a placas em menor grau; 3) Gás-Gás: Este tipo de trocador é encontrado em recuperadores de pré-aquecimento de gás-ar de exaustão e regeneradores rotativos.

Os mecanismos básicos de transferência de calor empregados para a transferência de calor de um fluido para outro classificam como: 1) convecção monofásica, forçada ou livre; 2) convecção bifásica (condensação ou evaporação) por convecção forçada ou livre, e; 3) convecção combinada e radiação.

1.2 TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBOS

Os trocadores de calor casco e tubos são equipamentos constituídos basicamente por um feixe de tubos envolvidos por um casco, nos quais um dos fluidos circula externamente ao feixe e o outro pelo interior dos tubos. Os seus componentes são representados na Figura 4 (TEMA, p. 11, 2007).

Figura 4 - Componentes de trocador de calor de casco e tubos (adaptado)



Fonte: Norma TEMA (2007, p 11).

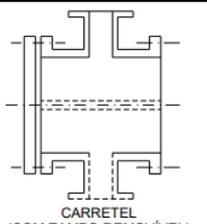
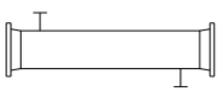
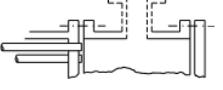
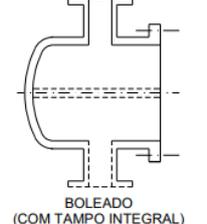
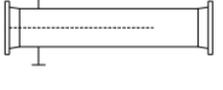
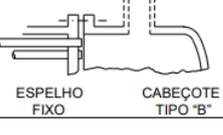
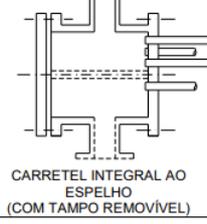
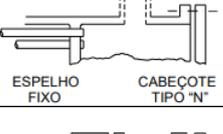
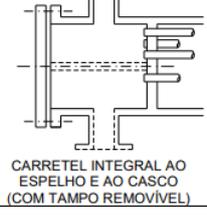
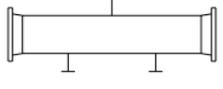
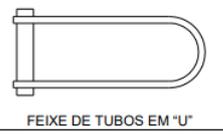
No cabeçote de entrada ocorre a admissão do fluido dos tubos e o cabeçote de retorno, ou de saída, por sua vez, proporciona o retorno do fluido que passou pelos tubos (TEMA, p. 10, 2007).

O feixe de tubos pode ser reto ou em forma de U e têm suas extremidades presas aos espelhos, que servem para manter os tubos na posição desejada.

Vários tipos de cabeçotes de entrada e de retorno e tipos de cascos foram padronizados pelas normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

De acordo com a norma, é atribuída uma classificação alfabética de acordo com as partes que constituem o permutador, conforme Figura 5. Os trocadores de casco e tubos, ainda de acordo com a norma, são identificados através de três letras que correspondem às partes, respectivamente: Tipo de cabeçote de entrada (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, H, J, K, X), tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W).

Figura 5 - Classificação dos permutadores casco e tubos

	TIPO DE CABEÇOTE DE ENTRADA		TIPO DE CASCO		TIPOS DE FEIXE E CABEÇOTE DE RETORNO
A	 CARRETEL (COM TAMPO REMOVÍVEL)	E	 1 (UM) PASSE NO CASCO	L	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "A"
B	 BOLEADO (COM TAMPO INTEGRAL)	F	 2 (DOIS) PASSES NO CASCO	M	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "B"
C	 CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO (COM TAMPO REMOVÍVEL)	G	 FLUXO BIPARTIDO	N	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "N"
N	 CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO E AO CASCO (COM TAMPO REMOVÍVEL)	H	 DUPLO FLUXO BIPARTIDO	P	 TAMPO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA
D	 CABEÇOTE PARA ALTA PRESSÃO	J	 FLUXO DIVIDIDO	S	 TAMPO FLUTUANTE COM ANEL BIPARTIDO
		K	 TIPO REFERVEDOR (KETTLE)	T	 TAMPO FLUTUANTE COM LIGAÇÃO APARAFUSADA NO ESPELHO
		X	 FLUXO CRUZADO	U	 FEIXE DE TUBOS EM "U"
				W	 ESPELHO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA

Fonte: Norma TEMA (2007, p. 11).

Além disso, requer-se também uma indicação do seu tamanho, que é feita através dos números que medem, respectivamente, o diâmetro interno do casco e o comprimento nominal.

A norma TEMA divide em três classes de trocadores de calor casco e tubos, conforme a aplicação a que se destinam. Para cada classe são especificadas as características de projeto, fabricação, materiais, entre outros. As classes são assim descritas:

Classe R - Especifica o projeto e a fabricação de trocadores de calor de casco e tubos para os requisitos, geralmente severos, de processamento de petróleo.

Classe B - Destinada a trocadores de calor utilizados para serviços de processamento químico.

Classe C – Nesta classe estão os permutadores de aplicações moderadas, para utilização comercial e processamentos em geral.

1.3 COMPREENSÃO TERMODINÂMICA

A seguir são apresentados os conceitos básicos envolvidos no estudo do processo de transferência de calor dos permutadores. Serão tratados, além dos conceitos, as equações de transferência de energia.

As taxas de transferência de calor serão abordadas, para o entendimento de como a energia fluirá do fluido quente no interior dos tubos para o fluido frio no casco. Com a mesma finalidade, a conservação da energia, enunciada na primeira lei da termodinâmica, será utilizada para entendermos a taxa de transferência de calor, aplicando algumas considerações descritas.

O coeficiente global de transferência de calor pelo método da temperatura média logarítmica corrigida será abordado para o cálculo desse parâmetro do equipamento.

1.3.1 Transferência de calor por condução

Condução é o transporte de energia de um meio (sólido, gasoso ou líquido) devido à uma diferença de temperatura (ÇENGEL, 2012). Ela também pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para vizinhas as menos energéticas, segundo INCROPERA et. al. (2014).

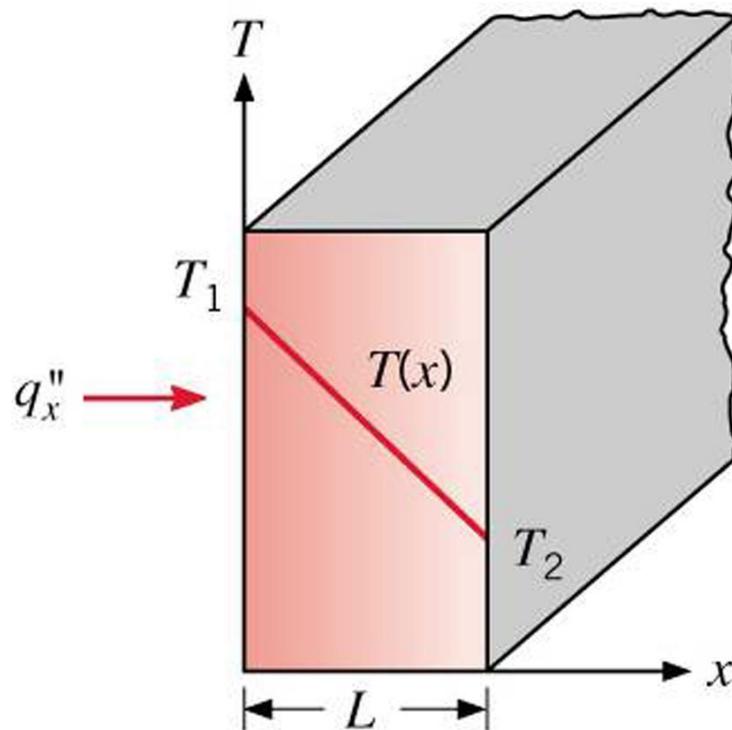
Nos sólidos a transferência de energia ocorre pela combinação das vibrações das moléculas. Já em líquidos e gases ocorre pelas colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. (GARCIA et. al., 2017).

Considerando o regime permanente, sem geração de calor e a condução unidirecional, esse processo pode ser mesurado através da equação de taxa de transferência de calor, para o caso da condução, conhecida *lei de Fourier* conforme equação [1.1]:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad 1.1$$

Para uma parede plana como ilustrada na Figura 6, a equação da taxa pode ser determinada através da equação [1.1].

Figura 6 - Condução de calor unidimensional na parede plana.



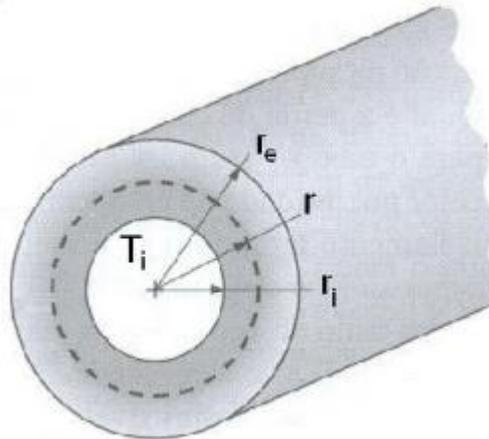
Fonte: INCROPERA et. al. (2014, p. 3).

O fluxo térmico q_x'' (W/m²) é a taxa de transferência de calor, e k é condutividade térmica do material em W/m.K. q_x'' é calculado na *direção x* por unidade de área *perpendicular* à direção da transferência.

Nas paredes dos tubos cilíndricos dos permutadores de calor ocorre transferência radial de calor por condução, como ilustrado na Figura 7, e descrita pela equação [1.2]:

$$q_x = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_1/r_2)} \quad 1.2$$

Figura 7 - Condução no tubo circular.



Fonte: INCROPERA et. al. (2014, p.86)

INCROPERA et. al. (2014) define a resistência térmica na condução “a razão entre um potencial motriz e a correspondente taxa de transferência”. No caso específico de uma parede plana, assumindo que não há geração de energia interna e que as propriedades são constantes, podemos calcular a resistência térmica com a equação [1.3].

$$R_{t,cond} \approx \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad 1.3$$

Para o caso da parede cilíndrica dos tubos dos permutadores de casco e tubos, considerando a transferência de calor axial desprezível em relação à radial, temos que a resistência térmica é dada conforme a equação [1.4] e ilustrada na Figura 7.

$$R_{t,cond} \approx \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi Lk} \quad 1.4$$

1.3.2 Transferência de calor por convecção

É o modo de transferência de energia térmica em líquidos e gases. Ocorre devido ao movimento das partículas do fluido e, abrangendo dois mecanismos: o *movimento molecular aleatório (difusão)* e o *movimento global (macroscópico)*. Quanto mais rápido for o movimento, maior será a transferência de calor por convecção quando houver gradiente de temperatura.

A convecção é chamada *forçada* se o fluido é movimentado por meios externos, como bombas, ventiladores, misturadores, etc. Se o movimento acontece por forças de flutuação causadas por diferenças de densidade, é chamada convecção *natural*. O movimento do fluido induzido por processos convectivos com mudança de fase também é considerado *forçado*.

A determinação da taxa de transferência de calor por convecção pode ser expressa lei de Newton do resfriamento. A taxa é proporcional à diferença de temperatura do fluido e à superfície de contato, dada pela equação [1.5]:

$$q_x'' = h(T_s - T_\infty) \quad 1.5$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção em $W/m^2 \cdot K$, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é temperatura do fluido longe da superfície.

O coeficiente de transferência de calor por convecção h é um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende de variáveis como geometria da superfície, natureza do movimento e velocidade do fluido, dentre outras (ÇENGEL, 2012).

1.3.3 Conservação da energia

Na análise de trocadores de calor, os equipamentos são comumente considerados dispositivos de escoamento permanente, logo a vazão mássica de cada fluido permanece constante. As velocidades permanecem as mesmas e os escoamentos sofrem poucas mudanças de elevação, sendo, então, insignificantes as variações de energia cinética e potencial. Apesar do calor específico de um fluido variar com as diferentes temperaturas, em uma faixa específica de ele pode ser tratado como um valor médio sem comprometer a precisão. A condução de calor axial ao longo do tubo é considerada insignificante e pode ser desprezada. Por fim, a superfície externa do permutador é considerada perfeitamente isolada, apenas trocas térmicas entre os dois fluidos são analisadas. (ÇENGEL, 2012).

Segundo INCROPERA et. al. (2014, p. 11) “já tendo considerado as condições de regime estacionário, inexistência de variações de energia latente e ausência de geração de energia” a taxa de transferência de calor pode ser definida pelas equações [1.6] e [1.7], para o fluido quente e frio, respectivamente.

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,sai} - T_{h,ent}) \quad 1.6$$

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,sai} - T_{c,ent}) \quad 1.7$$

onde os índices h e c são para os fluidos quente e frio, respectivamente. \dot{m}_h e \dot{m}_c são as taxas de escoamento de massa, $c_{p,h}$ e $c_{p,c}$ os calores específicos, $T_{h,sai}$ e $T_{c,sai}$ as temperaturas de saída e $T_{h,ent}$ e $T_{c,ent}$ as temperaturas de entrada.

Geralmente as idealizações acima são utilizadas por serem boas aproximações, que facilitam a análise sem comprometimento da precisão.

A taxa de transferência de calor também pode ser escrita em função da diferença média logarítmica das temperaturas (LMTD) ΔT_m e do coeficiente global de transferência de calor U conforme equação 1.8. Segundo INCROPERA et. al. (2014, p. 455) esta expressão seria uma “*extensão da lei de resfriamento de Newton*”, e utiliza-se o coeficiente global de transferência de calor U no lugar de um único coeficiente de transferência de calor h e a área de superfície de troca térmica A_s .

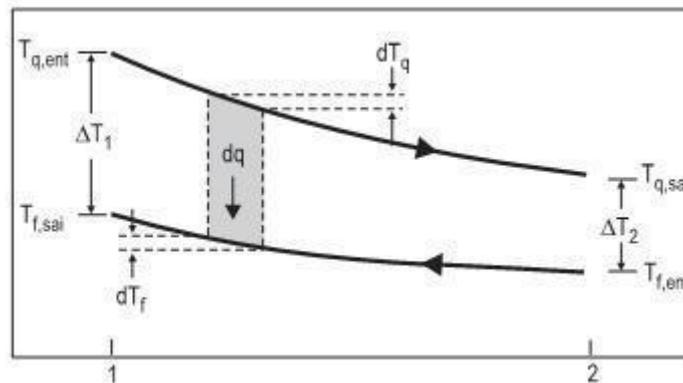
$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad 1.8$$

Onde ΔT_{lm} é definido pela equação [1.9].

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad 1.9$$

Em um trocador com escoamento em contracorrente temos a as distribuições de temperaturas conforme a Figura 8.

Figura 8 - Temperaturas em permutador de contracorrente.



Fonte: INCROPERA et. al. (2014, p. 457).

Nesse caso temos ΔT_1 e ΔT_2 calculados pelas equações [1.10] e [1.11], respectivamente.

$$\Delta T_1 \cong T_{he} - T_{cs} \quad 1.10$$

$$\Delta T_2 \cong T_{hs} - T_{ce} \quad 1.11$$

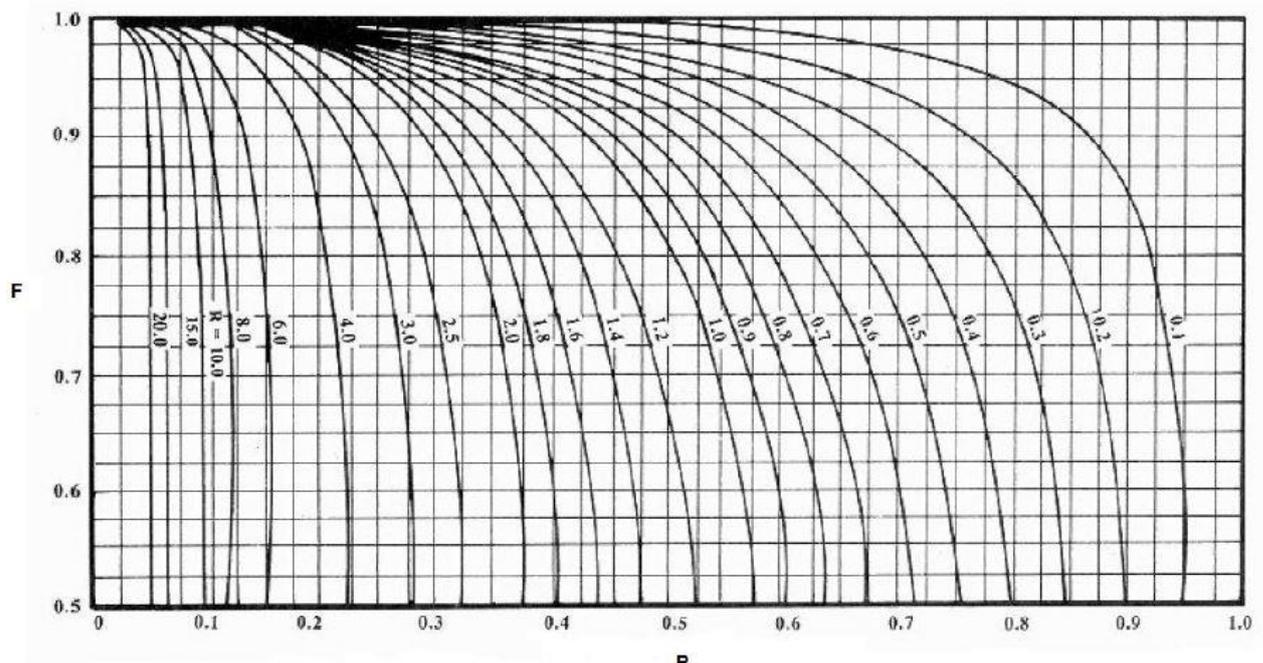
A ΔT_{lm} pode ser corrigida em função de um fator F , que por sua vez é obtido em função da efetividade térmica P conforme equação [1.12] (YANG, J, et. al., 2014).

$$P = \frac{T_{hs} - T_{ce}}{T_{he} - T_{ce}} \quad 1.12$$

P funciona como um “indicativo do rendimento térmico em relação ao fluido frio” e é calculado através de (YANG, J, et. al., 2014):

Após determinar P , é possível extrair F para o permutador com um passe no casco da Figura 9.

Figura 9 - Fator F de correção da temperatura.



Fonte: Fakheri (2003).

Por fim, é possível obter ΔT_m pela equação [1.13] e substituir ΔT_{lm} na equação 2.8, tendo então a equação [1.14] para a taxa de transferência de calor.

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \cdot F \quad 1.13$$

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad 1.14$$

1.3.4 O coeficiente global de transferência de calor U

O coeficiente global é amplamente utilizado, uma vez que a transmissão mista por condução e por convecção ocorre em muitos casos de troca térmica (trocadores de calor industriais, instalações de refrigeração e ar condicionado, etc). Na equação [1.14], se o coeficiente é conhecido, o calor trocado por unidade de tempo é obtido pelo simples produto desse coeficiente pela área da superfície e pela diferença de temperatura entre as faces. O coeficiente global de transmissão de calor é muito usado para cálculos de tubos bitubulares, trocadores de calor, paredes espessas e finas, embalagens metálicas contendo alimentos.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido através das áreas e coeficientes convectivos de transferência de calor interno e externo. (BICCA, 2006, p.14). Isolando U na equação [1.14], temos a equação [1.15]:

$$U = \frac{Q}{As. \Delta T_m} \quad 1.15$$

Segundo Jie Yang (2014), o coeficiente global de transferência de calor é baseado nos diâmetros do tubo, e dado pela equação [1.16]:

$$U = \left[\frac{1}{h_t} \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + R_t \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{d_e \ln (d_e/d_i)}{2k} + R_c + \frac{1}{h_e} \right]^{-1} \quad 1.16$$

onde h_c e h_t são os coeficientes de transferência de calor do lado do casco e do lado do tubo, d_e e d_i são os diâmetros do tubo externo e interno, R_c e R_t são resistências de incrustação nos lados do casco e do tubo, e k é a condutividade térmica da parede do tubo.

1.4 O MÉTODO DE BELL-DELLAWARE

Diferentemente da transferência de calor no interior dos tubos, temos, no lado do casco, maior dificuldade em executar a análise. Em função dos inúmeros caminhos que o fluido pode seguir dentro casco e, também, devido à vários fatores geométricos, muitos métodos foram desenvolvidos ao longo dos anos para a análise da transferência de calor e perda de carga.

Em 1983 Taborek apresenta alguns métodos divididos em vários grupos.

Os primeiros desenvolvimentos são baseados no fluxo sobre um feixe ideal de tubos sem uso de defletores e com regime de escoamento considerado turbulento, não obtendo êxito.

Os métodos integrais permitiam a análise do fluido do casco através de defletores colocados ao longo do trocador de calor, mas não consideravam os efeitos de correntes de vazamento de by-pass.

Os métodos analíticos surgem da necessidade de analisar o fluxo de maneira geral e realista, sendo o método de Tinker (1958) e Bell (1960).

O método de análise das correntes utiliza um processo iterativo de cálculo baseado nos trabalhos de Tinker (1958).

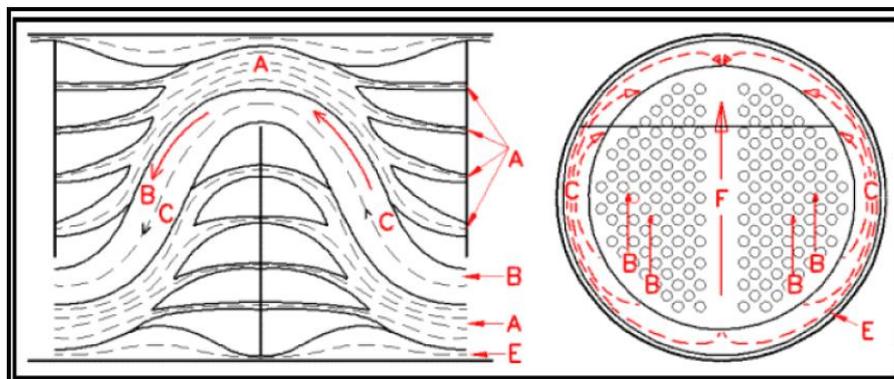
O método de Bell-Delaware foi desenvolvido no Departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware de 1947 até 1963. Foram realizadas pesquisas sobre a transferência de calor em trocadores de casco e tubos, levando em consideração os estudos de distribuição de correntes.

O primeiro método preliminar de cálculo de trocadores de calor casco e tubos surgiu em 1960 e foi publicado somente em 1963. Bell (1960, apud BICCA, 2006, p. 57) formulou um método a partir dos estudos da Universidade de Delaware, mas buscou não utilizar processos iterativos, por não serem convenientes para cálculos manuais. Recorreu a simplificações resultando um método dito semi-analítico que mesmo respeitando os efeitos das correntes individuais de fluxo, vazamento e bypass, não faz uma interação rigorosa entre elas.

Segundo Palen e Taborek (1969, apud BICCA, 2006, p. 58), o método de Bell-Delaware (BELL, 1960) é "*considerado o mais adequado dos métodos analíticos para os cálculos de trocadores casco e tubos para o lado do casco, pois se encontra ampla e claramente descrito na bibliografia*" apresentando resultados com razoável precisão. O método é baseado nas correntes de fluxo

descritas por Tinker, onde o fluxo ideal é dividido em correntes representadas na Figura 10.

Figura 10 - Correntes descritas por Tinker.



Fonte: BICCA, 2006.

Os fluxos são dependentes do arranjo dos tubos, das dimensões geométricas e do número de tubos.

As correntes da Figura 10 tem representadas as correntes dentro do casco, onde, “A” é o vazamento formado pelo espaçamento entre o furo da chicana e o tubo, “B” é o escoamento cruzado principal, “C” é o escoamento em torno da matriz de tubos, “E” é o vazamento formado pelo espaçamento entre a chicana e o casco e “F” é o escoamento que se forma pela omissão de tubos.

1.5 PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL

O gás naturalmente é inodoro e incolor, o que dificulta a percepção em caso de vazamentos, debendo apresentar algumas características, principalmente quanto à densidade e ao odor.

Para efeito de segurança ele é odorado com mercaptanas, dentro de certos limites, na proporção de 25 gramas para cada 1000 metros cúbicos de gás natural. Este valor permite a percepção de possíveis vazamentos, a partir do instante em que a mistura com o ar atinge 20% do limite inferior de inflamabilidade. A densidade relativa ao ar é 0,6, o que permite uma rápida

dissipação em caso de vazamento. Estes dois fatores fazem do gás natural um combustível que pode ser utilizado com segurança, desde que sejam obedecidos alguns cuidados relativamente simples. A Tabela 1-1 ilustra a composição molar média do gás natural distribuído pela Comgás. (Comgás – 1998)

Tabela 1-1 - Composição típica do gás natural processado.

Componente	Fórmula	% molar
Metano	CH ₄	82,5
Etano	C ₂ H ₆	9,58
Propano	C ₃ H ₈	4,36
Butano	C ₄ H ₁₀	1,98
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,31
Nitrogênio	N ₂	0,77
Gás Carbônico	CO ₂	0,5
Total		100

(FONTE: LOURENÇO)

O gás a ser resfriado é o gás natural pobre, definido por Terron (2017) como: “aquele que é essencialmente metano”, cuja soma dos hidrocarbonetos com mais de quatro carbonos não ultrapasse 7%.

Ainda segundo Terron (2017), a densidade do gás natural brasileiro varia de 62 kg/m³ a 67 kg/m³. Conforme folha de dados do equipamento, a densidade do gás natural deste trabalho é 64 kg/m³.

Segundo a folha de dados do equipamento, a massa específica (ρ_h), o calor específico ($C_{p,h}$), a condutividade térmica (k_h) e a viscosidade dinâmica (μ_h) tem valores conforme Tabela 1-2.

Tabela 1-2 - Propriedades do Gás Natural.

Parâmetros	ρ_h (kg/m ³)	$C_{p,h}$ (J/kg·K)	k_h (W/m·K)	μ_h (Pa·s)
	62	2822,95	$6,56 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$

(FONTE: LOURENÇO)

2 METODOLOGIA

A seguir, nas seções 2.1 e 2.2, serão descritos os métodos teóricos de análise para o estudo proposto.

2.1 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO DOS TUBOS (h_t)

No interior dos tubos, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor h_t , é utilizado o número de Nusselt, cujo valor é função do tipo de escoamento do fluido. Pode-se escrever a de h_t como descrito na equação 2.1:

$$h_t = Nu_t \frac{k_t}{D_{it}} \quad 2.1$$

onde Nu_t é o número de Nusselt para o fluido nos tubos, k_t é a condutividade térmica do fluido no tubo e D_i o diâmetro interno do tubo.

Para determinar Nusselt (Nu_t) é necessário efetuar os cálculos para o número de Reynolds no interior dos tubos (Re_t) e o número de Prandtl (Pr_t) conforme seções 2.1.1 e 2.1.2.

2.1.1 Número de Reynolds

O número de Reynolds no interior dos tubos caracteriza o regime de escoamento e é expresso pela Equação 2.2:

$$Re_t = \frac{V_t \cdot D_{it} \cdot \rho_h}{\mu} \quad 2.2$$

onde V é a velocidade do fluido, D_i é o diâmetro interno do tubo, ρ é a massa específica e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

Os valores do número de Reynolds indicam as características de escoamento do fluido.

Para valores de $Re < 2300$ o escoamento é considerado laminar. A essa velocidade o fluido no interior do tubo não provoca movimento turbilhonar no escoamento e, conseqüentemente, não há mistura macroscópica entre as partículas, sendo a troca de calor somente por condução. Logo os coeficientes de transferência de calor são considerados baixos e deve-se evitar essa faixa de operação.

Para valores de $Re > 10000$ o fluido está em regime turbulento, com exceção de uma camada muito fina próxima à parede do tubo em que os turbilhões são amortecidos devido as forças viscosas que predominam próximas à superfície. Nesta fina camada, que atua como controladora da taxa de calor, há a transmissão por condução. Acima dessa camada o fluido é transportado em altas velocidades, e ocorre o turbilhonamento das moléculas, onde as partículas mais quentes trocam calor por convecção com as partículas mais frias.

Para a faixa $2300 < Re < 10000$, o regime de escoamento é tido como de transição. O coeficiente de transferência de calor está entre os valores do regime laminar e turbulento e não pode ser calculado com precisão. é caracterizado por um aumento na velocidade do escoamento, uma turbulência um pouco maior das partículas fluidas, e, portanto, um aumento nos coeficientes de transferência de calor, quando comparado ao regime laminar.

2.1.2 Número de Prandtl

De acordo com BICCA (2006), o número de Prandtl é um parâmetro de “*grande importância na transferência de calor e é uma função somente das propriedades físicas do fluido relacionando a distribuição de velocidade e de temperatura*”. É definido pela equação 2.3:

$$Pr_t = \frac{Cp_h \cdot \mu_h}{k_h} = \frac{\nu_h}{\alpha_h} \quad 2.3$$

onde ν é a difusividade de quantidade de movimento (viscosidade cinemática) e α a difusividade térmica, k e Cp são, respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico.

ÇENGEL (2012) define que o número de Prandtl é: “um parâmetro adimensional que relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica”.

Para INCROPERA et al. (2014, p. 258):

O número de Prandtl fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e de energia no interior das camadas limite de velocidade e térmica, respectivamente.

2.1.3 Número de Nusselt em escoamento laminar

Segundo BICCA, (apud, INCROPERA e DEWITT, 1996), uma relação empírica atribuída a Hausen, calcula o número de Nusselt no escoamento em regime laminar e pode ser descrita como na equação [2.3]:

$$\overline{Nu} = 3,665 + \frac{0,19 \cdot \left(\left(\frac{D_i}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot \left(\left(\frac{D_i}{L}\right) \cdot Re \cdot Pr\right)^{0,467}} \quad 2.3$$

Ainda segundo BICCA (2006), a correlação proposta por Schulunder apresenta resultados que se aproximam da equação [2.4] podendo, então, ser utilizada:

$$\overline{Nu} = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{D_i}{L}\right)} \quad 2.4$$

2.1.4 Número de Nusselt em escoamento turbulento

Segundo BICCA (2006), para o “escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos, a mais recomendada equação é a de Petukhov (1970), que apresenta uma expressão para o número de Nusselt dada pela” equação [2.5].

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{K_1(f) + K_2(Pr) \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad 2.5$$

Onde f é dado por [2.6]:

$$f = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad 2.6$$

E os parâmetros $K_1(f)$ e $K_2(Pr)$ são dependents do fator de atrito e do número de Prandtl, dados como:

$$K_1(f) = 1 + 3,4 \cdot f \quad 2.7$$

e

$$K_2(Pr) = 11,7 + 1,8 \cdot Pr^{-1/3} \quad 2.8$$

Ainda Segundo BICCA (2006), os parâmetros $K_1(f)$ e $K_2(Pr)$ sendo tomados como constantes iguais a 1,07 e 12,7, respectivamente, e equação [2.5]

Nu torna-se:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad 2.9$$

Essa equação vale para intervalos $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$

Mais tarde o intervalo de validade da equação foi estendido para números de Reynolds menores, com a equação proposta por Gnielinsk (1976):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1, + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad 2.10$$

com f sendo:

$$f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 2.11$$

Dessa maneira o intervalo para o número de Reynolds é $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$.

2.2 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NO CASCO

O coeficiente de transferência de calor ideal por convecção (h_{ci}), calculado pela equação [2.12] é função do Fator j -Colburn (j_i) para um feixe de tubos ideal, do número de Prandtl para o casco, do fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco (m), (BICCA, 2006, p. 76):

$$h_{ci} = j_i \cdot C_p \cdot m \cdot Pr^{-2/3} \cdot \varphi \quad 2.12$$

Pelo método de Bell-Delaware (1960), com o valor h_{ideal} calculado, segue-se para o cálculo do coeficiente convectivo real (h_e), conforme equação [2.13] aplicando diversos fatores de correção ($J_{(i)}$) devido à parâmetros geométricos. BICCA (2006), demonstrou esses parâmetros de correção.

$$h_e = h_{ci} \cdot (J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s) \quad 2.13$$

2.2.1 Fatores para coeficiente convectivo ideal, h_{ci}

O fator de j -Colburn depende da geometria do permutador e do número de Reynolds do escoamento e pode ser tomado como a equação [2.14].

$$j_i = a_1 \cdot \left(1,33 \cdot \frac{D_{te}}{P}\right)^a \cdot Re^{a_2} \quad 2.14$$

e

$$a = \frac{a_3}{1 + 014 \cdot Re^{a_4}} \quad 2.15$$

As constantes a_i são retiradas da tabela 2.1.

Tabela 2-1 - Fatores para o cálculo de j-Colburn

Arranjo	Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519
	10 ⁴ - 10 ³	0,321	-0,388		
	10 ³ - 10 ²	0,593	-0,477		
	10 ² - 10	1,360	-0,657		
	10	1,400	-0,667		
45°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500
	10 ⁴ - 10 ³	0,370	-0,396		
	10 ³ - 10 ²	0,730	0,500		
	10 ² - 10	0,498	-0,656		
	10	1,550	-0,667		
90°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370
	10 ⁴ - 10 ³	0,107	-0,266		
	10 ³ - 10 ²	0,408	-0,460		
	10 ² - 10	0,900	-0,631		
	10	0,970	-0,667		

O número de Reynolds, que define o regime de escoamento no lado do casco é dado pela equação [2.16].

$$Re = \frac{D_{te} \cdot m}{\mu} \quad 2.16$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e m é o fluxo cruzado máximo no lado do casco.

O *fluxo cruzado mássico máximo* no lado do casco é definido como na equação [2.17]:

$$m = \frac{M}{SM} \quad 2.17$$

onde M é a taxa mássica em Kg/s , e SM é a área de fluxo cruzado na linha central numa seção reta do fluxo, dada por: [2.18] ou [2.19]:

Para arranjos de 30° e 90°:

$$SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad 2.18$$

Para arranjos de 45°:

$$SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P_N} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad 2.19$$

D_{ctl} é o diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos no casco.

P é o passo dos tubos adjacentes, sendo a distância de centro a centro.

P_N é o passo normal.

O número de Reynolds determina o regime de escoamento conforme a tabela 2-2:

Tabela 2-2 - Regime de acordo com Re

Número de Reynolds	Regime
$Re \leq 20$	Profundamente Laminar
$20 < Re \leq 100$	Laminar
$Re > 100$	Turbulento e Transição

Fonte: Bicca, 2006.

Segundo INCROPERA et. Al. (2014) o *número de Prandtl* (Pr) representa a razão a difusividade de momento (ou viscosidade cinemática) ν e a difusividade térmica α . Fornece “*uma medida da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e de energia no interior das camadas limite de velocidade e térmica, respectivamente*”. Para os gases esse número se aproxima da unidade, indicando que as transferências de energia e de momento, por difusão, são comparáveis. Para os óleos o número de Prandtl é muito maior que a unidade, significando que a taxa de difusão de momento é muito superior à taxa de difusão de energia. Para metais líquidos o oposto é válido. Valor desse parâmetro é calculado pela equação [2.20]:

$$Pr_c = \frac{Cp_c \cdot \mu_c}{k_c} = \frac{v_c}{\alpha_c} \quad 2.20$$

onde

Para φ , o fator de correção para propriedades variáveis com a temperatura, temos a equação [2.21]:

$$\varphi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n \quad 2.21$$

onde μ_m é a viscosidade do fluido à temperatura média e μ_p é a viscosidade do fluido à temperatura da parede. O fator n varia conforme o autor de 0,14 para Sieder e Tate (1936) a 0,34 para BICCA (2006).

2.2.2 Fatores de correção para o coeficiente convectivo real, h_e

O Fator de correção para presença da janela da chicana (J_c) é usado para corrigir o efeito produzido pelo corte na chicana, que não produz o escoamento cruzado sobre os tubos, como idealizado. Para chicanas com corte em torno de 25% a 30%, esse fator fica próximo de um, para cortes menores esse fator pode atingir valores superiores a um. A expressão [2.22] abaixo é usada para avaliar esse fator:

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad 2.22$$

O fator F_c , que representa a fração total de tubos na seção de fluxo cruzado é calculado conforme equação [2.23]:

$$F_c = 1 - 2(F_w) \quad 2.23$$

onde os fatores F_w (Fração de tubos na janela do defletor) e θ_{ctl} (Ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl}) são calculados conforme equações [2.24] e [2.25]:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}\theta_{ctl}}{2\pi} \quad 2.24$$

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{BC}{100} \right) \right] \quad 2.25$$

Fator de correção para vazamento nas chicanas (J_l) repara a presença de vazamentos entre os tubos e a chicanas e entre as chicanas e o casco. É tomado como na equação [2.26]:

$$J_l = 0,44(1 - R_s) + \left[(1 - 0,44(1 - R_s)) \right] \exp(-2,2R_{lm}) \quad 2.26$$

Os fatores da expressão são calculados conforme equações [2.27], [2.28], [2.29] e [2.30].

$$R_s = \frac{S_{sb}}{S_{cb} + S_{tb}} \quad 2.27$$

$$R_{lm} = \frac{S_{cb} + S_{tb}}{SM} \quad 2.28$$

$$S_{cd} = \pi \cdot D_s \left(\frac{L_{cd}}{2} \right) \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad 2.29$$

$$S_{td} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{td})^2 - D_t^2] \right\} (N_{tt})(1 - F_w) \quad 2.30$$

onde: R_s é a razão da área de vazamento casco-defletor e R_{lm} é razão entre as áreas de vazamento e a área de fluxo cruzado puro. S_{cb} , S_{tb} e SM são a área de vazamento entre o casco e o defletor, a área de vazamento entre o tubo e o defletor e área de fluxo cruzado, respectivamente. N_{tt} é número total de tubos no trocador de calor. F_w é fração de tubos na janela do defletor. L_{cd} e L_{td} são a folga entre o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor e a folga entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor. Temos ainda D_{otl} como o diâmetro de limite externo dos tubos no casco e D_{ctl} e D_{te} como o diâmetro do

círculo formado através do centro dos tubos mais externos no casco e diâmetro externo dos tubos, respectivamente.

Um projeto de trocador de calor é considerado ótimo quando possui valor de J_l superior a 0,6, sendo, preferencialmente, desejados valores entre 0,7 e 0,9

O *Fator de correção para o efeito de vazamento em torno da matriz de tubos* (J_b) corrige o fluxo de fluido que não passa através da matriz de tubos. Isso está esquematizado na Figura 10. É comum a colocação de uma tira metálica (Sealing Strip) ao longo da matriz de tubo no sentido de evitar o escoamento ao redor do feixe de tubos, pois a resistência para o fluido escoar por fora da matriz é menor que a resistência para escoar por dentro da matriz. O cálculo desse coeficiente é dado por [2.31]:

$$J_b = \exp(-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}})) \quad 2.31$$

onde:

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad 2.32$$

N_{ss} e N_c são, respectivamente, o número de pares de tiras de selagem e o número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor.

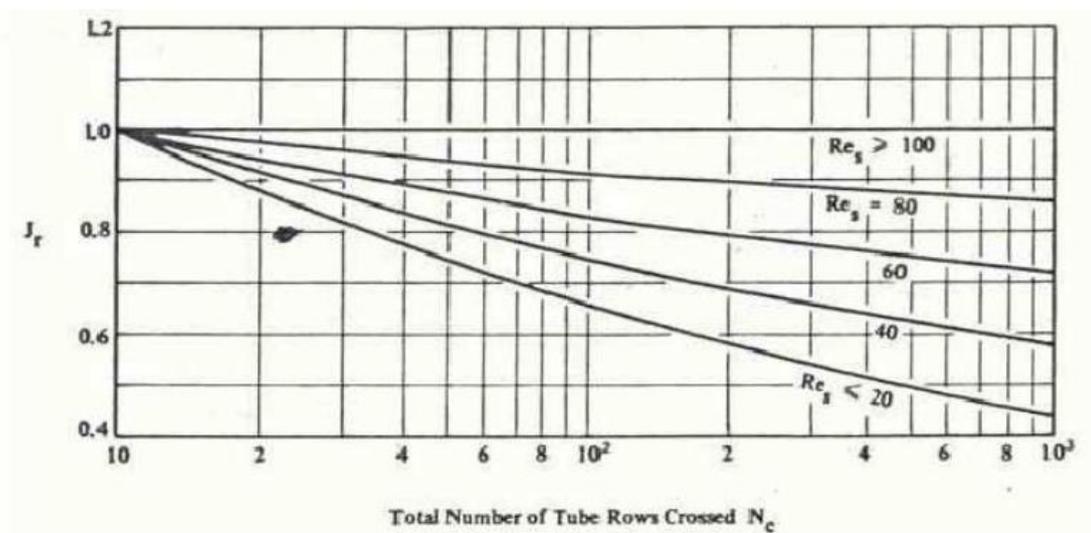
O *fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar* (J_r) é utilizado em escoamentos laminares, onde há a formação de uma camada limite na qual se desenvolve esse gradiente adverso de temperatura e este causa um decréscimo nos coeficientes de transferência de calor local e médio, por se opor à transferência de calor, conforme ilustrado na Figura 11. Quando o número de Reynolds é maior do que 20 a camada limite é sujeita a perturbações diminuindo seu efeito sobre a transferência de calor e assim

continua diminuindo até que atinja o fluxo turbulento, quando o efeito da camada limite sobre a transferência de calor desaparece por completo.

Para $Re > 100$:

$$J_r = 1$$

Figura 11 - Fator de correção no fluxo laminar



Fonte: Metodologia de Bell-Delaware (p 38)

O Fator de correção para espaçamento de chicanas desigual na entrada e/ou na saída (J_s) se dá pela diferença entre os espaçamentos entre esses defletores, que causam uma diminuição do fluxo mássico. Os espaçamentos, por sua vez, podem ocorrer devido ao uso de bocais cujo diâmetro seja maior que os espaçamentos centrais. Os parâmetros são ilustrados na Figura 12. Este fator pode ser calculado por [2.33]:

$$J_s = \frac{(NB - 1) + (\hat{L}_i)^{1-n} + (\hat{L}_o)^{1-n}}{(NB - 1) + \hat{L}_i + \hat{L}_o} \quad 2.33$$

com

$$\hat{L}_i = \frac{L_{Si}}{L_s} \quad 2.34$$

e

$$\hat{L}_o = \frac{L_{so}}{L_s} \quad 2.35$$

Sendo:

$n = 0,6$ para escoamentos turbulentos

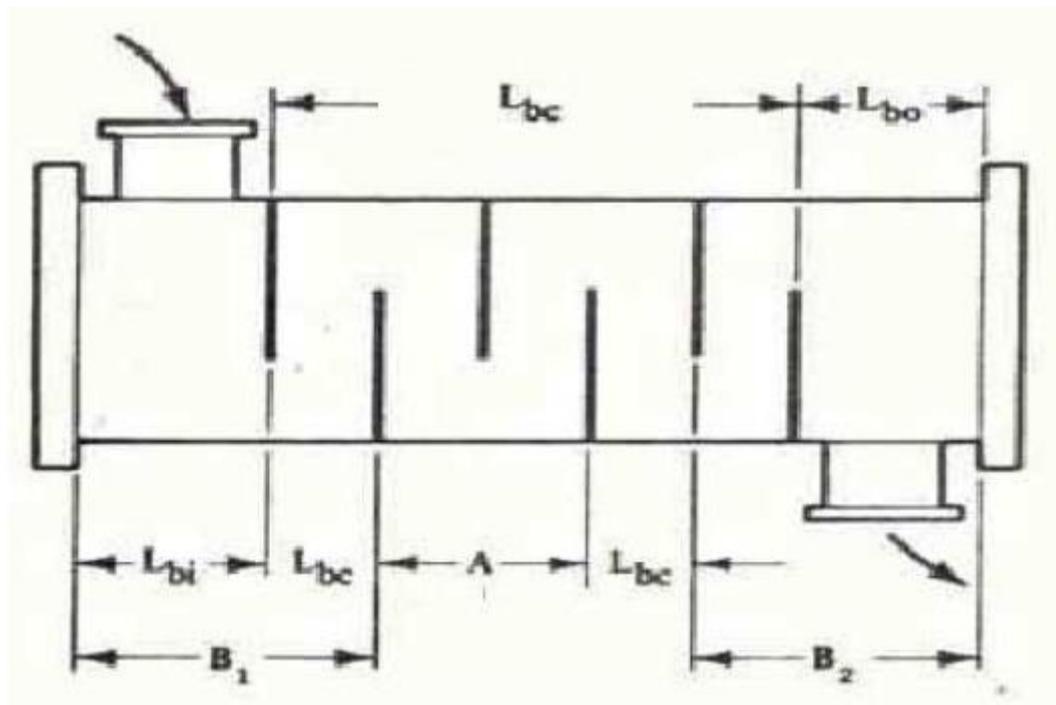
$n = 0,3$ para escoamentos laminares

L_s - Espaçamento entre das chicanas centrais

L_{si} - Espaçamento da chicana na entrada

L_{so} - Espaçamento da chicana da saída

Figura 12 - Ilustração dos coeficientes para o cálculo do fator de entrada/saída. Fonte: Metodologia de Bell-Delaware (p 39)

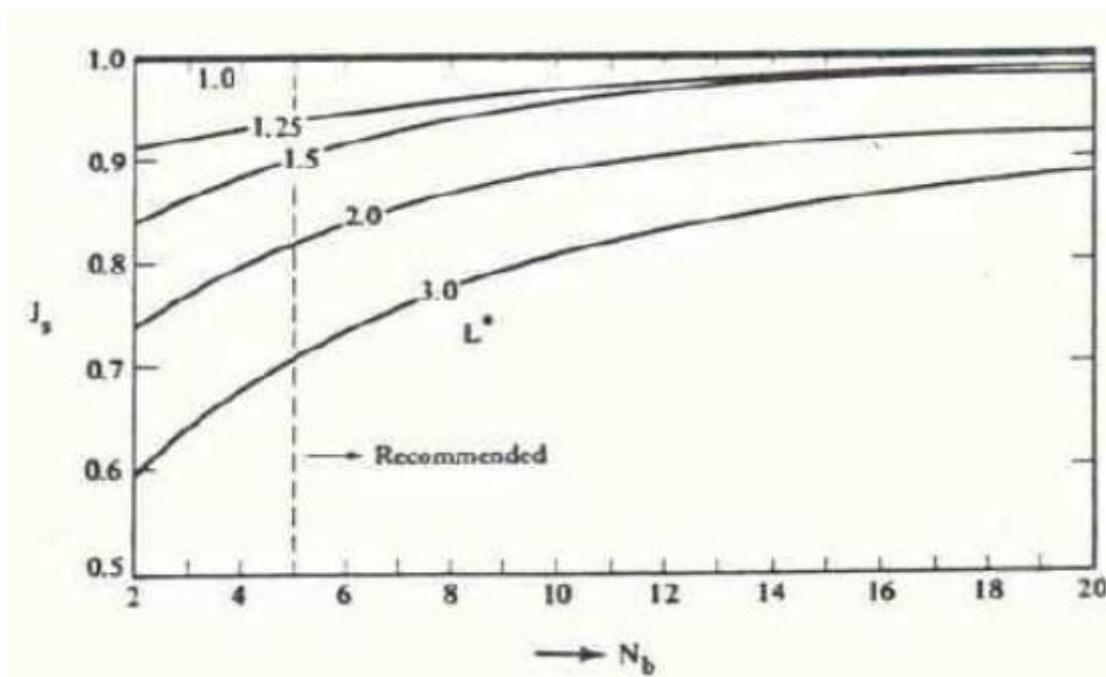


Fonte: Metodologia de Bell-Delaware (p 39)

Se os espaçamentos das chicanas forem iguais tanto na entrada, saída e nas centrais este fator é igual a um.

A Figura 13 mostra o comportamento fator de correção J_s para espaçamentos de chicanas desiguais.

Figura 13 - Fator de correção para espaçamentos desiguais.



Fonte: Metodologia de Bell-Delaware (p. 40)

2.2.3 Extensão do Método de Bell-Delaware a Trocadores com casco tipo F

O método de Bell-Delaware foi desenvolvido para trocadores de calor casco e tubos com apenas um passe no casco, ou seja, do tipo E, conforme a norma TEMA. Saunders (1988) mostrou que, considerando que não existem correntes de vazamentos entre o defletor e o casco, o método pode ser utilizado para obter uma solução aproximada para permutadores TEMA tipo F.

Considerando o permutador tipo F como um trocador do tipo E, na qual a área de fluxo cruzado e nas janelas dos defletores é dividida pela metade, devido à presença do defletor longitudinal, pode-se considerar que as velocidades as no fluxo cruzado e nas janelas são duas vezes àquelas para um trocador tipo E.

O número de Reynolds, deve, então, ser multiplicado por dois, conforme [2.36].

$$Re_{modificado} = 2.Re \quad 2.36$$

O coeficiente de transferência de calor h_e é multiplicado por um fator Ω_1 conforme a tabela 2-3.

Tabela 2-3 - Modificadores para trocadores tipo F

Arranjo	Reynolds modificado	Ω_1
30°	> ou = 300	1,55
	< 300	1,28
45°	> ou = 300	1,55
	< 300	1,28
90°	> ou = 300	1,57
	< 300	1,35

Fonte: BICCA (2006).

No trocador de calor tipo F, o número total de defletores no casco é duas vezes aquele do permutador tipo E, levando com que o fator de correção para espaçamento entre as chicanas J_s seja conforme a equação [2.37]:

$$J_s = \frac{(2NB - 1) + (\hat{L}_i)^{1-n} + (\hat{L}_o)^{1-n}}{(2NB - 1) + \hat{L}_i + \hat{L}_o} \quad 3.37$$

Então, temos que para o trocador de calor tipo F, o coeficiente de transferência de calor é dado pela equação [2.38]:

$$he_{Fshell} = he \cdot \Omega_1 \quad 2.38$$

2.3 DADOS DE ENTRADA

A seguir estão todos os dados de entrada para este trabalho e, no capítulo 4, foram demonstrados todos os cálculos.

Para os cálculos da área interna de troca térmica dos tubos e para a taxa de transferência de calor foram utilizados os parâmetros da Tabela 2.4.

Tabela 2-4 - Parâmetros para cálculos com os tubos

D_{it} (m)	0,01694
L (m)	8,4
N_{tt}	644
\dot{m}_{h_2o} (kg/s)	125,2078
ΔT_m (k)	20,2209
$c_{p,c}$ (J/kg·K)	4126,1076

Fonte: Autor.

Para o cálculo da LMTD foram utilizados como dados de entrada os valores da Tabela 2.5.

Tabela 2-5 - Temperaturas dos fluidos quente e frio

T_{he} (K)	T_{hs} (K)	T_{ce} (K)	T_{cs} (K)	F
371,4	315	304	314	0,72

Fonte: Autor.

Na Tabela 2.6 foram inseridos os dados de entrada para calcular o número de Prandtl e número de Reynolds para o interior dos tubos.

Tabela 2-6 - Parâmetros para os coeficientes do lado dos tubos

$C_{p,h}$ (J/kg·K)	2822,9499
μ_h (Pa·s)	$1,5 \cdot 10^{-5}$
k_h (W/m·K)	$6,5605 \cdot 10^{-2}$
V (m/s)	3,5518
D_{it} (m)	$1,694 \cdot 10^{-2}$
μ_h (Pa·s)	$1,5 \cdot 10^{-5}$
ρ_h (kg/m ³)	64

Fonte: Autor.

Para o cálculo do número de Reynolds, de Prandtl, o fator de correção pela variação da viscosidade e o fluxo cruzado mássico no lado do casco, foram utilizados os dados de entrada da Tabela 2.7.

Tabela 2-7 - Parâmetros para os coeficientes do lado do casco

m (kg/m ² ·s)	5,1909·10 ²
D_{et} (m)	1,905·10 ⁻²
μ_c (Pa·s)	7,12·10 ⁻⁴
$C_{p,c}$ (J/kg·K)	4189,73
k_c (W/m·K)	6,16·10 ⁻¹
μ_{cp}	7,12·10 ⁻⁴
μ_{cm}	7,82·10 ⁻⁴
n	0,11
L_s (m)	0,78
L_{cf} (m)	0,044
D_{ctl} (m)	1,06095
P (m)	0,0254
D_{te} (m)	0,01905

Fonte: Autor.

Para os fatores de correção para o coeficiente convectivo do lado do casco foram utilizados como dados de entrada os parâmetros da Tabela 2.8.

Tabela 2-8 - Fatores de correção para o coeficiente convectivo do lado do casco

BC	0,2536
D_{ctl} (m)	1,06095
D_s (m)	1,124
θ_{ctl} (graus)	117,0437
F_w	0,4706
F_c	0,0588
N_c	25,1859
N_{ss}	2
R_{ss}	0,0794
F_{bp}	0,034
P_p	0,022

Fonte: Autor.

3 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Este trabalho compara a o coeficiente global de transferência de calor de um permutador de casco e tubos, obtido ora pelo método da LMTD e, ora pelo método de Bell-Delaware e Chato e Rohsenow. Nas seções 3.1 e 3.2 são descritos os resultados obtidos e a seção 3.3 demonstra os cálculos efetuados.

3.1 BELL-DELAWARE

Inicialmente foi calculado o coeficiente convectivo de troca térmica para os lados dos tubos (h_t), conforme equação [2.1], em função do número de Nusselt (Nu), da condutividade térmica do fluido no interior dos tubos (k_t) e do diâmetro interno dos tubos (D_{it}). Os resultados são apresentados na tabela 3-1.

Tabela 3-1 - Cálculo do coeficiente h_t

h_t – Coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos			
Resultado	23.116,1197 w/m ² ·k		
Parâmetros	Nu_t	k_t (w/m·K)	D_{it} (m)
	7,1·10 ³	0,055824	0,01694

Fonte: Autor.

O próximo coeficiente calculado foi h_{ci} (coeficiente convectivo de troca térmica ideal para o lado do casco), através da equação [2.12], em função do fator de j-Colburn (j_i), do calor específico do fluido no interior do casco (Cp_c), do fluxo cruzado máximo do lado do casco (m), do número de Prandtl (Pr_c) e do fator de correção da viscosidade (φ), conforme tabela 3-2.

Tabela 3-2 - Cálculo do coeficiente h_{ci}

h_{ci} – Coeficiente convectivo ideal no casco					
Resultado	9.456,5480 w/m ² ·k				
Parâmetros	j_i	cp_c (J/kg·K)	m (kg/m ² ·s)	Pr_c	φ
	0,00794	4189,7308	519,0923	4,8396	1,0104

Fonte: Autor.

Para determinar o coeficiente real de troca de calor por convecção no casco, foram determinados os parâmetros J_c , J_l , J_b , J_r e J_s , conforme seção 2.2.2. Os parâmetros são exibidos na tabela 3-3.

Tabela 3-3 - Coeficientes para h_e

J_c	J_l	J_b	J_s	J_b
0,6366	0,7000	1,0000	1,0000	0,9980

Fonte: Autor.

Após obter os fatores de correção em função das características construtivas e geométricas do permutador para o coeficiente convectivo de troca térmica e o coeficiente, foi calculado o coeficiente real, conforme equação [2.13] obtendo o valor da tabela 3-4.

Tabela 3-4 - Coeficiente convectivo real (h_e)

h_e – Coeficiente convectivo real no casco		
Resultado	4.206,1110 w/m ² ·k	
Parâmetros	h_{ci} (w/m ² ·k)	$J_c \cdot J_l \cdot J_l \cdot J_s \cdot J_b$
	7,1·10 ³	0,3812

Fonte: Autor.

Após os cálculos dos coeficientes convectivos, foram calculados os fatores da equação [1.15], conforme tabela 3-6 Todos os valores estão em w/m²·K.

Tabela 3-5 - fatores de resistência à transferência de calor

$1/h_t$	R_t	$\frac{\ln(d_e/d_i)}{2k}$	R_c	$1/h_e$	d_{te}/d_{ti}
4,33·10 ⁻⁵	3,49·10 ⁻⁴	1,36·10 ⁻³	3,49·10 ⁻⁴	2,77·10 ⁻⁴	1,1246

Fonte: Autor.

Por fim, o coeficiente global de transferência de calor (U_B) utilizando os parâmetros calculados pelo método de Bell-Delaware foi obtido, conforme equação [1.16] e exibido na tabela 3-6.

Tabela 3-6 - Coeficiente global de transferência de calor (U_B)

U_B – Coeficiente global de transferência de calor por Bell-Delaware	
Resultado	949,5207 w/m ² ·k
Parâmetro	$\sum R_t$ (w/m ² ·k)
	$1,05 \cdot 10^{-3}$

Fonte: Autor.

3.2 LMTD

Inicialmente foram calculadas a área total de troca térmica (A_s), a taxa de transferência de calor (Q) e a diferença média logarítmica (ΔT_m) utilizando entradas da folha de dados do permutador, obtendo os resultados da tabela 3-7.

Tabela 3-7 - Variáveis para o cálculo do coeficiente U

Q (w)	A_s (m ²)	ΔT_m
$5,2788 \cdot 10^6$	287,8912	20,2209

Fonte: Autor.

Neste trabalho foi calculado o coeficiente global em função da área interna (U_i):

$$U_i = 906,8037 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k [1]}$$

3.3 DEMONSTRAÇÃO DOS CÁLCULOS

Para o interior dos tubos, os cálculos da área total de troca térmica (A_s), da taxa de transferência de calor (Q) e a diferença média logarítmica (ΔT_m), conforme tabelas 3-8, 3-9 e 3-10, respectivamente.

Tabela 3-8 - Cálculo da área interna de troca térmica

A_s – Área de superfície interna dos tubos			
Resultado	287,89122 m ²		
Parâmetros	D_{it} (m)	L (m)	N_{tt}
	0,01694	8,4	644

Fonte: Autor.

Tabela 3-9 - Cálculo da temperatura média da LMTD

ΔT_m – Temperatura média da LMTD (com fator de correção)					
Resultado	20,2209 K				
Parâmetros	T_{he} (K)	T_{hs} (K)	T_{ce} (K)	T_{cs} (K)	F
	371,4	315	304	314	0,72

Fonte: Autor.

Tabela 3-10 - Taxa de transferência de calor

Q – Taxa de transferência de calor			
Resultado	5,2790·10 ⁶ W		
Parâmetros	\dot{m}_{h_2o} (kg/s)	ΔT_m (K)	$c_{p,c}$ (J/kg·K)
	125,2078	20,2209	4126,1076

Fonte: Autor.

Cálculo do número de Prandtl (Pr) e do número de Reynolds (Re_t) para os tubos, conforme tabelas 3-11 e 3-12.

Tabela 3-11 - Número de Prandtl do lado dos tubos

Pr_t – Número de Prandtl para o interior dos tubos			
Resultado	0,7472		
Parâmetros	$C_{p,h}$ (J/kg·K)	μ_h (Pa·s)	k_h (W/m·K)
	2822,9499	1,5·10 ⁻⁵	6,5605·10 ⁻²

Fonte: Autor.

Tabela 3-12 - Número de Reynolds do lado dos tubos

Re_t – Número de Reynolds para o interior dos tubos				
Resultado	2,57·10 ⁵			
Parâmetros	V (m/s)	D_{it} (m)	μ_h (Pa·s)	ρ_h (kg/m ³)
	3,5518	1,694·10 ⁻²	1,5·10 ⁻⁵	64

Fonte: Autor.

Em seguida o número de Nusselt (Nu) para o lado dos tubos foi calculado conforme tabela 3-13.

Tabela 3-13 - Número de Nusselt do lado dos tubos

Nu_t – Número de Nusselt para o interior dos tubos					
Resultado	7,01·10 ³				
Parâmetros	$K_1(f)$	$K_2(Pr)$	$f(Re)$	Re_t	Pr_t
	230	13,68	67,30	2,57·10 ⁵	0,7472

Fonte: Autor.

Com os coeficientes calculados nessa seção foi possível calcular o coeficiente h_t .

Para o lado do casco o primeiro passo é calcular o número de Reynolds conforme tabela 3-14. Os demais cálculos são demonstrados na sequência.

Tabela 3-14 – Número de Reynolds para o lado do casco

Re_c – Número de Reynolds para o lado do casco			
Resultado	1,39·10 ⁴		
Parâmetros	m (kg/m ² ·s)	D_{et} (m)	μ_c (Pa·s)
	5,1909·10 ²	1,905·10 ⁻²	7,12·10 ⁻⁴

Fonte: Autor.

O fator de j-Colburn foi obtido conforme tabela 3-15.

Tabela 3-15 – Fator de j-Colburn

j_i – Fator de j-Colburn						
Resultado	7,94·10 ⁻³					
Parâmetros	a	a_1	a_2	D_{et} (m)	P (m)	Re_c
	6,98·10 ⁻²	0,321	-0,388	0,01905	0,0254	1,39·10 ⁴

Fonte: Autor.

O número de Prandtl para o lado do casco foi obtido conforme tabela 3-16.

Tabela 3-16 - O número de Prandtl para o lado do casco

Pr_c – Número de Prandtl para o lado do casco			
Resultado	4,8396		
Parâmetros	cp_c (J/kg·K)	μ_c (Pa·s)	k_c (W/m·K)
	4189,73	7,12·10 ⁻⁴	6,163·10 ⁻¹

Fonte: Autor.

O fator de correção pela variação da viscosidade foi definido como na tabela 3-17.

Tabela 3-17 - O fator de correção pela variação da viscosidade

φ – Fator de correção por variação de viscosidade			
Resultado	1,0104		
Parâmetros	μ_c (Pa·s)	μ_{cm}	n
	$7,12 \cdot 10^{-4}$	$7,82 \cdot 10^{-4}$	0,11

Fonte: Autor.

O fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco é calculado de acordo com a tabela 3-18.

Tabela 3-18 - Fluxo cruzado mássico máximo

m – Fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco		
Resultado	519,0923 kg/ m ² ·s	
Parâmetros	\dot{m}_{h2o} (kg/s)	SM (m ²)
	125,2078	0,2412

Fonte: Autor.

A área de fluxo cruzado dentro de um espaçamento entre defletores foi calculada conforme tabela 3-19.

Tabela 3-19 - Área de fluxo cruzado entre chicanas

SM – Área de fluxo cruzado dentro de um espaçamento entre defletores					
Resultado	0,2412 m ²				
Parâmetros	L_s (m)	L_{cf} (m)	D_{ctl} (m)	P (m)	D_{te} (m)
	0,78	0,044	1,06095	0,0254	0,01905

Fonte: Autor.

Os fatores de correção para presença da janela da chicana (J_c), para vazamento nas chicanas (J_l), para o efeito de vazamento em torno da matriz de tubos (J_b), para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar (J_r) e para espaçamento de chicanas desigual na entrada e/ou na saída (J_s) são dados pelas tabelas 3-20 à 3-24, respectivamente.

Tabela 3-20 - Fator de correção para presença da janela da chicana

J_c – Fator de correção para presença da janela da chicana						
Resultado	0,6366					
Parâmetros	BC	D_{ctl} (m)	D_s (m)	θ_{ctl} (graus)	F_w	F_c
	0,2536	1,06095	1,124	117,0437	0,4706	0,0588

Fonte: Autor.

Tabela 3-21– Fator de correção para vazamento nas chicanas

J_l – Fator de correção para vazamento nas chicanas	
Resultado	0,7000
Parâmetros	Conforme literatura desse estudo

Fonte: Autor.

Tabela 3-22 – Correção do vazamento em torno da matriz de tubos

J_b – Fator pelo vazamento em torno da matriz de tubos					
Resultado	0,9981				
Parâmetros	N_c	N_{ss}	R_{ss}	F_{bp}	P_p
	25,1859	2	0,0794	0,0034	0,022

Fonte: Autor.

Tabela 3-23 – Para o gradiente de temperatura no fluxo laminar

J_r – Gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar	
Resultado	1,0000
Parâmetros	Conforme literatura desse estudo

Fonte: Autor.

Tabela 3-24 – Espaçamento de chicanas desigual

J_s – Fator de espaçamento de chicanas desigual	
Resultado	1,0000
Parâmetros	Conforme literatura desse estudo

Fonte: Autor.

4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Através do método de Bell-Delaware foi possível calcular o coeficiente global de transferência de calor levando em consideração as características geométricas e construtivas do permutador, além das características de escoamentos dos fluidos e suas propriedades.

O valor do coeficiente global através da média da diferença logarítmica das temperaturas não levou em consideração as características construtivas do permutador e as características dos fluidos de troca térmica. Através do método da LMTD, inicialmente foram considerados dados conhecidos para a troca térmica.

Através dos coeficientes convectivos de transferência de calor obtidos pelo método de Bell-Delaware, o resultado encontrado para o coeficiente global de transferência de calor foi $U_b = 949,53 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$. Por outro lado, pelo método da LMTD, o coeficiente global de transferência de calor obtido foi $U_i = 906,80 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$.

Através do método da LMTD é possível verificar o comportamento do coeficiente global de transferência de calor em função da variação das temperaturas dos fluidos. A Tabela 4.1 ilustra algumas condições de variação.

Tabela 4-1 - Variações nas temperaturas dos fluidos

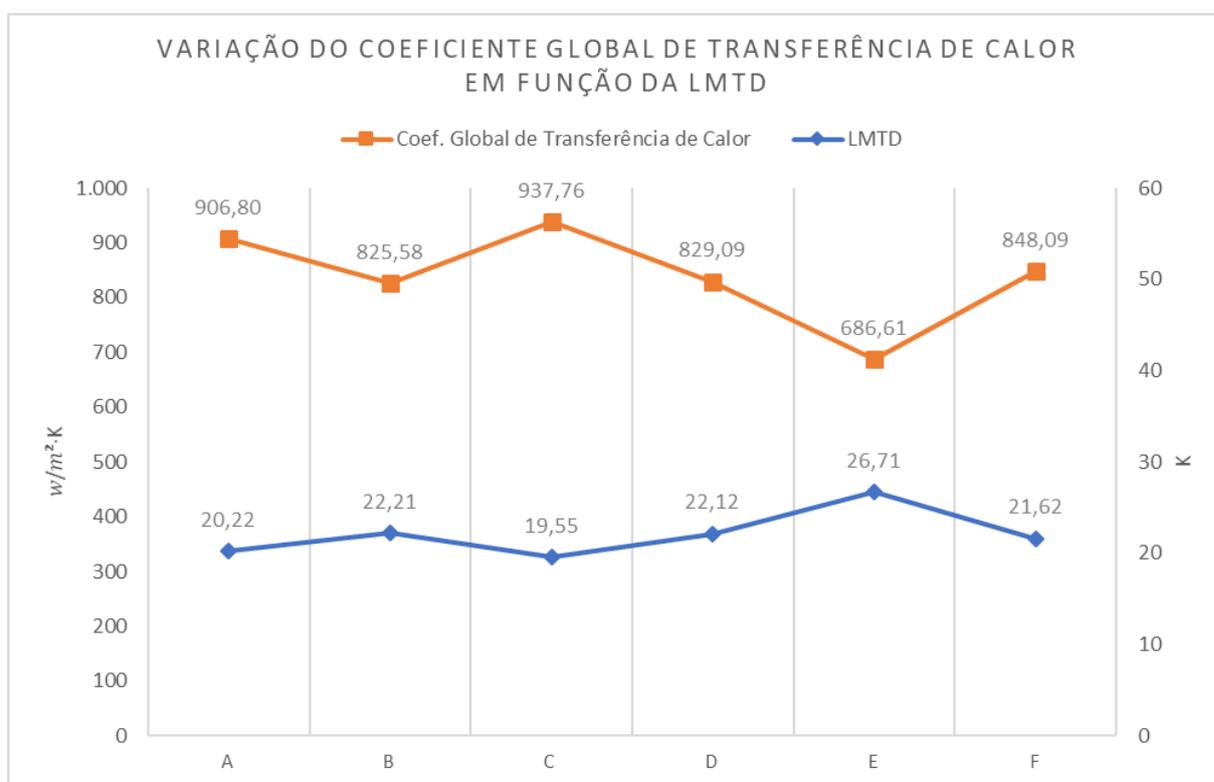
Condição	A	B	C	D	E	F
$T_{cs} (K)$	314	309	314	314	314	314
$T_{ce} (K)$	304	304	307	304	304	304
$T_{hs} (K)$	315	315	315	319	315	315
$T_{he} (K)$	371,4	371,4	371,4	371,4	380	363

Fonte: Autor.

O caso "A" representa a condição considerada nesse estudo. Os casos "B", "C", "D", "E" e "F" representam algumas variações em relação à condição inicial, conforme descrito a seguir.

O caso “B” representa a condição em que o fluido frio sai com 5K a menos do equipamento. O caso “C” quando a temperatura de entrada da água é 3K maior na entrada do permutador. No caso “D” a variação é de 4K na saída do gás natural. Para a condição “E” o gás natural é considerado aproximadamente 9K mais aquecido na entrada do permutador. Por fim, em “F”, foi considerada a temperatura de entrada do fluido quente aproximadamente 9K menor que a inicial. Os resultados foram exibidos no Gráfico 4-1.

Gráfico 4-1 - Variação do Coeficiente Global de Transferência de Calor



Fonte: Autor.

Os valores de U foram calculados através da Equação 1.15, tendo seu valor aumentado com a diminuição da ΔT_m . O caso mais discrepante foi o caso “E”, em que houve maior variação do parâmetro ΔT_m , devida a variação da temperatura proposta e ao fator de correção encontrado.

Comparando os resultados obtidos através dos métodos é possível verificar que os valores não divergem consideravelmente. A diferença entre os

coeficientes calculados nesse trabalho foi de $42,7170 \text{ w/m}^2\cdot\text{k}$, que representa 4,71%. Assim, o método da *LMTD* se mostrou mais conservador, dando mais segurança à possíveis variações nas condições do sistema estudado.

CONCLUSÃO

Dentre os diversos tipos de permutadores de calor e os métodos para análise desses equipamentos, o embasamento teórico deste estudo mostrou-se satisfatório. A compreensão das características construtivas, das particularidades no processo de transferência de calor e das propriedades dos fluidos envolvidos possibilitaram prever o coeficiente global e outras características importantes do equipamento.

O método mostrou-se satisfatório, transpassando a limitação imposta pelo alto custo de licenças de softwares de simulação. Como desafio em trabalhos futuros, fica a elaboração de um programa com interface gráfica amigável para implementação do método de Bell-Delaware e obtenção de resultados de maneira rápida e precisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BICCA, GERSON B., Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor Casco e Tubo, 2006. 157f. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

ÇENGEL, A. YUNUS; BOLES, MICHAEL A., Transferência de Calor e Massa, 4. ed. Porto Alegre: Editora AMGH, 2012.

CONDENSADOR CONSUL. Consul, 2019. Disponível em: <https://www.consul.com.br/produto/condensador-consul-w10728955>. Acessado em: 7 de dezembro de 2019.

FETTAKA, S.; THIBAUT, J.; GUPTA, Y., Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 60, p. 343–354, 2013.

GARCIA, R. L; ZABADAL, J.; AMARAL, R. A.; NETO, J. A. D. G., SCHMITZ, A., Transferência de calor e massa: Fusão de uma placa de gelo. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, São Paulo, vol. 39, nº 3, p. e3502-e3502-8, 2017.

INCROPERA, FRANK P.; DEWITT, DAVID P., Fundamentos de transferência de calor e de massa, 7. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2014.

MINTON, P., Process Heat Transfer. 9th Heat Transfer Conf, vol KN-22, p. 355-362, 1990.

MOKHATAB, SAEID; POE, WILLIAM A., Processamento e transmissão de gás natural, 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Elsevier, 2014.

RADIADOR DE ÁGUA. Lyon Parts, 2019. Disponível em: <https://www.lyonparts.com.br/c/arrefecimento-/radiador-de-agua-106-10-96>. Acessado em: 7 de dezembro de 2019.

SHEIKHOLESLAMI, M.; JAFARYAR, M., GANJI, D.D., LI, Z., Exergy loss analysis for nanofluid forced convection heat transfer in a pipe with modified turbulators. *Journal of Molecular Liquids*, vol. 262, p. 104-110, 2018.

TERRON, LUIZ ROBERTO, *Propriedades dos fluidos derivados de petróleo*. 1. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2017.

TROCADOR DE CALOR INDUSTRIAL. Incase, 2019. Disponível em: <https://www.incase.com.br/trocador-calor-industrial>. Acessado em: 7 de dezembro de 2019.

Tubular Exchanger Manufacturers Association. *Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9th. ed. New York: TEMA, 2007.

VAZ, CÉLIO E. M.; MAIA, JOÃO L. P.; SANTOS, WALMIR G. DOS, *Tecnologia da indústria do gás natural*, 1. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2008.

YANG, J; OH, S.-R.; LIU, W., Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77, p. 1144–1154, 2014.