

Djonatan Guilherme Erbs Schoeping

**DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES
DE CALOR DO TIPO PLACAS GAXETADAS E CASCO-
PLACAS SOLDADAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Ph.D.

Co-orientador: Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr. Eng.

Joinville
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Schoeping, Djonatan Schoeping Erbs
DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE
CALOR DO TIPO PLACAS GAXETADAS E CASCO-PLACAS
SOLDADAS / Djonatan Schoeping Erbs Schoeping ;
orientador, Jorge Luiz Goes Oliveira, coorientador,
Kleber Vieira de Paiva, 2018.
273 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós
Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas,
Joinville, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Trocadores
de placas . 3. Placas soldadas e gaxetadas. 4.
Distribuição irregular de vazões. 5. Método de
avaliação termo-hidráulica. I. Oliveira, Jorge Luiz
Goes. II. Vieira de Paiva, Kleber. III.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de
Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV.
Título.

Djonatan Guilherme Erbs Schoeping

**DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES
DE CALOR DO TIPO PLACAS GAXETADAS E CASCO-
PLACAS SOLDADAS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Joinville, 27 de Agosto de 2018

Prof. Breno Salgado Barra, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Jorge Luiz Goes Oliveira, Ph.D.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.^a Talita Sauter Possamai, Dra. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Anderson Wedderhoff Spengler, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Antonio Fiorentin, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus amigos, parentes e aos meus queridos pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus.

A toda minha família por me fornecer todo suporte e amor ao longo da minha vida.

A minha Avó, Ildegarte Weber Schoepping, e ao meu falecido Avô, Pedro Schoepping, por me acolherem em sua casa.

Agradeço à minha namorada Jéssica Nicoletti, pela motivação e seu amor ao longo destes anos juntos.

Ao meu orientador Jorge Luiz Goes Oliveira, por me aceitar como orientando e pela sua dedicação para tornar este trabalho realidade.

A todo corpo docente da UFSC de Joinville.

A todos meus amigos por me ajudarem nas horas boas e difíceis que passei.

RESUMO

Na indústria de óleo e gás, trocadores de placas corrugadas são comumente encontrados devido ao seu elevado nível de compactação. Também conhecidos como *Plate Heat Exchangers (PHE)*, esse tipo de trocador possui gaxetas de vedação, que podem se romper devido a altas pressões e temperaturas de operação. Uma alternativa ao trocador *PHE* é o trocador casco placas soldadas, também conhecido como *Plate and Shell Heat Exchanger (PSHE)*. O *PSHE* proporciona, em um único equipamento, elevado nível de compactação, por também utilizar placas corrugadas, e rigidez elevada, permitindo operações em elevados níveis de pressão (característica comum ao trocador casco-tubo). Entretanto, estudos científicos realizados no trocador *PSHE* foram pouco relatados. É possível que avarias estruturais possam ocorrer nas soldas do *PSHE* devido às condições dinâmicas dos poços de produção e aos efeitos danosos da distribuição irregular de vazões nos ramais de entrada desse trocador. Na literatura é comumente verificado que a distribuição irregular de vazões provoca redução no desempenho de trocadores e pode provocar danos estruturais. Este trabalho tem como proposta comparar o desempenho dos trocadores de placas *PHE* e *PSHE* através de um método de avaliação que permite quantificar os efeitos da distribuição irregular de vazões no desempenho termodinâmico e hidráulico. Além do dimensionamento de trocadores e das estimativas médias usuais de desempenho (*e.g.* temperaturas de saída, perda de carga, efetividade *etc.*), a presente abordagem permite o cálculo dos campos de pressão e de temperatura nos trocadores *PHE* e *PSHE*, revelando os locais propícios a falhas. Os efeitos do número de canais, *Reynolds* (regime laminar e turbulento), ângulo de *Chevron* na distribuição irregular de vazões e no desempenho dos trocadores de placas são determinados para diferentes condições de operação. Por fim, a validação do método desenvolvido é realizada com dados de fabricantes e da literatura.

Palavras-chave: Trocador de placas; placas gaxetadas; placas soldadas; distribuição irregular de vazões; método de avaliação.

ABSTRACT

In oil and gas industry, corrugated plates in heat exchangers are often found since they are compact. These plates are separated by sealing gaskets, which can tear apart due to high pressure or temperature variations. They are well known as Gasketed Plate Heat Exchangers or simply Plate Heat Exchangers (*PHE*). Alternatively, a new sort of heat exchanger was recently developed: the Plate and Shell Heat Exchanger (*PSHE*). It allows high compactness (owing to the presence of corrugated plates) in high operating pressures (owing to the shell existence). However, scientific research was rarely reported regarding *PSHEs*. It is not known in which conditions the welded plates can fail. Besides the well dynamic operating conditions, flow maldistribution (which is expected to occur in heat exchangers with several channels) can contribute to structural failure and reduced performance. This work aims at comparing *PHE* and *PSHE* heat exchanger performance by an evaluation method, which accounts for flow maldistribution. Besides providing heat exchanger design and computing usual performance estimates (e.g. exit temperatures, pressure drop, effectiveness etc.), the actual approach allows computing the heat exchanger pressure and temperature fields, revealing potential failure sites. The effects of channels number, *Chevron* angle and *Reynolds* numbers (laminar or turbulent regimes) on flow maldistribution and on heat exchanger performance were determined in a multitude of operating conditions. The method validation occurs with experimental data reported on literature and suppliers data

Keywords: Gasketed plate heat exchanger; plate and shell heat exchanger; flow maldistribution; evaluation method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Arranjos de fluxos mássicos mais usuais em trocadores de calor.	35
Figura 2.2. Perfis típicos de temperatura em trocadores com arranjos de fluxo paralelo e contracorrente.	36
Figura 2.3. Modelo esquemático do trocador de calor do tipo casco-tubo.	37
Figura 2.4. Esquemático de um trocador de calor duplo-tubo.	38
Figura 2.5. Ilustrações de trocadores do tipo placa-aleta (a) e tubo-aleta (b).	39
Figura 2.6. Ilustração de um dos primeiros <i>PHEs</i> desenvolvidos para a indústria alimentícia.	40
Figura 2.7. Modelo esquemático de um trocador de placas <i>PHE</i> em arranjo de contracorrente e passe único.	41
Figura 2.8. Modelo esquemático do trocador de calor de placa com gaxetas (<i>PHE</i>).	42
Figura 2.9. Ilustração de trocador de calor do tipo casco-placas.	43
Figura 2.10. Ilustração dos parâmetros geométricos usados em <i>PHEs</i>	44
Figura 2.11. Ilustração de placa circular de um trocador do tipo casco placas.	45
Figura 2.12. Abordagem do tipo <i>rating</i> no projeto de trocadores de calor.	53
Figura 2.13. Configurações de <i>manifolds</i> encontrados em trocadores <i>PHE</i>	54
Figura 2.14. Má-distribuição em trocadores de placas com configurações do tipo ‘U’ e ‘Z’.	56
Figura 2.15. Resultados analíticos da <i>maldistribution</i> para configurações do tipo ‘U’ (a) e ‘Z’ (b) em trocadores de placas (<i>PHE</i>).	57
Figura 2.16. Distribuição mássica no lado do casco do trocador casco-placas (<i>PSHE</i>).	58
Figura 2.17. Perfil de velocidade ao longo de um bocal divergente.	59
Figura 2.18. Distribuição mássica experimental entre canais paralelos alimentados de forma similar ao trocador <i>PSHE</i> . G é a velocidade mássica, MFR_i é a razão de fluxo mássico em um canal i , σ é o desvio-padrão.	61
Figura 2.19. Perda de carga adimensional nos canais, tipo ‘U’ (a) e ‘Z’ (b).	64

Figura 3.1. Ilustração do método Runge-Kutta de quarta ordem aplicado em Vujicic e Crnojevic (2003).	73
Figura 3.2. Método aplicado para calcular a distribuição mássica no lado externo do trocador casco-placas. l^* é a distância entre a entrada e a saída do difusor (ou o ponto ocorre desprendimento da camada limite).....	74
Figura 3.3. Ilustração da discretização de pares de canal como trocadores independentes. Cada “trocador independente” consiste da metade de um canal quente e da metade de um canal frio.	77
Figura 3.4. Ilustração da limitação do método utilizado: cada metade de canal possui uma temperatura de saída. A temperatura final de saída é uma ponderação entre as temperaturas de saída e os valores de calor específico.....	81
Figura 3.5. Fluxograma do algoritmo de determinação da temperatura de saída para cada canal em trocadores <i>PHE</i> ou <i>PSHE</i> ; método ϵ -NTU:	82
Figura 3.6. Ilustração da aplicação do método <i>LMTD</i> na primeira etapa de cálculo.....	83
Figura 3.7. Ilustração da aplicação do método <i>LMTD</i> na segunda e terceira etapas de cálculo. Note que as áreas de cálculo, são aumentadas de forma incremental.....	83
Figura 3.8. Ilustração da área discretizada em placas retangulares.	85
Figura 3.9. Ilustração da área discretizada em placas circulares.	85
Figura 3.10. Ilustração da associação de resistências térmicas através de uma placa. A espessura e a condutividade térmica da placa são t e k_{placa} , respectivamente.	86
Figura 3.11. Ilustração da associação de resistências térmicas através de uma placa. Note a direção do fluxo de calor.	87
Figura 3.12. Fluxograma de determinação dos campos de temperatura dos fluidos e placas projetados em plano lateral para trocadores de placas, baseado em método <i>LMTD</i>	88
Figura 3.13. Ilustração da perda de carga no trocador de placas.	90
Figura 3.14. Fluxograma do algoritmo de determinação dos campos de pressão projetados em plano lateral para trocadores de placas.	91
Figura 4.1. Ilustração da área efetiva de análise em uma placa hipotética de um trocador <i>PHE</i>	93
Figura 4.2. Efeito da configuração em 'U' na distribuição de vazão. O número de canais do <i>PHE</i> é igual a 200, o fator de alargamento, 1.15, e, o ângulo de <i>Chevron</i> , 45° . Resultados obtidos com	

as correlações de: (a) Wang & Sundén, (b) Martin, (c) Kumar <i>et al.</i> e (d) Focke <i>et al.</i>	95
Figura 4.3. Efeito da configuração em 'Z' na distribuição de vazão. O número de placas do <i>PHE</i> é igual a 200, o fator de alargamento, 1.15 e, o ângulo de <i>Chevron</i> , 45°. Resultados obtidos com as correlações de: (a) Wang & Sundén, (b) Martin, (c) Kumar <i>et al.</i> e (d) Focke <i>et al.</i>	96
Figura 4.4. Efeito do número de canais na distribuição mássica adimensional para número de <i>Reynolds</i> médio igual a 504 no <i>PHE</i> ; configuração em U.	98
Figura 4.5. Efeito do número de canais na distribuição mássica adimensional para número de <i>Reynolds</i> médio igual a 52800 no <i>PHE</i> ; configuração em U.	99
Figura 4.6. Efeitos do ângulo de <i>Chevron</i> e do número de <i>Reynolds</i> na má-distribuição. β é escolhido como 30° (a), 45° (b) e 60° (c). $\langle Re \rangle$ varia entre 105 e 52900.....	101
Figura 4.7. Ilustração da área efetiva de análise em uma placa hipotética de um trocador <i>PSHE</i>	104
Figura 4.8. Efeito da geometria das placas de <i>PHEs</i> e <i>PSHEs</i> no comportamento do fator de fricção, f	107
Figura 4.9. Efeito da geometria das placas nas vazões adimensionais: (a) <i>PSHE</i> e (b) <i>PHE</i> ; $\langle Re \rangle \cong 500$	109
Figura 4.10. Efeito da geometria das placas nas vazões adimensionais: (a) <i>PSHE</i> e (b) <i>PHE</i> ; $\langle Re \rangle \cong 50000$	110
Figura 4.11. Efeito de n_{canais} (variação da geometria de entrada); $\langle Re \rangle = 540$	113
Figura 4.12. Efeito de n_{canais} (variação da geometria de entrada) para números de <i>Reynolds</i> médio igual a 540 na parte externa do <i>PSHE</i>	113
Figura 4.13. Efeito do número de canais (e da variação da geometria de entrada) para números de <i>Reynolds</i> médio igual a 52500 na parte externa do <i>PSHE</i>	114
Figura 4.14. Efeito do número de canais (e da variação da geometria de entrada) para números de <i>Reynolds</i> médio igual a 52500 na parte externa do <i>PSHE</i>	115
Figura 4.15. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na distribuição mássica adimensional; $n_{canais} = 100$	116
Figura 5.1. Fotografia de um trocador de placas qualquer com bocais de entrada e saída num mesmo plano.....	118

Figura 5.2. Influência de n_{canais} no número de <i>Nusselt</i> ; $\langle Re \rangle = 504$.	121
Figura 5.3. Influência de n_{canais} no número de <i>Nusselt</i> ; $\langle Re \rangle = 52800$.	121
Figura 5.4. Efeito do número de canais (<i>PHE</i>) para f ; $\langle Re \rangle = 504$.	123
Figura 5.5. . Efeito do número de canais (<i>PHE</i>) para f ; $\langle Re \rangle = 52800$.	124
Figura 5.6. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de Nu ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 100 e 53900.	126
Figura 5.7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de f ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 100 e 53900.	128
Figura 5.8. Ilustração da variação do fator de atrito em função de Re e da vazão mássica.	130
Figura 5.9. Efeito do número de canais na temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$.	131
Figura 5.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em $[\text{°C}]$.	132
Figura 5.11. Ilustração da distribuição mássica nos lados frio (1, em azul) e quente (2, em vermelho) para um trocador qualquer <i>PHE</i> .	134
Figura 5.12. Efeito do número total de canais na perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em $[\text{Pa}]$; β é escolhido como 45° .	135
Figura 5.13. Efeito do número total de canais na perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em $[\text{Pa}]$. β é escolhido como 45° .	136
Figura 5.14. Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 102 e 50600. Valores em $[\text{°C}]$.	138
Figura 5.16. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de pressão; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51500.	141
Figura 5.17. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de pressão entre os canais $[\text{Pa}]$.	143
Figura 5.18. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de temperatura entre os canais $[\text{°C}]$.	144
Figura 6.1. Influência do número de canais no número de <i>Nusselt</i> ; $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do <i>PSHE</i> .	148
Figura 6.2. Influência do número de canais no número de <i>Nusselt</i> ; $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do <i>PSHE</i> .	149

Figura 6.3. Efeito do número de canais de um <i>PSHE</i> no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do <i>PSHE</i>	151
Figura 6.4. Efeito do número de canais de um <i>PSHE</i> no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do <i>PSHE</i>	152
Figura 6.5. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de Nu (lado interno); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Note as diferenças na escala do eixo y entre as figuras.	154
Figura 6.6. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de Nu (lado externo); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.	154
Figura 6.7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de f no lado interno do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Note a diferença entre as escalas no eixo “ y ”.	158
Figura 6.8. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de f no lado externo do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 51900.	159
Figura 6.9. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle = 52800$	162
Figura 6.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle = 52800$	163
Figura 6.11. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45°	165
Figura 6.12. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45°	166
Figura 6.13. Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída no lado interno do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em [°C].	168
Figura 6.14. Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída no lado externo do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em [°C].	169
Figura 6.15. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga no lado interno; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.	172

Figura 6.16. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga no lado externo; β é escolhido como 30°, 45° e 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.....	173
Figura 6.17. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de pressão entre os canais [Pa].	176
Figura 6.18. Má distribuição de vazões: diferença de temperatura entre os canais [°C].	177
Figura 6.19. Efeito da geometria das placas de <i>PHEs</i> e <i>PSHEs</i> no comportamento do número de <i>Nusselt</i> , <i>Nu</i>	179
Figura 7.1. Fotografias de um protótipo de trocador <i>PSHE</i> da empresa Vahterus (a) e do distribuidor estático localizado no <i>header</i> de entrada (b).	181
Figura 7.2. Influência do número de canais no número de <i>Nusselt</i> ; $Re \geq 52800$; parte interna do <i>PSHE</i>	182
Figura 7.3. Influência do número de canais no número de <i>Nusselt</i> ; $\langle Re \rangle \geq 52800$; parte externa do <i>PSHE</i>	183
Figura 7.4. Efeito do número de canais de um <i>PSHE</i> no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do <i>PSHE</i>	185
Figura 7.5. Efeito do número de canais de um <i>PSHE</i> no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do <i>PSHE</i>	186
Figura 7.6. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de <i>Nu</i> (lado interno); β é escolhido como 30°, 45° e 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.....	187
Figura 7.7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de <i>Nu</i> (lado externo); β é escolhido como 30°, 45° e 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.....	188
Figura 7.8. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de <i>f</i> no lado interno do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30°, 45° e 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.....	191
Figura 7.9. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição de <i>f</i> no lado externo do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30°, 45° e 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.....	191
Figura 7.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle = 52800$	195
Figura 7.11. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle = 52800$	196
Figura 7.12. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45°.	197

Figura 7.13. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45°	198
Figura 7.14. Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída no lado interno do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $^\circ\text{C}$	200
Figura 7.15. Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída no lado externo do <i>PSHE</i> ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $^\circ\text{C}$	201
Figura 7.16. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga no lado interno; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.....	204
Figura 7.17. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga no lado externo; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.....	204
Figura 7.18. Efeito da má-distribuição de vazões (no lado interno do <i>PSHE</i>) na diferença de pressão [Pa] entre os canais do lado quente e do lado frio. $\langle Re1 \rangle$ é o valor médio de entrada no lado frio e $\langle Re2 \rangle$, no lado quente.	208
Figura 7.19. Efeito da má-distribuição de vazões (no lado interno do <i>PSHE</i>) na diferença de temperatura $^\circ\text{C}$ entre os canais do lado quente e do lado frio. $\langle Re1 \rangle$ é o valor médio de entrada no lado frio e $\langle Re2 \rangle$, no lado quente.	209
Figura 8.1. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 estimadas pelo método e fornecidas pela <i>Petrobrás</i> conforme Tabela 8-1. Estimativas realizadas com $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°	213
Figura 8.2. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 2 estimadas pelo método e fornecidas pela <i>Petrobrás</i> conforme Tabela 8-1. Estimativas realizadas com $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°	214
Figura 8.3. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o <i>PHE 1</i> (Giurgiu <i>et al</i> , 2014) e as temperaturas estimadas pelo modelo.	217
Figura 8.4. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o <i>PHE 2</i> de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-10.	219

Figura 8.5. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o <i>PHE 2</i> de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-11.	220
Figura 8.6. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o <i>PHE 3</i> de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-12.	222
Figura 8.7. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o <i>PHE 3</i> de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-13.	223
Figura B.1. Interface gráfica com inserção dos dados de entrada para análise de trocadores de placas.....	235
Figura B.2. Dados médios de saída em condições aleatórias para um <i>PSHE</i>	236
Figura B.3. Dados de saída específicos para um <i>PSHE</i>	237
Figura B.4. Resultados na forma gráfica para campos de temperatura e de pressão em uma condição qualquer para trocador <i>PSHE</i>	238

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1. Resumo dos parâmetros usados nas correlações para o número de <i>Nusselt</i> e para o fator de fricção.	66
Tabela 4-1. Condições de operação e características do trocador de calor de placas gaxetadas.	92
Tabela 4-2. Resultados do desvio padrão de vazões para a configuração em 'U' de acordo com a Figura 4.2.	97
Tabela 4-3. Efeito do número de canais na má-distribuição para configuração em U e $\langle Re \rangle = 504$	99
Tabela 4-4. Efeito do número de canais na má-distribuição para configuração em U e $\langle Re \rangle = 52800$	100
Tabela 4-5. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na má-distribuição para configuração em U e ângulo de <i>Chevron</i> = 30°. $\langle Re \rangle$ varia entre 105 e 51641.	102
Tabela 4-6. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na má-distribuição para configuração em U e ângulo de <i>Chevron</i> = 45°. $\langle Re \rangle$ varia entre 106 e 52433.	102
Tabela 4-7. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na má-distribuição para configuração em U e ângulo de <i>Chevron</i> = 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 106 e 52919.	102
Tabela 4-8. Condições de operação e características do trocador de calor de placas soldadas circulares.	104
Tabela 4-9. Distorções provocadas pela discretização na área de análise.	105
Tabela 4-10. Efeito do número de canais na má-distribuição para trocador <i>PSHE</i> e $\langle Re \rangle = 504$	111
Tabela 4-11. Efeito do número de canais na má-distribuição para trocador <i>PSHE</i> e $\langle Re \rangle = 52800$	111
Tabela 4-12. Coeficiente de resistência ao escoamento para <i>PSHEs</i> e <i>PHEs</i> com mesma área efetiva.	111
Tabela 4-13. Efeito do número de canais (25 a 300) na má-distribuição para $\langle Re \rangle = 52500$	116
Tabela 4-14. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na distribuição mássica adimensional.	117
Tabela 5-1. Principais resultados das variações de <i>Nu</i> em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 504$	122
Tabela 5-2. Principais resultados das variações de <i>Nu</i> em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 52800$	122

Tabela 5-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 504$	124
Tabela 5-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 52800$	125
Tabela 5-5. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 100 e 52600; $\beta = 30^\circ$	126
Tabela 5-6. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 101 e 53400; $\beta = 45^\circ$	127
Tabela 5-7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 105 e 53900; $\beta = 60^\circ$	127
Tabela 5-8. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 100 e 52600; $\beta = 30^\circ$	129
Tabela 5-9. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 101 e 53400; $\beta = 45^\circ$	129
Tabela 5-10. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 102 e 53900; $\beta = 60^\circ$	129
Tabela 5-11. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$	132
Tabela 5-12. Principais resultados da distribuição de temperatura para $\langle Re \rangle = 52800$	133
Tabela 5-13. Principais resultados da perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 504$	135
Tabela 5-14. Principais resultados da perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 52800$	137
Tabela 5-15. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída para ângulo de <i>Chevron</i> 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 102 e 49500.....	138
Tabela 5-16. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída para ângulo de <i>Chevron</i> 45° . $\langle Re \rangle$ varia entre 104 e 50200.....	139
Tabela 5-17. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída para ângulo de <i>Chevron</i> 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 105 e 50600.....	139
Tabela 5-18. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 50500.....	141
Tabela 5-19. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51100.....	142

Tabela 5-20. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51500.....	142
Tabela 6-1. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$	149
Tabela 6-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$	150
Tabela 6-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$	152
Tabela 6-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$	153
Tabela 6-5. Fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> ; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$	155
Tabela 6-6. Fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> ; $\langle Re \rangle$ entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$	155
Tabela 6-7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$	155
Tabela 6-8. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$	156
Tabela 6-9. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$	156
Tabela 6-10. Número de <i>Nusselt</i> no lado externo do <i>PSHE</i> ; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$	156
Tabela 6-11. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$	159
Tabela 6-12. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$	160
Tabela 6-13. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$	160
Tabela 6-14. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado externo do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$	160
Tabela 6-15. Fator de fricção no lado externo do <i>PSHE</i> ; $\langle Re \rangle$ entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$	161

Tabela 6-16. Fator de fricção no lado externo do <i>PSHE</i> ; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900; $\beta = 60^\circ$	161
Tabela 6-17. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$ na parte interna do <i>PSHE</i>	163
Tabela 6-18. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$ na parte externa do <i>PSHE</i>	164
Tabela 6-19. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$	166
Tabela 6-20. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo para $\langle Re \rangle = 52800$	167
Tabela 6-21. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de <i>Chevron</i> 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.	169
Tabela 6-22. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de <i>Chevron</i> 45° . $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.	170
Tabela 6-23. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de <i>Chevron</i> 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.	170
Tabela 6-24. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de <i>Chevron</i> 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.	170
Tabela 6-25. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de <i>Chevron</i> 45° . $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.	171
Tabela 6-26. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de <i>Chevron</i> 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.	171
Tabela 6-27. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do <i>PSHE</i> para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000.	173
Tabela 6-28. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do <i>PSHE</i> para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51500.	174
Tabela 6-29. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do <i>PSHE</i> para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.	174
Tabela 6-30. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo do <i>PSHE</i> para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000.	174
Tabela 6-31. Principais resultados da perda de carga por canal; lado externo do <i>PSHE</i> para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.	175

Tabela 7-1. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$	183
Tabela 7-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$	184
Tabela 7-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$	185
Tabela 7-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas <i>PSHE</i> (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$	186
Tabela 7-5. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700; $\beta = 30^\circ$	188
Tabela 7-6. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400; $\beta = 45^\circ$	189
Tabela 7-7. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900; $\beta = 60^\circ$	189
Tabela 7-8. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700; $\beta = 30^\circ$	189
Tabela 7-9 Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400; $\beta = 45^\circ$	190
Tabela 7-10. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do número de <i>Nusselt</i> (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900; $\beta = 60^\circ$	190
Tabela 7-11. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700; $\beta = 30^\circ$	192
Tabela 7-12. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400; $\beta = 45^\circ$	192
Tabela 7-13. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado interno do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900; $\beta = 60^\circ$	192
Tabela 7-14. Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> na distribuição do fator de fricção no lado externo do <i>PSHE</i> para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700; $\beta = 30^\circ$	193
Tabela 7-15. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$; na parte interna do <i>PSHE</i>	195

Tabela 7-16. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$; na parte externa do <i>PSHE</i>	196
Tabela 7-17. Principais resultados da perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$	198
Tabela 7-18. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado interno para $\beta = 45^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.....	202
Tabela 7-19. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado interno para $\beta = 60^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.....	202
Tabela 7-20. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 30^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.....	202
Tabela 7-21. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 45^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.....	203
Tabela 7-22. Efeito do número de <i>Reynolds</i> na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 60^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.....	203
Tabela 7-23. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do <i>PSHE</i> para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000. 205	
Tabela 7-24. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do <i>PSHE</i> para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51500. 205	
Tabela 8-1. Condições de operação e características dos trocadores <i>PSHEs</i> usadas para validação da metodologia proposta....	212
Tabela 8-2. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador <i>PSHE</i> 1.....	214
Tabela 8-3. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador <i>PSHE</i> 2.....	215
Tabela 8-4. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador <i>PSHE</i> 3.....	215
Tabela 8-5. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do <i>PSHE</i> 3, $D_{3-PSHE} = 410$ mm. Foi considerada a presença de distribuição homogênea no lado do casco.....	216
Tabela 8-6. Dados dos trocadores <i>PHEs</i> usados para validação do método proposto.....	216
Tabela 8-7. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,14 kg/s.	218

Tabela 8-8. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,25 kg/s.....	218
Tabela 8-9. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,33 kg/s.....	218
Tabela 8-10. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocaador <i>PHE</i> 2 - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 37°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 69,1 e 93,5°C.	220
Tabela 8-11. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocaador <i>PHE</i> 2 - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 25°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 54,7 e 41,5°C.	221
Tabela 8-12. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocaador <i>PHE</i> 3 - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 varia entre 41 e 44°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 58,2 e 91,4°C.....	222
Tabela 8-13. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocaador <i>PHE</i> 3 - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 26,5°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 35,3 e 51,0°C.	223

LISTA DE SÍMBOLOS

- β – Ângulo de *Chevron*
 P_c – Passo da corrugação
 b – Amplitude da corrugação
 D_p – Diâmetro do *port*
 L_v – Comprimento vertical entre o centro dos *ports*
 L_w – Comprimento da seção máxima de escoamento
 L_h – Comprimento horizontal entre o centro dos *ports*
 Re – Número de *Reynolds*
 G – Velocidade mássica
 D_h – Diâmetro hidráulico
 μ – Viscosidade dinâmica
 Nu – Número de *Nusselt*
 h – Coeficiente de convecção
 k – coeficiente de condução
 Pr – Número de Prandtl
 C_p – Calor específico à pressão constante
 St – Número de *Stanton*
 f – Coeficiente de fricção
 $\frac{\partial v_x}{\partial y}$ – Gradiente de velocidade axial na direção perpendicular à superfície
 V_∞ – Velocidade de corrente livre do escoamento
 Sc – Número de *Schmidt*
 D_{AB} – Difusividade térmica
 Sh – Número de *Sherwood*
 K – Coeficiente de transferência de massa
 L – Comprimento característico
 J_c – Fatores de *Chilton* e *Colburn* para transferência de calor
 J_m – Fatores de *Chilton* e *Colburn* para transferência de massa
 NTU – Número de unidades de transferência
 ε – Efetividade
 Q – Transferência de calor
 T – temperatura
 T_q – Temperatura do fluido quente
 T_f – Temperatura do fluido frio
 C_q – Capacidade calorífica do fluido quente
 C_f – Capacidade calorífica do fluido frio
 $C_{p,q}$ – Calor específico do fluido quente

$C_{p,f}$ – Calor específico do fluido frio
 \dot{m}_q – Vazão mássica do fluido quente
 \dot{m}_f – Vazão mássica do fluido frio
 U – Coeficiente de transferência térmica global
 ΔT_{lm} – Diferença de temperatura média logarítmica
 ΔT_1 – Diferença de temperatura número 1 para o método *LMTD*
 ΔT_2 – Diferença de temperatura número 2 para o método *LMTD*
 ΔT_{LMTD} – Diferença média logarítmica corrigida
 F – Fator de correção
 $\Delta T_{LMTD,CC}$ – Média logarítmica das diferenças de temperatura para o caso de escoamento contracorrente
 N – Número de placas
 $Q_{máximo}$ – Transferência térmica máxima
 $C_{mínimo}$ – Capacidade térmica mínima
 $T_{q,entrada}$ – Temperatura de entrada do fluido quente
 $T_{f,entrada}$ – Temperatura de entrada do fluido frio
 $T_{q,saída}$ – Temperatura de saída do fluido quente
 $T_{f,saída}$ – Temperatura de saída do fluido frio
 R – Razão de capacidade calorífica
 m^2 – Parâmetro de má distribuição em *PHEs*
 β^* – Razão de velocidade média no ramal de entrada;
 β^{**} – Razão de velocidade média no ramal de saída;
 A_{ports} – Área dos *ports* de entrada;
 A_{ports}^* – Área dos *ports* de saída;
 ξ_c – Coeficiente de atrito;
 A_{canal} – Área de seção transversal do canal;
 n_{fluido} – Número de canais para determinado fluido
 $\dot{v}_{canal,u}$ – Vazão volumétrica adimensional para configuração do tipo ‘U’
 $\dot{v}_{canal,z}$ – Vazão volumétrica adimensional para configuração do tipo ‘Z’
 δ_0 – Distância do centro do perfil de velocidades até a extremidade no início do escoamento
 δ – Distância do centro do perfil de velocidades até a extremidade
 $\theta_{difusor}$ – Ângulo entre a linha de centro e a parede do bocal
 \bar{u}_{eo} – Velocidade média no centro do escoamento no início do escoamento
 \bar{u}_e – Velocidade média no centro do escoamento

u_m – Velocidade média no centro do escoamento no início do escoamento
 x_s – Distância entre o início do escoamento do bocal até o ponto do descolamento da camada limite
 \dot{V} – Vazão mássica no escoamento do bocal divergente
 τ_w – Tensão de cisalhamento na região adjacente a parede
 x_g – Título
 σ – Desvio-padrão
 MFR_i – Razão de fluxo mássico
 ΔP – Diferença de pressão
 ΔP_{core} – Diferença de pressão no *core*
 $\Delta P_{manifolds}$ – Diferença de pressão nos *manifolds*
 $L_{efetivo}$ – Comprimento efetivo de perda no *core*
 μ_{placa} – Viscosidade do fluido medido na temperatura média das placas
 N_p – Número de passes por fluido
 D_e – Diâmetro equivalente
 K – Constante (varia de 1.4 até 1.5)
 $\Delta P_{adimensional,u}$ – Diferença de pressão adimensional para a configuração do tipo ‘U’
 $\Delta P_{adimensional,z}$ – Diferença de pressão adimensional para a configuração do tipo ‘Z’
 V_{port} – Velocidade no fluido no *port*
 $R_{fouling,quente}$ – Coeficiente de *fouling* do fluido quente
 $R_{fouling,frio}$ – Coeficiente de *fouling* do fluido frio
 S – Desvio padrão
 \dot{m}_i – Vazão mássica por canal
 \dot{m}_{total} – Vazão mássica total
 n_{canais} – Número total de canais
 $\langle Re \rangle$ – Número de *Reynolds* calculado em vazão média
 $A_{calculado}$ – Área de total de transferência de calor calculada para uma placa
 A_{real} – Área de total de transferência de calor real para uma placa
 $\langle T \rangle$ – Temperatura média de saída do trocador de calor
 $\langle Nu \rangle$ – Número de *Nusselt* calculado em média simples
 $\langle f \rangle$ – fato de atrito calculado em média simples
 $\langle \Delta P \rangle$ – Queda de pressão calculada em média simples
 $Nu_{vazão}$ – Numero de *Nusselt* calculado em média ponderada através da vazão mássica dos canais

$f_{vaz\tilde{a}o}$ – fator de atrito calculado em média ponderada através da vazão mássica dos canais

$\Delta P_{vaz\tilde{a}o}$ – Queda de pressão calculada em média ponderada através da vazão mássica dos canais

$\langle U \rangle$ – Coeficiente de transferência térmica calculado em média simples

$\Delta T_{sa\tilde{a}da\ canais}$ – Temperatura de entrada menos a temperatura de saída de cada canal

T_{max} – Temperatura máxima de saída do trocador

T_{min} – Temperatura min de saída do trocador

$Nu_{cana\tilde{a}is}$ – Número de *Nusselt* de cada canal

$f_{cana\tilde{a}is}$ – fator de atrito de cada canal

$\Delta P_{cana\tilde{a}is}$ – Queda de pressão de cada canal

D_{PSHE} – Diâmetro total do trocador *PSHE*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	APRESENTAÇÃO	27
1.2	OBJETIVOS	28
1.2.1	Objetivo geral	28
1.2.2	Objetivos específicos	28
1.3	JUSTIFICATIVA E CONTRIBUIÇÕES	29
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	30
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
2.1	CLASSIFICAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR	33
2.1.1	Classificação quanto ao processo de transferência de calor	33
2.1.5	Classificação quanto aos mecanismos de transferência de	36
calor		
2.1.6	Classificação quanto aos aspectos construtivos	36
2.1.6.1	Trocadores de calor do tipo tubular.....	37
2.1.6.2	Trocadores de superfície estendida	38
2.1.6.3	Trocadores de calor de placas	39
2.2	ASPECTOS GEOMÉTRICOS DAS PLACAS DOS	
TROCADORES	<i>PHE</i> E <i>PSHE</i>	43
2.3	NÚMEROS ADIMENSIONAIS RELEVANTES EM	
TROCADORES	DE CALOR	46
2.4	MÉTODOS USADOS NO DIMENSIONAMENTO DE	
TROCADORES	DE CALOR DO TIPO PLACAS.....	48
2.4.1	Método <i>LMTD</i> (Log Mean Temperature Difference)	48
2.4.2	Método $\epsilon - NTU$	50
2.5	PROJETO DE TROCADORES DE CALOR	52
2.6	EFEITOS CAUSADOS PELA <i>maldistribution</i>	53
2.6.1	Distribuição mássica em <i>PHEs</i> e parte interna de <i>PSHEs</i>	53
2.6.2	Distribuição mássica no <i>header</i> de <i>PSHEs</i>	58

2.7	CORRELAÇÕES PARA PERDA DE CARGA EM PLACAS CORRUGADAS	62
2.8	CORRELAÇÕES PARA A PERDA DE CARGA EM <i>MANIFOLDS</i>	63
2.9	CORRELAÇÕES PARA PERDA DE CARGA COM DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES.....	63
2.10	CORRELAÇÕES PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS CORRUGADAS.....	64
2.11	CONCLUSÃO SOBRE MÁ-DISTRIBUIÇÃO EM TROCADORES DE PLACAS	66
3	METODOLOGIA	68
3.1	DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE VAZÃO MÁSSICA.....	68
3.1.1	Determinação das distribuições mássicas para trocadores <i>PHEs</i> e lado interno de <i>PSHEs</i>	68
3.1.2	Determinação das distribuições mássicas para o lado externo de <i>PSHEs</i>	69
3.2	MÉTODO DESENVOLVIDO	74
4	DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES	92
4.1	Trocadores de placas gaxetadas (<i>PHE</i>).....	92
4.1.1	Efeito das correlações e das configurações	94
4.1.2	Efeito do número de canais na má-distribuição de vazões	97
4.1.3	Efeitos do ângulo de <i>Chevron</i> e do número de <i>Reynolds</i> na Má-distribuição	100
4.2	Trocadores de placas soldadas (<i>PSHE</i>).....	103
4.2.1	Má-distribuição de vazões na parte interna dos <i>PSHEs</i>	105
4.2.2	Má-distribuição de vazões na parte externa dos <i>PSHEs</i>	112
4.3	Resumo do capítulo	117
5	EFEITOS DA DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS GAXETADAS	118
5.1	Efeito do número de canais no número de <i>Nusselt</i>	120
5.2	Efeito do número de canais no fator de fricção	122

5.3	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no número de <i>Nusselt</i>	125
5.4	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no fator de fricção	127
5.5	Efeito do número de canais na temperatura de saída	130
5.6	Efeito do número de canais na perda de carga.....	134
5.7	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída.....	137
5.8	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga	140
5.9	Campos de Pressão e Temperatura.....	142
5.10	Resumo do capítulo.....	145
6	DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS CIRCULARES SEM DISTRIBUIDOR ESTÁTICO NO CASCO EXTERNO	146
6.1	Efeito do número de canais no número de <i>Nusselt</i>	147
6.2	Efeito do número de canais no fator de fricção.....	150
6.3	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no número de <i>Nusselt</i>	153
6.4	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no fator de fricção	157
6.5	Efeito do número de canais na temperatura de saída	161
6.6	Efeito do número de canais na perda de carga.....	165
6.7	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída.....	167
6.8	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga	171
6.9	Campo de Pressão e Temperatura	175
6.10	Efeito da geometria das placas no valor de <i>Nusselt</i>	178
6.11	Resumo do capítulo.....	179
7	DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS CIRCULARES COM DISTRIBUIDOR ESTÁTICO NA PARTE EXTERNA (DISTRIBUIÇÃO HOMOGÊNEA)	181
7.1	Efeito do número de canais no número de <i>Nusselt</i>	182
7.2	Efeito do número de canais no fator de fricção.....	184

7.3	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no número de <i>Nusselt</i>	186
7.4	Efeito do ângulo de <i>Chevron</i> no fator de fricção	190
7.5	Efeito do número de canais na temperatura de saída	194
7.6	Efeito do número de canais na perda de carga.....	196
7.7	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na temperatura de saída	199
7.8	Efeitos do número de <i>Reynolds</i> e do ângulo de <i>Chevron</i> na perda de carga	203
7.9	Campo de Pressão e Temperatura.....	207
7.10	Resumo do capítulo	210
8	VALIDAÇÃO.....	211
9	CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES	225
	REFERÊNCIAS.....	228
	APENDICE A.....	232
	APENDICE B.....	234
	APENDICE C.....	239

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO

Processos mais práticos, compactos e eficientes em relação à transferência de calor entre dois ou mais fluidos são uma demanda atual, particularmente, na exploração de gás e óleo offshore. O condicionamento termodinâmico de fluidos é realizado em equipamentos denominados de trocadores de calor. Os trocadores ou permutadores de calor, globalmente conhecidos como heat exchangers, também são comumente empregados em outros segmentos e processos industriais: plantas nucleares, processos químicos, indústria alimentícia, eletrônicos, condicionamento de ar etc; ver Kakaç et al. (2012). O aperfeiçoamento de trocadores de calor permite melhorias na eficiência energética dos processos envolvidos e economia de energia; Nandan et al. (2015).

Segundo Shah e Sekulić (2003), devido à diversidade de aplicações industriais existentes, diferentes tipos e classificações de trocadores de calor foram criados. Entre as classificações mais usuais, destacam-se: o processo de transferência de calor (direto ou indireto), o número de fluidos (dois, três ou mais), o nível de compactação, o tipo de construção, o arranjo entre escoamentos (single-pass ou multipass) e os mecanismos de transferência de calor (convectivo e/ou radiativo). Permutadores de calor podem permitir ou não o contato entre fluidos. São denominados de trocadores de transferência direta quando há apenas uma superfície separadora entre os fluidos (a.k.a. recuperadores) e de trocadores de transferência indireta quando existem processos de armazenamento e transferência de energia (a.k.a. regeneradores).

Em aplicações usuais da indústria, o aspecto construtivo é determinante para selecionar um determinado tipo de trocador de calor. Quanto ao aspecto construtivo, vários tipos de trocador de calor podem ser selecionados: tubulares, do tipo placa, aletados e regenerativos. Outras subdivisões de modelos são verificadas para cada tipo principal de permutador mencionado anteriormente. Entre essas subdivisões, um subtipo particular é amplamente empregado na indústria: o trocador de calor do tipo casco-tubo. Esse trocador já foi exaustivamente modelado e serve como referência para comparação com outros modelos de permutadores.

Os custos de exploração na indústria offshore podem ser reduzidos através da redução da escala de equipamentos, incluindo os trocadores de calor. Com esse intuito, observou-se nas últimas décadas a substituição de trocadores do tipo casco-tubo por subtipos de trocadores do tipo placa. Entre estes, destacam-se o trocador de placas gaxetadas e, mais recentemente, o trocador do tipo casco-placa. Este último ganhou impulso nessa indústria já que comumente as gaxetas podem falhar, comprometendo o funcionamento da planta industrial. Contudo, o trocador do tipo casco-placa ainda carece de investigações aprofundadas com relação ao seu desempenho fluido-térmico. Além disso, ainda é desconhecido como os campos de pressão e temperatura típicos de uma linha produtiva da indústria petrolífera podem afetar a integridade estrutural das juntas soldadas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver um método de avaliação de trocadores de calor do tipo placas: casco-placas e placas gaxetadas. Serão desenvolvidos algoritmos de avaliação termodinâmica através de plataforma numérica, permitindo a análise de efetividade de um trocador existente ou o seu dimensionamento para inúmeras condições de produção, incluindo os efeitos da má-distribuição de vazões. O método também será desenvolvido para trocadores de calor de placas gaxetadas devido à similaridade construtiva e à existência de resultados teóricos e práticos na literatura, que auxiliará no processo de validação do método desenvolvido. Também é objetivo desse trabalho avaliar o impacto das grandezas termodinâmicas com relação à integridade estrutural do trocador.

Serão apresentadas estimativas dos campos de pressão e temperatura em trocadores de calor do tipo placas soldadas e do tipo placas gaxetadas em condições típicas encontradas em plantas offshore. Um algoritmo com interface gráfica será desenvolvido com o propósito de auxiliar engenheiros e pesquisadores na análise de trocadores de placas já existentes em arranjos industriais, assim como no dimensionamento da geometria e efetividade de novos trocadores.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Desenvolver um método de determinação do campo de pressão e temperatura de trocadores de placas soldadas (*PSHE* – Plate & Shell Heat Exchanger) e trocadores de placas gaxetadas (*PHE* – Plate Heat Exchanger) a partir de correlações semi-empíricas para placas onduladas e bocais;
- Desenvolver uma rotina computacional com interface gráfica a partir dos métodos desenvolvidos para projeto de novos trocadores e análise de trocadores já existentes em plantas industriais;
- Apresentar as principais diferenças no desempenho e características de trocadores *PHE* e *PSHE*;
- Avaliar o efeito da distribuição irregular de vazões mássicas (*maldistribution*) no desempenho termodinâmico dos trocadores *PHE* e *PSHE*;
- Avaliar o efeito das variações dos campos de pressão e temperatura em relação à integridade estrutural dos trocadores *PHE* e *PSHE*;
- Validar o método desenvolvido a partir de dados experimentais.

1.3 JUSTIFICATIVA E CONTRIBUIÇÕES

De acordo com a pesquisa realizada, não há metodologias de avaliação de trocadores do tipo placas soldadas (*PSHE*) na literatura. Além disso, não foram encontrados, para outros tipos de trocadores, métodos que determinassem campos de pressão e temperatura, fornecendo informações relevantes como os potenciais locais para a ocorrência de falhas. No projeto e dimensionamento de trocadores de calor para a indústria de óleo e gás, deve-se ainda levar em conta o efeito das condições dinâmicas do poço produtor no desempenho e na integridade estrutural deste equipamento.

Em trocadores do tipo *PSHE*, a geometria das placas (de formato circular) implica em variação do campo de velocidade média ao longo das placas e em variação da área da seção transversal ao escoamento. Nos modelos para trocadores do tipo *PHE* (placas retangulares ou quadradas), a velocidade média e a área de troca de calor são praticamente constantes, promovendo fatores de fricção e coeficientes de transferência de calor também constantes ao longo do escoamento. Essa simplificação não pode ser levada em conta nos modelos para trocadores *PSHE*, onde as variações dos números de *Reynolds*, *Nusselt* e do fator de fricção na direção do escoamento principal precisam ser

consideradas, juntamente com a ponderação da área para corrigir a troca de calor e a perda de carga. Além disso, a aceleração e desaceleração do escoamento no interior dos canais podem afetar desempenho, demandando avaliação e modelagem.

A determinação das distribuições de vazão mássica na alimentação e coleta dos ramais quente e frios dos trocadores *PSHE* também é necessária. Essa alimentação é, em geral, simétrica para cada ramal do trocador *PHE* (configuração em U). A geometria do reservatório que determina a distribuição de vazões para cada canal, conhecido como *manifold* ou *header*, também afeta o campo de pressão no reservatório e, por conseguinte, a vazão na entrada de cada canal. O desempenho termo-hidráulico de trocadores de calor é afetado pelos efeitos da má-distribuição de vazões; ver Bobbili, Sunden e Das (2005), por exemplo. Quanto mais heterogêneo o campo de pressão no *header*, mais irregular é a distribuição de vazões mássicas. Devido à presença de *headers* com geometrias diferentes para o ramal quente e para o frio, é esperado um efeito mais pronunciado da *maldistribution* no desempenho térmico de trocadores *PSHE* em relação ao trocador *PHE*. Note, porém, que a avaliação do efeito da *maldistribution* no trocador *PHE* é pouco comentado na literatura. Dessa forma, a avaliação da má-distribuição no desempenho termodinâmico do trocador *PHE* é também importante contribuição deste trabalho.

Uma segunda consequência do efeito da má-distribuição de vazões é o aumento dos gradientes de pressão e temperatura que pode levar a falhas mecânicas (tanto da gaxeta quanto da junta soldada). Uma importante contribuição deste trabalho é avaliar os efeitos da má-distribuição de vazões na integridade dos trocadores *PHE* e *PSHE*, identificando os locais preferenciais para falha. A presente avaliação será útil para futuros trabalhos que envolvem os efeitos dinâmicos da produção do poço como flutuações de pressão que podem provocar fadiga.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica pertinente. São apresentados conceitos sobre trocadores de calor (em particular, trocadores de placas), métodos usais de dimensionamento, efeitos provocados pela má-distribuição de vazões, além de correlações para a perda de carga e transferência de calor para placas onduladas e algumas geometrias de *headers*.

No capítulo 3, são apresentados os métodos que permitem avaliação termodinâmica de trocadores *PHE* e *PSHE*. São apresentados algoritmos e fluxogramas explicando como é possível determinar os campos de pressão e temperatura para trocadores de placas.

No capítulo 4, são determinadas as distribuições de vazão para trocadores *PHE* e *PSHE*. No capítulo 5, o efeito da má-distribuição de vazões no desempenho termodinâmico de trocadores *PHE* com configuração em U é apresentado. Nos capítulos 6 e 7, são apresentados os resultados para o trocador *PSHE* sem e com a presença de um distribuidor estático no casco (lado externo do *PSHE*), respectivamente. No capítulo 8, estimativas obtidas a partir do presente método são comparadas a dados experimentais com fins de validação.

Por fim, as conclusões e observações finais são apresentadas no capítulo 9.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada a revisão bibliográfica pertinente ao trabalho executado para esta dissertação. Os tópicos abordados são:

- Classificações de trocadores de calor quanto ao aspecto construtivo;
- Trocadores de calor de placas gaxetadas (*PHE*) e soldadas (*PSHE*);
- Aspectos geométricos das placas dos trocadores *PHE* e *PSHE*;
- Números adimensionais relevantes;
- Métodos usados no dimensionamento e análise de trocadores de calor do tipo placas;
- Efeitos causados pela *maldistribution*;
- Correlações para perda de carga em placas corrugadas (ou onduladas) e perdas localizadas;
- Correlações para a transferência de calor em placas corrugadas (ou onduladas).

2.1 CLASSIFICAÇÕES DE TROCADORES DE CALOR

Segundo Shah e Sekulić (2003), os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor, número de fluidos, nível de compactação, aspectos construtivos, arranjo dos fluxos mássicos e mecanismos de transferência de calor. Nas próximas seções são explicadas em detalhe cada uma dessas classificações.

2.1.1 Classificação quanto ao processo de transferência de calor

De acordo com o processo de transferência de calor, encontram-se trocadores que permitem (ou não) o contato entre as correntes quentes e frias. Quando não ocorre o contato, exemplificam-se os seguintes tipos:

- Transferência direta: há presença de uma superfície separadora entre as correntes quentes e frias através da qual a transferência de calor ocorre. O número de fluidos de trabalho pode ser maior que dois. Como exemplos, mencionam-se trocadores do tipo placa e tubular;
- Armazenamento de energia térmica: os fluidos de trabalho se intercalam ao passar por uma matriz formada por um material com alta capacidade térmica. Num primeiro momento, o fluido quente escoar e transfere calor para a matriz. Na sequência o fluido frio escoar pela

matriz recebendo a energia armazenada pela matriz durante o processo anterior;

- Leito Fluidizado: são usadas, em geral, partículas sólidas e dois ou mais fluidos de trabalho. As partículas sólidas são carregadas por um dos fluidos de trabalho (*e.g.* ar) e permanecem flutuando. O outro fluido (*e.g.* água) entra em uma tubulação que passa por dentro da câmara contendo o fluido de trabalho anterior carregado de partículas sólidas. Em várias aplicações, as partículas sólidas reagem e aquecem o fluido de contato direto. Simultaneamente, calor é transferido para o fluido escoando no interior da tubulação dentro da câmara.

Quando ocorre o contato entre as correntes, exemplificam-se os seguintes tipos:

- Gás-Líquido: o gás (em geral, ar) entra em contato com o líquido a baixa pressão (em geral, água) para trocar calor;

- Fluidos imiscíveis: dois fluidos imiscíveis entram em contato direto para trocar calor e posteriormente são separados. Processos de condensação e evaporação podem ser empregados;

- Líquido-Vapor: frequentemente a água pode ser aquecida pelo vapor ou o vapor de água pode ser parcialmente condensado através do contato com a fase líquida. Exemplos típicos são torres de resfriamento.

2.1.2 Classificação quanto ao número de fluidos

A maioria dos trocadores de calor usam dois fluidos de trabalho. Aplicações criogênicas e alguns processos químicos usam até três fluidos de trabalho. Segundo Zohuri (2016), a classificação quanto ao número de fluidos se separa em dois, três e N-fluidos.

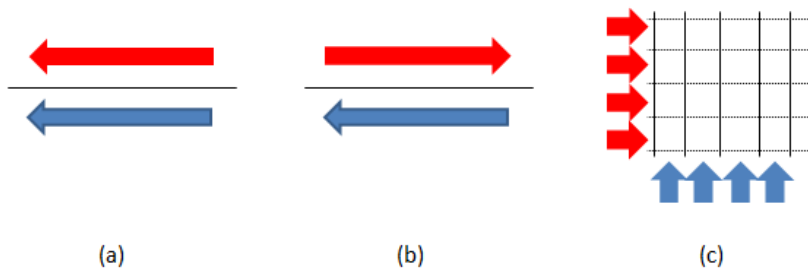
2.1.3 Classificação quanto ao nível de compactação

Segundo Thulukkanam (2013), trocadores de calor compactos apresentam uma razão de área de troca de calor por volume total do trocador acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e são usados em aplicações que demandam espaço e peso reduzidos do permutador. As vantagens dos trocadores compactos são: fácil transporte, bom controle de temperatura, baixo peso e maior efetividade térmica que os trocadores casco-tubo. Os trocadores compactos são aplicados nas indústrias automotivas, aeroespaciais e navais. As plantas da indústria de óleo e gás podem ser beneficiadas com o aumento do nível de compactação que alguns trocadores podem atingir; ver Morteau *et al.* (2016).

2.1.4 Classificação quanto ao arranjo dos fluxos mássicos

As três classificações mais usuais quanto ao arranjo dos fluxos mássicos são (Kakaç, 2012): fluxo paralelo, contracorrente e fluxo cruzado. O fluxo paralelo apresenta os dois fluidos de trabalho escoando no mesmo sentido (figura 2.1.a). Já no trocador contra corrente, os fluidos de trabalho operam em sentidos diferentes (figura 2.1.b). Por último, no permutador de fluxo cruzado, os fluidos escoam de forma perpendicular (figura 2.1.c).

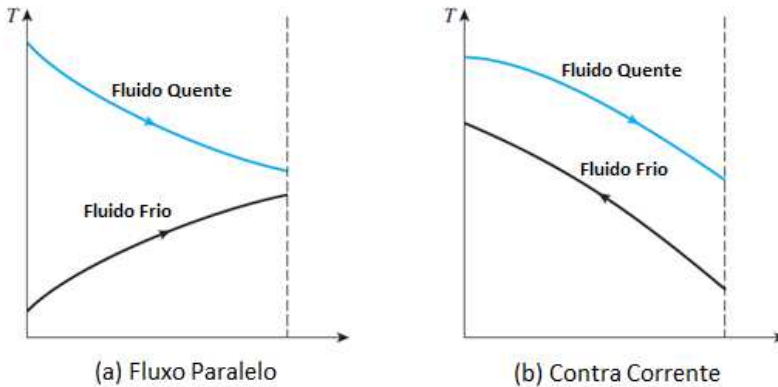
Figura 2.1. Arranjos de fluxos mássicos mais usuais em trocadores de calor.



Fonte: Autoria Própria.

Os arranjos usados nos trocadores de placas são o contracorrente e fluxo paralelo. Entretanto, na maioria das aplicações de trocadores de placa, o fluxo mássico do tipo contracorrente é o mais demandado devido à sua maior efetividade (será explicado nas próximas seções). Outra limitação do trocador de placas de fluxo paralelo é a temperatura de saída de um dos fluidos. No aquecimento (caso 1) ou resfriamento (caso 2), a temperatura de saída sempre será menor (1) ou maior (2) que a temperatura de saída do segundo fluido. No arranjo contracorrente não há a limitação anterior: a temperatura de saída do ‘fluido frio’ pode ser maior que a temperatura de saída do ‘fluido quente’ (ver figura 2.2).

Figura 2.2. Perfis típicos de temperatura em trocadores com arranjos de fluxo paralelo e contracorrente.



Fonte: Çengel; Ghajar, 2015.

2.1.5 Classificação quanto aos mecanismos de transferência de calor

Segundo Zohuri (2016), a classificação dos trocadores de calor quanto aos mecanismos de troca de calor pode ser dividida em:

- Convecção monofásica: em cada corrente do trocador, apenas uma fase esco e o modo de transferência predominante é a convecção;
- Convecção monofásica e convecção bifásica: semelhante ao caso anterior, mas em uma das correntes ocorre mudança de fase durante o processo de troca de calor. Na mudança de fase, os coeficientes de transferência de calor são maiores em relação à convecção monofásica;
- Convecção bifásica: ocorre quando em ambas as correntes há mudança de fase;
- Radiação e Convecção combinadas: ocorre em aplicações onde elevadas temperaturas são encontradas.

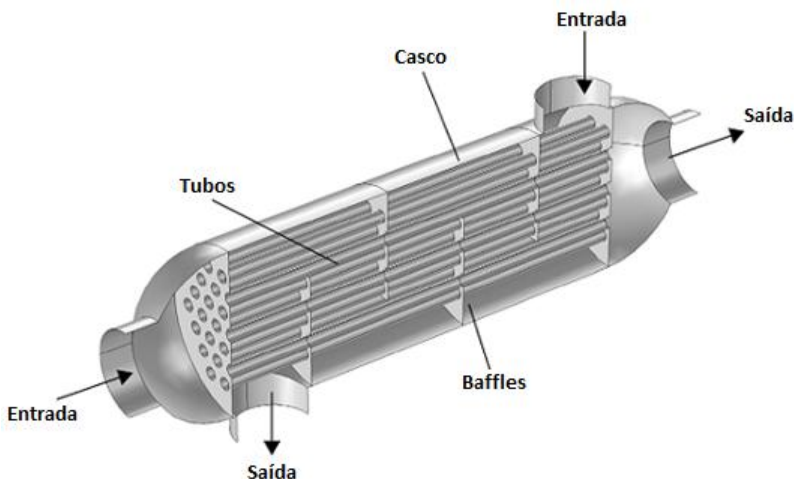
2.1.6 Classificação quanto aos aspectos construtivos

Os trocadores de calor são frequentemente classificados de acordo com o aspecto construtivo. Os mais comuns são os trocadores de calor do tipo tubular, de superfície estendida e de placas. Ênfase será dada à descrição dos modelos de trocadores de placas do tipo *PHE* e *PSHE*, foco do presente trabalho.

2.1.6.1 Trocadores de calor do tipo tubular

O trocador tubular é amplamente usado na indústria e possui um custo de fabricação relativamente baixo. Esse trocador é em geral construído com tubos circulares, mas também podem ser encontrados tubos elípticos, retangulares e até triangulares (Zohuri, 2016). Na figura 2.3, é exibido um modelo esquemático do trocador casco-tubo, amplamente empregado na indústria.

Figura 2.3. Modelo esquemático do trocador de calor do tipo casco-tubo.



Fonte: br.comsol.com/how-model-shell-and-tube-heat-exchanger/.

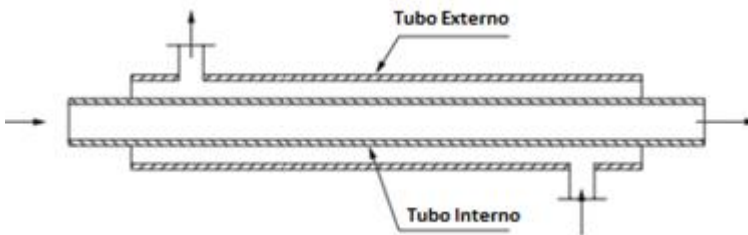
Na figura 2.3, são exibidas as principais características construtivas do trocador casco-tubo:

- **Casco:** recebe um dos fluidos de trabalho atravessando a parte interna do casco para trocar calor com o fluido que atravessa os tubos;
- **Tubos:** podem passar diretamente ou “dar voltas” pelo casco para aumentar a área de contato e, como consequência, a troca de calor. Através de condução de calor pelas paredes dos tubos, há a transferência de calor entre os fluidos de trabalho;
- **Baffles:** Obstruem a passagem do fluido no casco para aumentar o coeficiente de transferência de calor (U) em detrimento do aumento da potência de bombeamento. Também funcionam como suporte estrutural para os tubos;

•**Headers:** são os condutos nas extremidades do casco que permitem a distribuição de vazão pelos tubos assim como a sua coleta, e a alimentação do fluido que escoar pelo casco. Em geral, são peças desmontáveis para facilitar inspeção e limpeza do trocador.

Outro trocador de calor do tipo tubular é o duplo-tubo. O mesmo é formado por um tubo alojado internamente a um tubo externo. Trata-se de arranjos simples, onde as variedades mais usuais são: arranjo em “U”, múltiplos tubos internos, tubo interno liso, tubo interno aletado; ver Thulukkanam (2013). Na figura 2.4, é exibido um modelo esquemático do trocador duplo-tubo com tubo interno liso.

Figura 2.4. Esquemático de um trocador de calor duplo-tubo.



Fonte: Thulukkanam, 2013.

2.1.6.2 Trocadores de superfície estendida

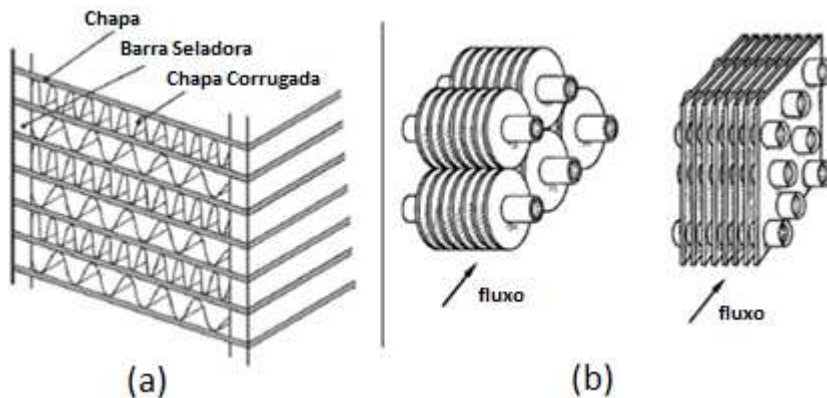
Este tipo de trocador possui como característica fundamental o aumento da área de superfície para ampliar a transferência de calor. Este trocador é muito usado em aplicações nas quais o coeficiente de transferência de calor é reduzido. Em geral, são muito usados quando um dos fluidos de trabalho é um gás, Kakaç *et al.* (2012).

O trocador de superfície estendida pode ser classificado, em geral, como placa-aleta (*plate-fin*) e tubo-aleta (*tube-fin*). O trocador de calor placa-aleta possui usualmente uma chapa separadora de sessões, chapas corrugadas (*fin*) e uma barra de vedação. O trocador placa-aleta é muito compacto, sendo utilizado em processos criogênicos, de refrigeração e em sistemas de condicionamento de ar. Devido ao seu tamanho, o fluxo mássico não assume valores muito elevados (*i.e.* 10 a 300 kg.m⁻².s⁻¹).

Já o trocador tubo-aleta consiste em tubos com aletas fixadas externamente. Do lado externo ao tubo, um fluido de trabalho se divide entre as aletas trocando calor com a parede do tubo. Em seguida, ocorre a transferência de calor com o fluido interno ao tubo. Inúmeros formatos

de tubos, padrões de chapas corrugadas e arranjos podem ser obtidos com esse tipo de trocador de calor, Thulukkanam (2013). Exemplos de trocadores do tipo placa-aleta (a) e tubo-aleta (b) são exibidos na figura 2.5.

Figura 2.5. Ilustrações de trocadores do tipo placa-aleta (a) e tubo-aleta (b).

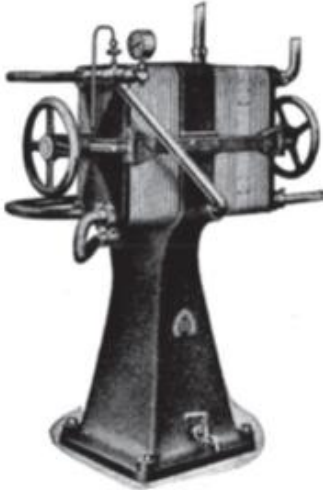


Fontes: (a) Kakaç *et al.* (2012) e (b) Shah e Sekulić (2003).

2.1.6.3 Trocadores de calor de placas

Segundo Wang *et al.* (2007), por volta de 1880 já havia uma boa noção dos malefícios provocados pela contaminação de alimentos, principalmente o leite. Investigações foram realizadas para encontrar algum processo que pudesse aquecer o leite durante certo período de tempo e então resfriá-lo logo em seguida. Um equipamento enfim atingiu as expectativas: o trocador de placas. Ainda muito utilizado, este equipamento é conhecido principalmente como trocador de placas gaxetado, globalmente chamado de *Plate Heat Exchanger (PHE)* ou *Gasketed Plate Heat Exchanger*. O *PHE* oferece os requerimentos de troca de calor, manutenção e limpeza necessários à indústria alimentícia. Um dos primeiros *PHEs* desenvolvidos para aplicações industriais é apresentado na figura 2.6.

Figura 2.6. Ilustração de um dos primeiros *PHEs* desenvolvidos para a indústria alimentícia.



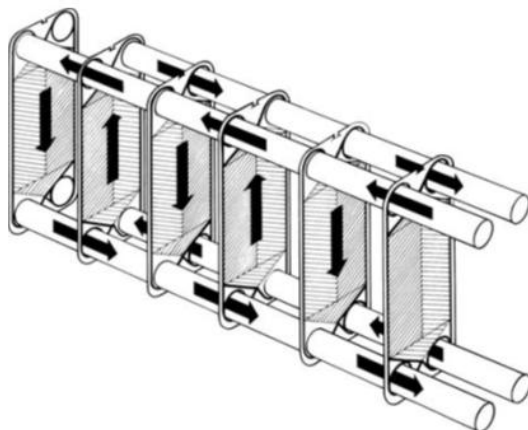
Fonte: Wang *et al.* (2007).

O *PHE* não foi apenas utilizado em aplicações para a indústria alimentícia. Os projetos do trocador de calor de placas se modificaram significativamente para atender outros ramos industriais com cargas térmicas, em geral, mais elevadas. Essas modificações propiciaram o uso do *PHE* em vários outros segmentos: farmacêutico, metalúrgico, eletrônico, elétrico, automotivo *etc.*

O funcionamento do trocador de placas *PHE* é explicado, a seguir, com o auxílio do esquemático apresentado na figura 2.7.

Note, na figura 2.7, que o trocador de calor ilustrado é apresentado em um arranjo comum de projeto: em contracorrente e com passe único. Perceba que os fluidos de trabalho entram na horizontal pelos *manifolds*, atravessando um caminho vertical entre as placas e retornando aos coletores (*manifolds* de saída). Na região vertical, as correntes de fluido são intercaladas entre os canais. Por exemplo, o fluido frio escoou pelos canais ímpares (1,3,5,7 *etc.*) e a corrente quente, pelos canais pares (2,4,6,8 *etc.*). A transferência de calor entre as correntes quentes e frias ocorre de maneira indireta através da condução pelas placas.

Figura 2.7. Modelo esquemático de um trocador de placas *PHE* em arranjo de contracorrente e passe único.



Fonte: Kakaç *et al.* (2012).

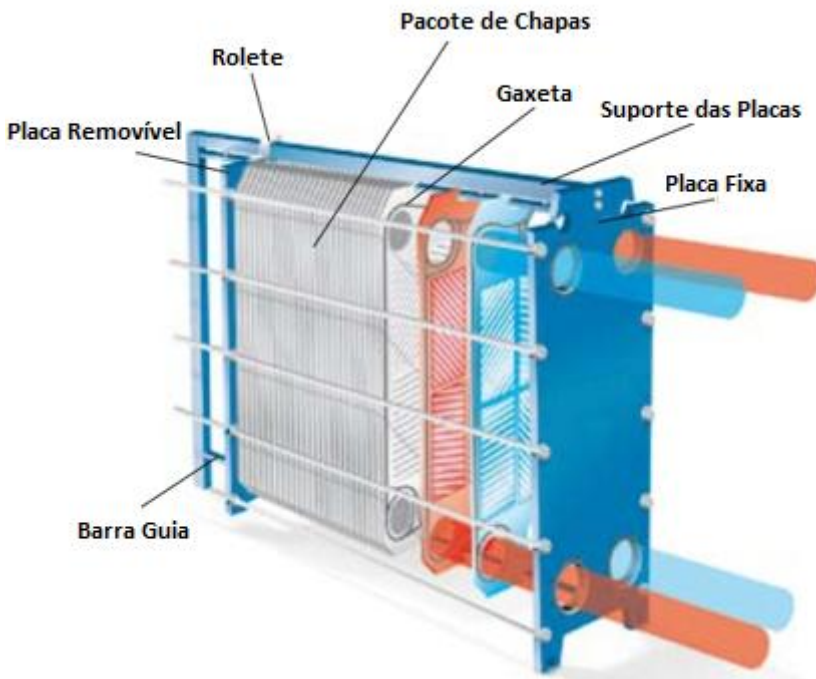
A seguir, são apresentadas características típicas do trocador de calor de placas. A superfície do *PHE* é corrugada (ou ondulada), o que permite uma maior área de troca de calor para uma determinada área transversal projetada. As ondulações também promovem maiores coeficientes de transferência de calor em relação a uma superfície lisa (ocorre perturbação das camadas limites térmica e hidrodinâmica, além da introdução de várias escalas turbulentas no escoamento médio). Energia e quantidade de movimento são transferidas de forma mais intensa pelas estruturas turbulentas conhecidas por “*eddies*” (Pope, 2000). O escoamento entre as placas onduladas é complexo, podendo ocorrer descolamento e reagrupamento das camadas limites além de recirculação. Essa complexidade promove, em geral, maiores coeficientes de troca de calor ao custo de maior potência de bombeamento. A dimensão principal do *PHE* é menor em relação à dimensão principal do casco-tubo em aplicações similares (20 a 30% menor). A transferência de calor é mais efetiva se comparada ao casco-tubo. Não há, em geral, necessidade de isolamento. É comum observar em alguns trocadores *PHE* placas fixadas por soldagem ou brasagem.

Na literatura, trocadores de calor do tipo placas são comumente classificados em:

- Trocador de calor gaxetado (*PHE*): o mais utilizado em diversas aplicações industriais. Possui placas retangulares seladas através de uma gaxeta. A pressão para garantir a vedação é oriunda de longos parafusos

que atravessam todo o ‘pacote’ de placas. Uma barra de suporte é usada na parte superior das placas para carregá-las quando os parafusos não estão fixados. Duas placas mais espessas são posicionadas no início e no final do ‘pacote’ de placas para promover maior aperto e rigidez no equipamento. Na figura 2.8, é exibido um modelo esquemático de um trocador gaxetado.

Figura 2.8. Modelo esquemático do trocador de calor de placa com gaxetas (PHE).



Fonte: www.jbj.co.uk/plate-heat-exchangers

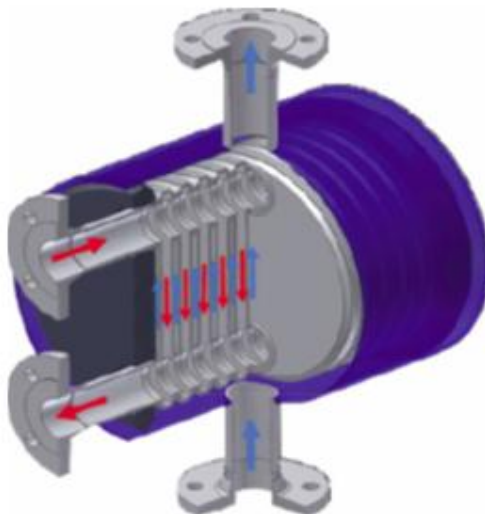
- Trocadores de calor brasados, *Brazed Plate Heat Exchangers* (BPHE): as placas são unidas com brasagem e não precisam de gaxetas para realizar a vedação, Yang *et al.* (2016). Suportam maiores pressões que o trocador gaxetado PHE. A dimensão principal do BPHE é inferior devido às limitações do processo de brasagem, Wang *et al.* (2007). São tipicamente usados na área de condicionamento de ar.

- Trocadores de calor semi-soldados de placas: foram criados pela necessidade de segurança no condicionamento térmico de produtos

químicos ou corrosivos. Esses são semelhantes aos trocadores gaxetados, mas apenas parte do trocador possui gaxetas. Duas placas são soldadas, enquanto o ‘pacote’ de placas é montado com gaxetas. A vedação é garantida através do aperto dos parafusos;

•Trocadores totalmente soldados: são formados por ‘pacotes’ de placas soldadas de forma intercalada até formar a dimensão requerida. Este trocador foi desenvolvido para aplicações que exigem altos níveis de pressão, emprego de fluidos corrosivos e até mesmo mais de dois fluidos de trabalho, ver Shah e Sekulić (2003). Um modelo de trocador totalmente soldado é o casco-placas, *Plate and Shell Heat Exchanger (PSHE)*. Esse suporta níveis de pressão maiores do que os usados nos *PHEs* convencionais; ver Freire e Andrade (2014). A peculiaridade do *PSHE* é que este trocador reúne características encontradas nos trocadores casco-tubo (como a capacidade de operar em altas pressões) associadas ao alto rendimento térmico dos trocadores de placas. Na figura 2.9, é exibido uma ilustração do trocador de calor casco-placas.

Figura 2.9. Ilustração de trocador de calor do tipo casco-placas.



Fonte: Freire e Andrade, 2014.

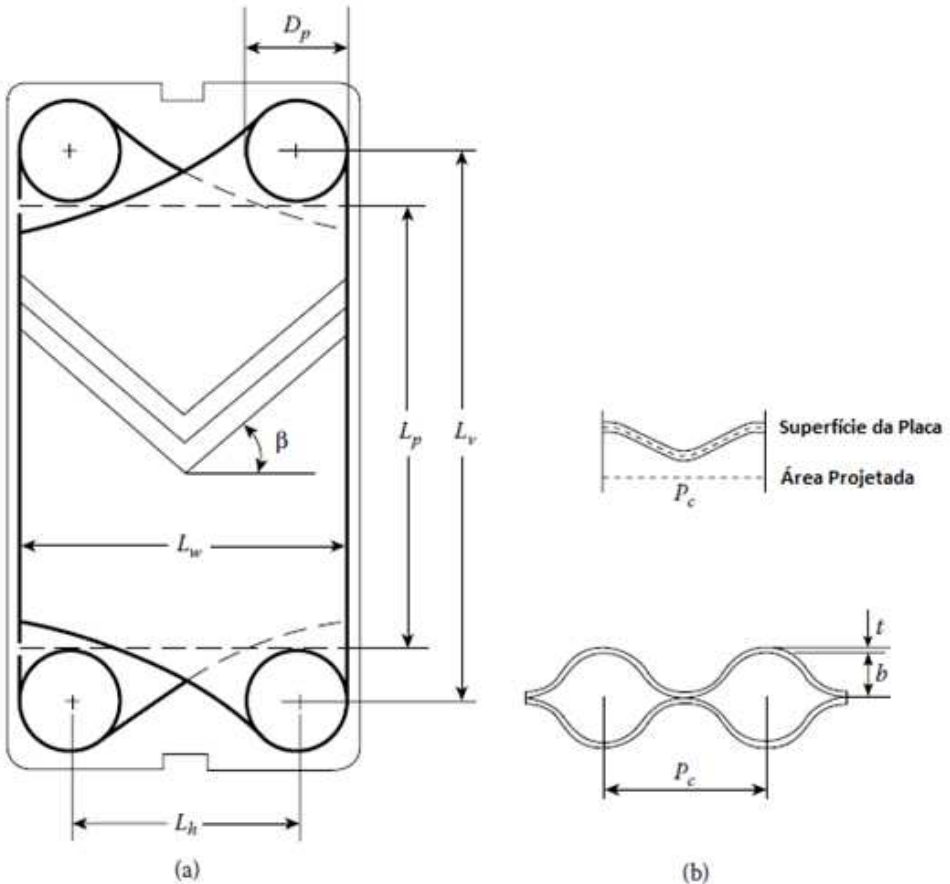
2.2 ASPECTOS GEOMÉTRICOS DAS PLACAS DOS TROCADORES *PHE* E *PSHE*

As placas dos trocadores do tipo *PHE* e *PSHE* são semelhantes em certos aspectos geométricos: rugosidade das placas, materiais

utilizados, ângulo entre placas (será posteriormente explicado), fator de alargamento (área total / área projetada) etc. Entretanto, a união entre placas e o formato da área transversal projetada são exemplos de disparidades entre esses dois trocadores de placas.

Uma das principais características do trocador *PHE* (ou trocador de placas gaxetado) é o ângulo formado pelas corrugações, conhecido como ângulo de *Chevron* (β). Na figura 2.10, são exibidos os principais parâmetros das placas em trocadores *PHE*.

Figura 2.10. Ilustração dos parâmetros geométricos usados em *PHEs*.



Fonte: Wang *et al.* (2007)

Na figura 2.10, os parâmetros apresentados são:

• Ângulo de *Chevron* (β): ângulo formado entre a linha da corrugação e a horizontal. Alguns autores usam a projeção vertical como referência; ver Asadi e Khoshkhoo (2014);

• Passo da corrugação (P_c);

• Amplitude da corrugação (b);

• Diâmetro da seção de entrada ou saída, também conhecida como diâmetro do *Port* (D_p);

• Comprimento vertical entre o centro dos *Ports* (L_v);

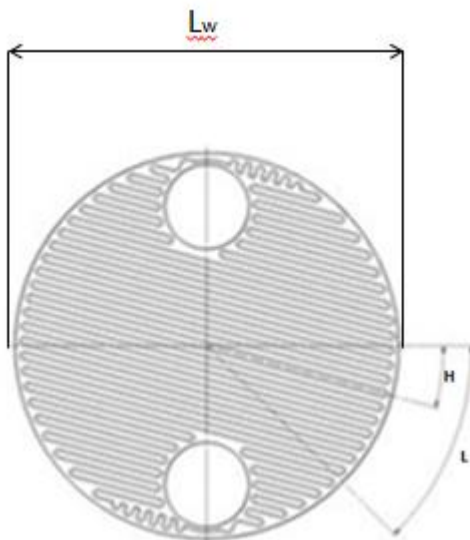
• Comprimento vertical entre *Ports* (L_p);

• Largura da seção máxima de escoamento (L_w);

• Largura horizontal entre o centro dos *Ports* (L_h).

Os parâmetros geométricos de *PSHEs* não são encontrados na literatura facilmente. Entretanto, a partir de catálogos de fabricantes algumas associações com o *PHE* podem ser feitas, tais como os parâmetros H ou L que podem ser associados com o ângulo de *Chevron*. Na Figura 2.11, é exibido um modelo esquemático de uma placa circular de um trocador *PSHE*.

Figura 2.11. Ilustração de placa circular de um trocador do tipo casco placas.



Fonte: protherma.co.id/gesmex-plate-shell-heat-exchangers

Apenas o parâmetro L_w foi acrescentado na figura 2.11, pois representa o diâmetro das placas. Vale ressaltar que os demais parâmetros empregados em placas dos trocadores gaxetados (D_p, L_p, L_v etc.) são os mesmos dos trocadores do tipo casco placas.

2.3 NÚMEROS ADIMENSIONAIS RELEVANTES EM TROCADORES DE CALOR

Os números adimensionais são usados nas mais diferentes aplicações da engenharia, permitindo a extrapolação de dados experimentais a aplicações nas quais testes não são possíveis. Os principais números adimensionais usados na análise e dimensionamento de trocadores de calor são (Russell *et al.*, 2008, Zohuri *et al.*, 2016, e Incropera *et al.*, 2007):

•Número de *Reynolds*: representa a razão entre as forças inerciais e viscosas:

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (2.1)$$

onde, G é a velocidade mássica (vazão mássica dividida pela seção transversal ao escoamento), D_h é o diâmetro hidráulico e μ é a viscosidade dinâmica.

•Número de *Nusselt*: é a razão entre transferência de calor por convecção e por condução em uma camada de fluido:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2.2)$$

onde h é o coeficiente de convecção e k é o coeficiente de condução.

•Número de Prandtl: representa a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade térmica:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.3)$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante.

•Número de *Stanton*: representa a razão entre o fluxo de calor na superfície sólida pelo fluxo de calor transportado pelo escoamento:

$$St = \frac{h}{G \cdot C_p} \quad (2.4)$$

•Fator de fricção: representa a razão entre a tensão de cisalhamento e a pressão dinâmica:

$$f = \frac{\mu \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}}{\frac{1}{2} \rho \cdot V_\infty^2} \quad (2.5)$$

onde $\frac{\partial v_x}{\partial y}$ é a o gradiente de velocidade axial na direção perpendicular à superfície e V_∞ é a velocidade de corrente livre.

•Número de *Schmidt*: é a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a difusividade molecular:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_{AB}} \quad (2.6)$$

onde D_{AB} é a difusividade mássica.

•Número de *Sherwood*: é o equivalente ao número de *Nusselt* nos processos de transferência de massa. É a razão entre transferência de massa por convecção e por condução em uma camada de fluido:

$$Sh = \frac{K' \cdot L}{D_{AB}} \quad (2.7)$$

Onde K' é o coeficiente de transferência de massa e L é um comprimento característico.

•Fatores de *Chilton* e *Colburn*: estabelecem analogia entre parâmetros de transporte de quantidade de movimento, massa e calor:

$$Jc = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (2.8)$$

$$Jm = \frac{Sh}{Re Sc^{1/3}} \quad (2.9)$$

onde os parâmetros Jc e Jm relacionam o fator de fricção com parâmetros de transferência de calor e massa, respectivamente.

•Número de unidades de transferência (NUT) - *number of transfer units (NTU)*: representa a razão entre a condutância térmica global e a capacidade térmica mínima entre os fluidos de trabalho:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.10)$$

onde U é o coeficiente de transferência de calor global, A é a área total de transferência de calor e C_{min} é a capacidade térmica mínima.

2.4 MÉTODOS USADOS NO DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS

Os métodos aplicados no dimensionamento de trocadores de calor convencionais também podem ser aplicados nos trocadores de placas. Os principais métodos usados são (Smith, 2005):

- Diferença de temperatura média logarítmica - *Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)*;

- Efetividade-NUT, mais conhecido como $\varepsilon - NTU$.

Pesquisadores como Wang e Sundén (2002) já propuseram outros métodos para análise e dimensionamento de trocadores de calor de placas. Entretanto, neste trabalho apenas os métodos *LMTD* e $\varepsilon - NTU$ serão usados, pois permitem comparação mais fácil com metodologias e dados da literatura.

Ambos os métodos podem ser usados na análise de trocadores já existentes assim como no dimensionamento de trocadores de placas. Entretanto, cada um deles apresenta vantagens quando o assunto é análise (*rating*) ou dimensionamento (*sizing*).

2.4.1 Método *LMTD* (Log Mean Temperature Difference)

As seguintes hipóteses são aplicadas no método *LMTD*: fluxo de calor ocorre apenas entre os fluidos de trabalho, regime permanente, calor específico constante para ambas as correntes e os coeficientes de transferência de calor podem ser representados por valores globais e constantes.

A modelagem do método é iniciada pela transferência de calor em um elemento de área infinitesimal dA (Smith, 2005):

$$dQ = U \cdot dA \cdot dT = U \cdot dA \cdot (T_q - T_f) \quad (2.11)$$

onde dQ é o diferencial de transferência de calor, dT é o diferencial de temperatura, e T representa a temperatura. Os subscritos q e f se referem a propriedades dos fluidos quente e frio, respectivamente.

Efetuando-se o balanço de energia entre os fluidos quente e frio; tem-se:

$$dQ = -C_q \cdot dT_q = C_f \cdot dT_f \quad (2.12)$$

onde C é a capacidade calorífica (ou térmica). C_q e C_f são determinados como:

$$C_f = C_{p,f} \cdot \dot{m}_f \quad (2.13)$$

$$C_q = C_{p,q} \cdot \dot{m}_q \quad (2.14)$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante e \dot{m} representa a vazão mássica.

Rearranjando as equações 2.11 e 2.12, obtém-se:

$$-U \cdot dA \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) = \frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} \quad (2.15)$$

Integrando a equação 2.15 sobre a área do trocador de placas e após algum rearranjo, obtém-se:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.16)$$

onde ΔT_{lm} é a diferença de temperatura média logarítmica. As diferenças de temperatura ΔT_1 e ΔT_2 são dadas pelas equações 2.17 e 2.18 para o arranjo paralelo, e pelas equações 2.19 e 2.20 para o arranjo contracorrente.

$$\Delta T_1 = T_{q,entrada} - T_{f,entrada} \quad (2.17)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,saída} - T_{f,saída} \quad (2.18)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,entrada} - T_{f,saída} \quad (2.19)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,saída} - T_{f,entrada} \quad (2.20)$$

Relações similares são utilizadas para o desenvolvimento de trocadores de calor de corrente cruzada e casco tubos com múltiplos

passes. Contudo, para estes casos, as expressões resultantes são mais complexas devido às particularidades do escoamento. Para tais casos, é conveniente utilizar o fator de correção F , que depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos ramais quente e frio:

$$\Delta T_{LMTD} = F \Delta T_{LMTD,CC} \quad (2.21)$$

onde $\Delta T_{LMTD,CC}$ é a diferença de temperatura média logarítmica para o caso de escoamento contracorrente. O fator de correção, F , representa a medida do desvio do ΔT_{LMTD} em relação ao caso contracorrente. Seus valores são tabelados e podem ser encontrados em livros sobre o tema (Shah, 2003).

Fatores de correção (F) para trocadores de calor do tipo *PHE* foram calculados por Kandlikar e Shah (1989) em arranjos do tipo contracorrente e paralelo, e em várias configurações de passes (variações de passes-simples – ver Figura 2 deste artigo – e variações de múltiplos passes: 2-1; 2-2; 3-1; 3-3; 4-1; 4-2; 4-4 - ver Figuras 3 a 7 - deste artigo). Entre as simplificações usuais ao método *LMTD*, vale ressaltar que as vazões foram consideradas uniformes em cada canal. Soluções tabulares foram fornecidas para F com razões de capacidade calorífica variando entre 0,5 e 2, NTU para a corrente 1 variando entre 0,2 e 10, um fator P (temperatura efetiva adimensional da corrente 1; ver equação 4 deste artigo) variando entre 0,1 e 1, e número de placas (N) variando de 3 a $N \rightarrow \infty$.

Nota-se, , que para configurações de trocadores semelhantes a atual aplicação (número de placas elevadas e variações de passes-simples), o valor de F se aproxima de 1. Em virtude das semelhanças entre trocadores do tipo *PHE* e *PSHE*, supõe-se que os valores de F possam ser utilizados como referência.

2.4.2 Método $\varepsilon - NTU$

Enquanto o método *LMTD* é comumente utilizado para calcular a área superficial de um permutador a partir de requisitos predeterminados de troca de calor, o método $\varepsilon - NTU$ é frequentemente utilizado para determinar taxas de transferência de calor e temperaturas de saída a partir de um trocador já especificado. Os pioneiros nesse tipo de método foram Kays e London (1955).

A efetividade em trocadores é expressa como a taxa de transferência de calor real, Q , dividida pela máxima taxa de transferência possível, $Q_{máximo}$:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{máximo}} \quad (2.22)$$

A máxima diferença de temperatura ($\Delta T_{máximo}$) é obtida em termos da maior diferença de temperatura no trocador ($T_{q,entrada} - T_{f,entrada}$). $\Delta T_{máximo}$ pode apenas ocorrer no fluido de menor capacidade calorífica. Dessa forma, obtém-se:

$$Q = \varepsilon \cdot C_{mínimo} \cdot (\Delta T_{máximo}) \quad (2.23)$$

Se C_f é igual a $C_{mínimo}$, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{C_q \cdot (T_{q,entrada} - T_{q,saida})}{C_{mínimo} \cdot (T_{q,entrada} - T_{f,entrada})} \quad (2.24)$$

Caso contrário, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{C_f \cdot (T_{f,saida} - T_{f,entrada})}{C_{mínimo} \cdot (T_{q,entrada} - T_{f,entrada})} \quad (2.25)$$

A taxa de transferência de calor real pode ser então obtida a partir de:

$$Q = \varepsilon \cdot C_{mínimo} \cdot (T_{q,entrada} - T_{f,entrada}) \quad (2.26)$$

Na análise de trocadores de calor, é conveniente introduzir a razão de capacidade calorífica, R :

$$R = \frac{C_{mínimo}}{C_{máximo}} \quad (2.27)$$

Relações para a efetividade são frequentemente baseadas nos parâmetros NTU (Eq. 2.10) e R (Eq. 2.27), na geometria do trocador de calor e no arranjo de fluxo. Equações para determinar a efetividade em arranjo de fluxo paralelo e contracorrente são apresentadas pelas equações 2.28 e 2.29, respectivamente:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1+R).NTU]}{1+R} \quad (2.28)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-R).NTU]}{1-R \cdot \exp[-(1-R).NTU]} \quad (2.29)$$

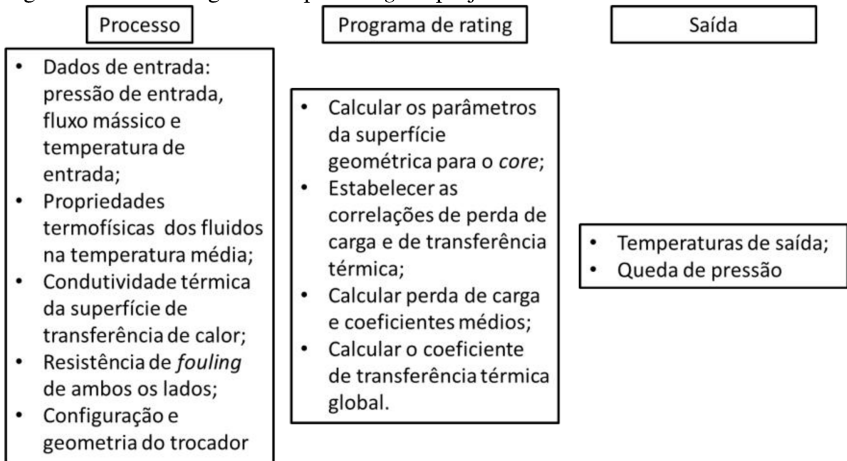
Variações do método $\varepsilon - NTU$ são comuns; *e.g.* método $P - NTU$. Esta variação é empregada principalmente para estimar fatores de correlação usados no método $LMTD$ quando o arranjo usado é do tipo multipasse (fluxo paralelo e contracorrente; ver Wang *et al.*, 2007).

2.5 PROJETO DE TROCADORES DE CALOR

Embora não exista um consenso na literatura, são frequentemente consideradas duas abordagens para o projeto de trocadores de calor: uma envolvendo a avaliação do desempenho térmico (*e.g.* popularmente conhecida como *rating*) e uma segunda envolvendo a determinação do tamanho físico do trocador de calor (*e.g.* conhecida como *sizing*); ver Shah e Sekulić (2003)

No projeto do tipo *rating*, o método $\varepsilon - NTU$ é comumente utilizado para processos de transferência de calor sem a mistura das correntes de fluido em arranjos com fluxo paralelo ou contracorrente. Alternativamente, o método $LMTD$ também pode ser empregado. São desejadas as temperaturas de saída e a perda de carga a partir da especificação das pressões, vazões mássicas e temperaturas de entrada, além das características construtivas do trocador de calor. A abordagem do método de *rating* é descrita de forma sistemática na figura 2.12.

Figura 2.12. Abordagem do tipo *rating* no projeto de trocadores de calor.



Fonte: Shah e Sekulić (2003).

O projeto do tipo *sizing* envolve a determinação do tamanho físico do trocador de calor; *i.e.* comprimento, largura, altura, área de troca etc. São dados de entrada: temperaturas, pressões e vazões mássicas de entrada e de saída. A partir do desempenho térmico desejado, são frequentemente selecionados o tipo de trocador, o arranjo de escoamento, a geometria da superfície e as dimensões principais do trocador. É possível a utilização de recursos de otimização para a determinação das dimensões do trocador de forma a se obter menor preço, número reduzido de canais, menor volume ocupado, perda de carga reduzida, menor peso ou área projetada etc.

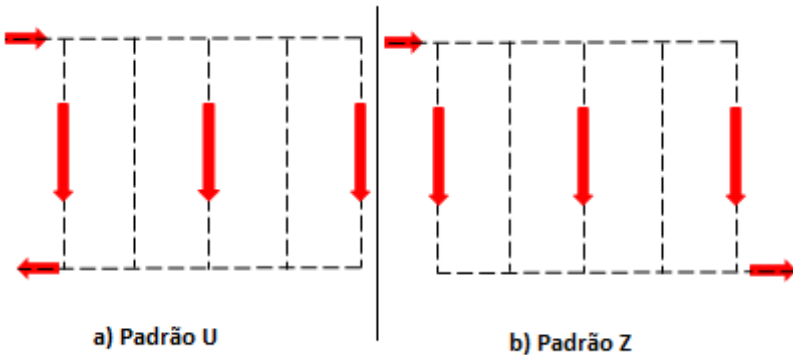
2.6 EFEITOS CAUSADOS PELA *MALDISTRIBUTION*

2.6.1 Distribuição mássica em *PHEs* e parte interna de *PSHEs*

Segundo Bassionouy e Martin (1983, a), o fluxo mássico não uniforme (*a.k.a. maldistribution*) em trocadores de calor de placas depende da velocidade do escoamento, do arranjo de fluxo, da seção de entrada, da seção transversal *etc.* Além disso, trocadores de calor podem apresentar fluxo uniforme quando novos e a má-distribuição pode surgir ao longo de sua vida útil a partir de fatores como deposição ou “*fouling*”. Uma das consequências é a redução do desempenho e da efetividade do trocador de calor (Bobbili *et al.*, 2005).

Em trocadores de placas gaxetadas, as configurações de *manifolds* podem gerar geometria de escoamento na forma de ‘U’ ou ‘Z’. Estas configurações dependem do projeto mecânico do trocador. O tipo ‘U’ é o mais comum entre os fabricantes e o mais relatado na literatura. Na configuração ‘U’ o escoamento entra horizontalmente e é dividido em canais verticais escoando a favor ou em oposição à direção da gravidade. Em seguida, o fluxo total é coletado no *manifold* de saída e sai do volume de controle na direção horizontal em sentido oposto ao de entrada. Já no padrão ‘Z’, o escoamento efetua quase o mesmo percurso saindo do volume de controle na direção horizontal e no mesmo sentido do escoamento de entrada; ver figura 2.13.

Figura 2.13. Configurações de *manifolds* encontrados em trocadores *PHE*.



Fonte: Autoria própria.

Estudos analíticos foram realizados com o intuito de modelar a má distribuição nos canais de trocadores *PHE*. Bassionouy e Martin (1983, a) propuseram o parâmetro m^2 , que pode ser positivo ou negativo. Quando positivo, a taxa de fluxo diminui na direção do *manifold* de entrada. No caso de m^2 negativo a taxa de fluxo aumenta na direção do coletor. O parâmetro m^2 é obtido a partir da solução da equação diferencial ordinária criada a partir das equações da conservação da massa e quantidade de movimento simplificadas para ramais de trocadores de placas. Na equação 2.30, o parâmetro m^2 é apresentado:

$$m^2 = \left[\left(\frac{2-\beta^*}{2-\beta^{**}} \right) \left(\frac{A_{ports}}{A_{ports}^*} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{2-\beta^{**}}{\xi_c} \right) \left(\frac{n_{fluido} A_{canal}}{A_{ports}} \right)^2 \right] \quad (2.30)$$

onde β^{**} é a razão média entre a componente de velocidade axial no *manifold* de entrada na entrada de um canal qualquer e a velocidade no *manifold* de entrada; β^* é a razão média entre a componente de velocidade axial no *manifold* de saída na saída de um canal qualquer e a velocidade no *manifold* de saída; A_{ports} é a área dos *ports* de entrada; A_{ports}^* é a área dos *ports* de saída; ξ_c é o coeficiente de resistência ao escoamento (ver equação 2.31); A_{canal} é a área de seção transversal do canal; n_{fluido} é o número de canais para determinado fluido.

$$\xi_c = 4f \frac{l_{ch}}{d_e} \quad (2.31)$$

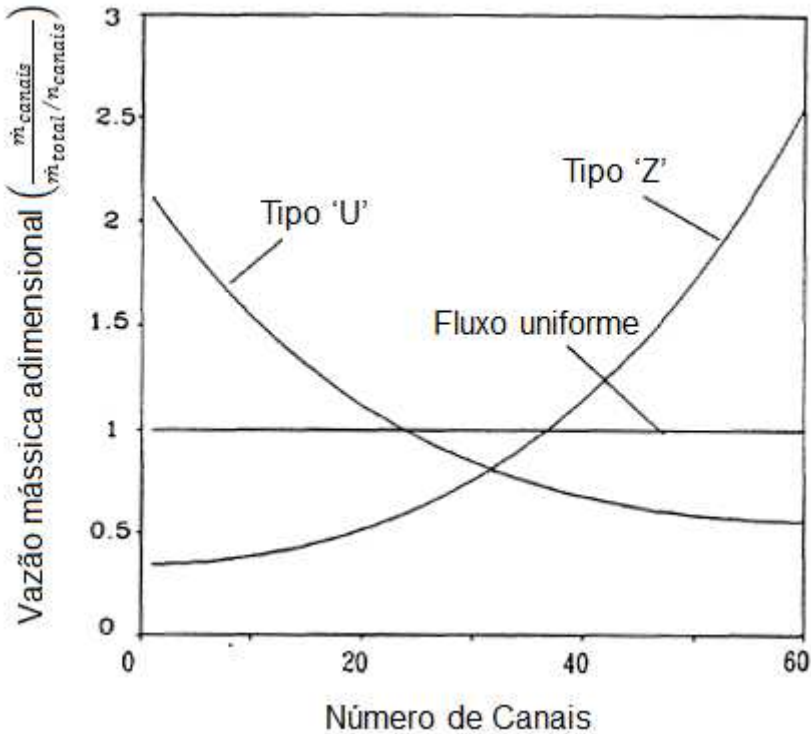
Na equação 2.31, o parâmetro l_{ch} é o comprimento do canal.

Quando a dimensão dos *ports* de entrada e saída são iguais, a equação 2.32 pode ser aplicada (ver Bobbilli et al., 2005):

$$m^2 = \left(\frac{1}{\xi_c}\right) \left(\frac{n_{fluido} A_{canal}}{A_{ports}}\right)^2 \quad (2.32)$$

Thonon *et al.* (1991) investigaram as distribuições mássicas resultantes das configurações do tipo ‘U’ e ‘Z’. Chegaram à conclusão que a má-distribuição deve ser levada em consideração em projetos de trocadores de calor. Os efeitos da má-distribuição poderiam ser reduzidos, segundo os mesmos, a partir de baixos números de *Reynolds* e da redução do número total de placas. Na figura 2.14, são apresentados perfis de má-distribuição encontrados por Thonon *et al.* (1991) em trocadores de calor de placas com configurações em ‘U’ e ‘Z’ para $70 < Re < 10000$, $2.3 < Pr < 55$ e $17 < Nu < 200$.

Figura 2.14. Má-distribuição em trocadores de placas com configurações do tipo 'U' e 'Z'.



Fonte: Thonon *et al* (1991).

Distribuição irregular de vazões também pode ser encontrada em *PSHEs*. A alimentação de um dos ramais é bastante semelhante ao que ocorre em *PHEs* como apresentado na figura 2.13. Dessa forma, má-distribuição poderia ocorrer de forma similar ao que foi apresentado na figura 2.14.

Quando os ports de saída e entrada são iguais, m^2 é positivo. As distribuições da vazão volumétrica adimensional para configurações do tipo 'U', $\dot{v}_{canal,u}$, e 'Z', $\dot{v}_{canal,z}$, podem ser obtidas através das equações 2.33 e 2.34, respectivamente; ver Bassiouny & Martin (1983, a, b):

$$\dot{v}_{canal,u} = m \frac{\cosh m(1-z)}{\sinh m} \quad (2.33)$$

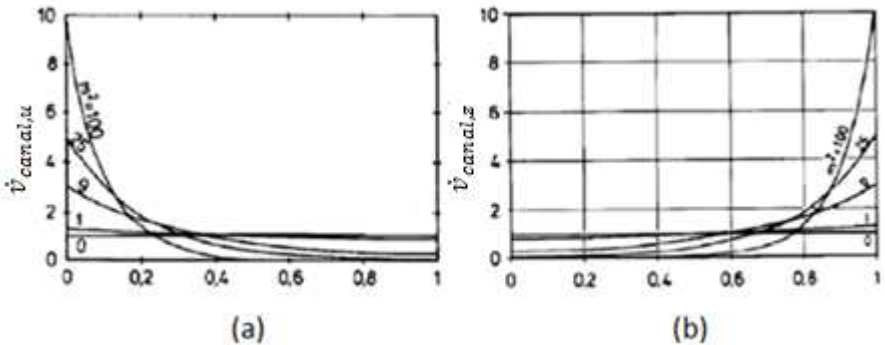
$$\dot{v}_{canal,z} = \frac{m}{\sinh m} \left[\cosh mz + \frac{\epsilon}{m^2} (\cosh mz - \cosh m(1-z)) \right] \quad (2.34)$$

onde, z é a distância horizontal adimensional ao longo do trocador de calor e ϵ é apresentado na equação 2.35:

$$\epsilon = \frac{(2-\beta^{**})}{\xi_c \left(\frac{A_{ports}}{n_{fluido} A_{canal}} \right)^2} \quad (2.35)$$

Na Figura 2.15, são apresentados os resultados analíticos obtidos por Bassiouny & Martin para configurações do tipo ‘U’ e ‘Z’ em trocadores de placas. Note que os resultados apresentados na Figura 2.15 exibem padrão similar aos obtidos por Thonon *et al.* (1991).

Figura 2.15. Resultados analíticos da *maldistribution* para configurações do tipo ‘U’ (a) e ‘Z’ (b) em trocadores de placas (PHE).



Fonte: Bassiouny & Martin (1983, a) e Bassiouny & Martin (1983, b).

As vazões mássicas em cada canal para as configurações em ‘U’, $\dot{m}_{canal,u}$, e ‘Z’, $\dot{m}_{canal,z}$, são obtidas a partir de:

$$\dot{m}_{canal,u} = \dot{v}_{canal,u} \dot{V}_{média} \rho_{média} \quad (2.36)$$

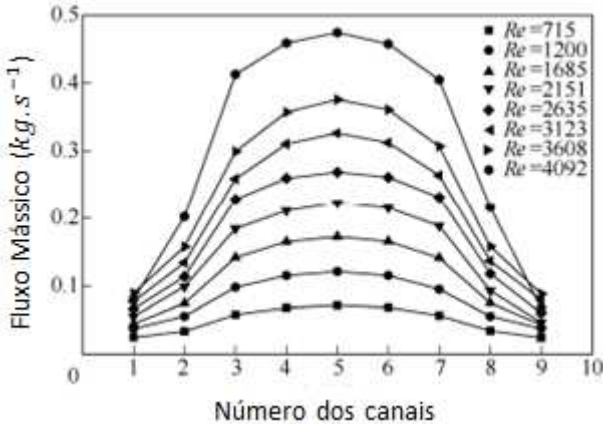
$$\dot{m}_{canal,z} = \dot{v}_{canal,z} \dot{V}_{média} \rho_{média} \quad (2.37)$$

onde $\dot{V}_{média}$ é a vazão volumétrica média dos canais do trocador de calor, e $\rho_{média}$ é a massa específica média.

2.6.2 Distribuição mássica no header de *PSHEs*

Má-distribuição também pode ocorrer no casco (*header* de entrada). Devido à geometria em forma de expansor, distribuições de vazão similares à distribuição normal foram observadas no lado do casco em *PSHEs* no estudo numérico realizado por Liu *et al.* (2015). Na Figura 2.16, são apresentados os resultados numéricos obtidos pelos mesmos para diferentes faixas de *Reynolds*. Note que a distribuição irregular é reduzida com a redução do número de *Reynolds*. Note também que as simulações foram realizadas para um número reduzido de placas.

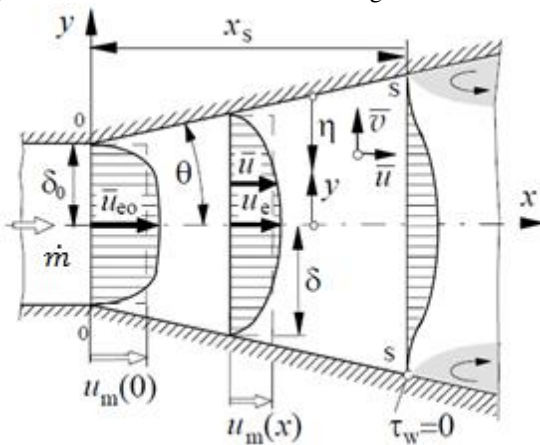
Figura 2.16. Distribuição mássica no lado do casco do trocador casco-placas (*PSHE*).



Fonte: Liu *et al.* (2015).

Na transição entre o duto que alimenta o casco externo e o próprio casco, há aumento da área transversal ao escoamento médio axial, provocando a desaceleração do escoamento médio. Em virtude de uma geometria de transição abrupta, zonas de recirculação nas laterais do casco são esperadas. É possível que o perfil de velocidade média numa projeção lateral ao casco se assemelhe ao encontrado num bocal divergente como ilustrado na Fig. 2.17. A velocidade média em canais próximos a paredes pode ser baixa em virtude do perfil de velocidade do bocal ou do desprendimento da camada limite para ângulos obtusos devido ao aumento da pressão estática na direção do escoamento médio.

Figura 2.17. Perfil de velocidade ao longo de um bocal divergente.



Fonte: Vujicic e Crnojevic, 2003.

As variáveis apresentadas na Figura 2.17 são descritas abaixo:

- δ_0 é a distância do centro do perfil de velocidades até a parede na entrada do bocal divergente;
- δ é a distância do centro do perfil de velocidades até a parede em uma posição axial qualquer do bocal;
- θ é o ângulo entre a linha de centro e a parede do bocal;
- \bar{u}_{e0} é a velocidade no centro do escoamento na entrada do bocal divergente;
- u_e é a velocidade no centro do escoamento em uma posição axial qualquer do bocal;
- u_m é a velocidade média no centro do escoamento em uma posição axial qualquer do bocal;
- x_s é a distância axial entre a entrada do bocal e o ponto do descolamento da camada limite;
- \dot{m} é a vazão mássica do escoamento;
- τ_w é a tensão de cisalhamento na parede;
- v é a componente de velocidade na direção y (origem no centro do bocal) ou na direção η (origem na parede do bocal).

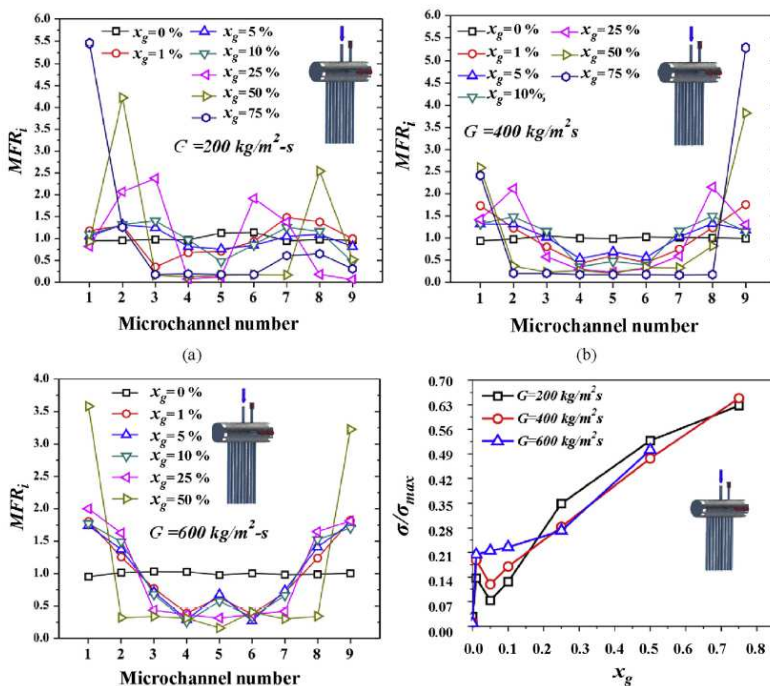
Soluções para escoamentos em bocais divergentes podem ser usadas para tentar quantificar a distribuição mássica na região do casco nos trocadores *PSHEs*. No trabalho de Vujicic e Crnojevic (2003), foram calculados perfis de velocidade em um difusor plano usando o

método integral para uma variedade de ângulos de difusor até a região na qual ocorre desprendimento da camada limite. A solução do escoamento em um difusor é obtida através das soluções das equações de Navier-Stokes média (RANS) e da continuidade, introduzindo um modelo de viscosidade turbulenta como apresentado por Boussinesq.

Outras variáveis podem influenciar a distribuição de vazões no casco do *PSHE*. Além dos parâmetros geométricos da transição ducto-casco e da transição casco-comprimento característico da seção transversal dos canais, as escalas turbulentas do escoamento podem promover modificações do perfil de velocidades.

A má-distribuição também já foi estudada de forma experimental em geometrias mais simplificadas, mas que podem ser comparadas com a geometria externa do trocador *PSHE*; ver, por exemplo, o trabalho relatado por Dario *et al.* (2015). Várias configurações foram testadas onde um *manifold* alimentado por um canal é dividido em nove canais de forma similar à alimentação externa do trocador *PSHE*; ver Fig. 2.18. Má-distribuição de água somente foi observada para escoamentos simultâneos de ar e água. No caso de escoamentos monofásicos ($x_g = 0$; título de gás igual a zero), a distribuição foi aproximadamente homogênea. Quando um canal obtém $MRF=1$, o mesmo obtém distribuição média de vazão.

Figura 2.18. Distribuição mássica experimental entre canais paralelos alimentados de forma similar ao trocador *PSHE*. G é a velocidade mássica, MFR_i é a razão de fluxo mássico em um canal i , σ é o desvio-padrão.



Fonte: Dario *et al.*, 2015.

Em razão das dificuldades de garantir a homogeneidade das vazões em condutos paralelos, várias pesquisas foram dedicadas a modificar configurações do “header” de entrada para obter vazões homogêneas em detrimento do aumento da perda de carga. Ver, por exemplo, as patentes de Humpolik & Staffa (1985), Humpolik *et al.* (1984, 1986), Burk, Salzer & Wolf (1994), Hughes, Struss & Boero (1992), Hummel *et al.* (1985), Schneider & Byrd (1991), Dorste, Ens & Heffner (1998), Osthues, Petz & Zeitvogel (1998). Uma revisão de elementos estáticos intrusivos para promover distribuição homogênea de vazões é encontrada em Baker (1991). Tais dispositivos são frequentemente encontrados em trocadores de calor e, dessa forma, também são justificadas avaliações de desempenho com o pressuposto de distribuição homogênea.

2.7 CORRELAÇÕES PARA PERDA DE CARGA EM PLACAS CORRUGADAS

Diversos pesquisadores desenvolveram modelos empíricos e semi-empíricos para tentar estimar a perda de carga nos *manifolds* e no núcleo dos trocadores de placas. Entre esses pesquisadores, Wang e Sundén (2002), Martín (1996), Kumar (1984) e Focke *et al.* (1985) forneceram correlações para o fato de atrito (f) e para o número de *Nusselt* (Nu).

A perda de carga total no trocador de calor pode ser obtida a partir da equação 2.29; ver Kakaç *et al.* (2012) e Wang *et al.* (2007):

$$\Delta P = \Delta P_{core} + \Delta P_{manifolds} + \rho \cdot g \cdot L \quad (2.38)$$

onde L é a altura total do escoamento entre entrada e saída. O primeiro termo no lado direito da igualdade na equação 2.29 é a perda de carga nas placas dos trocadores. O segundo termo é a perda de carga nos *manifolds*, enquanto o último termo está associado ao potencial gravitacional.

A perda de carga do ‘*core*’ ou das placas corrugadas dos trocadores *PHE* é o primeiro termo do lado direito da equação 2.29. A equação 2.30 exhibe a equação da perda de carga para apenas para as placas corrugadas.

$$\Delta P_{core} = \frac{4 \cdot f \cdot L_{efetivo} \cdot N_p \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho} \left(\frac{\mu}{\mu_{placa}} \right)^{-0.17} \quad (2.39)$$

onde D pode ser o diâmetro hidráulico D_h ou o diâmetro equivalente D_e , μ é a viscosidade dinâmica do fluido, μ_{placa} é a viscosidade dinâmica do fluido medido na temperatura média das placas, $L_{efetivo}$ é o comprimento efetivo de perda no *core* e N_p é o número de passes por fluido (nesse trabalho N_p é sempre um).

Em geral, as correlações para o fator de fricção f é estabelecido na seguinte forma:

$$f = a \cdot Re^b \quad (2.40)$$

onde os fatores a e b são obtidos experimentalmente.

2.8 CORRELAÇÕES PARA A PERDA DE CARGA EM *MANIFOLDS*

Na literatura são encontradas diferentes correlações para o cálculo da perda de carga em *manifolds* em trocadores de calor de placas. A equação 2.41 exhibe a perda de carga em *manifolds*; ver Shah & Sekulić (2003) e Kakaç *et al.* (2012):

$$\Delta P_{manifolds} = \frac{K.N_p.G^2}{2.D.\rho} \quad (2.41)$$

onde K é uma constante que pode variar entre 1.4 e 1.5.

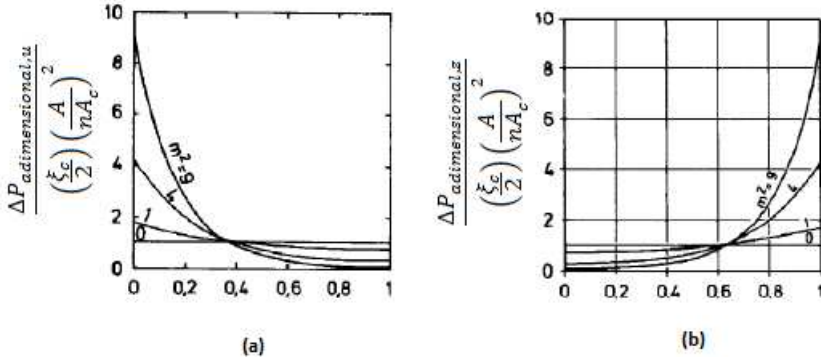
2.9 CORRELAÇÕES PARA PERDA DE CARGA COM DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES

Bassionouy e Martin (1983, a) investigaram a perda de carga em trocadores de calor de placas de forma analítica. De forma similar à revisão da seção 2.7 (baseada na distribuição mássica), a perda de carga foi descrita em forma adimensional. A perda de carga adimensional em cada canal é função do parâmetro m^2 e é apresentada nas equações 2.42 e 2.43 para as configurações em ‘U’ e ‘Z’ dos trocadores de placa, respectivamente. Esses resultados são apresentados de forma gráfica na figura 2.19.

$$\Delta P_{adimensional,u} = m^2 \frac{\cosh^2 m(1-z)}{\sinh^2 m} \left(\frac{\xi_c}{2}\right) \left(\frac{A_{ports}}{nA_{canais}}\right)^2 \quad (2.42)$$

$$\Delta P_{adimensional,z} = \frac{m^2}{\sinh^2 m} \left(\cosh mz + \frac{\epsilon}{m^2} (\cosh mz - \cosh m(1-z)) \right)^2 \left(\frac{\xi_c}{2}\right) \left(\frac{A}{nA_c}\right)^2 \quad (2.43)$$

Figura 2.19. Perda de carga adimensional nos canais, tipo 'U' (a) e 'Z' (b).



Fonte: Bassiouny & Martin (1983, a) e Bassiouny & Martin (1983, b).

A perda de carga dimensional para cada canal do trocador de calor é dada pelas equações 2.44 e 2.45.

$$\Delta P_u = \Delta P_{adimensional,u} \rho V_{port}^2 \quad (2.44)$$

$$\Delta P_z = \Delta P_{adimensional,z} \rho V_{port}^2 \quad (2.45)$$

onde V_{port} é a velocidade do escoamento nos ports.

2.10 CORRELAÇÕES PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS CORRUGADAS

Para estimar a troca de calor ou as temperaturas de saída, o número de *Nusselt* deve ser calculado. Através do número de *Nusselt*, os coeficientes de transferência de calor por convecção são calculados para posterior estimativa do coeficiente de transferência de calor global; ver a equação 2.46. Assim, como no caso do fator de fricção, diversos pesquisadores estabeleceram correlações empíricas e semi-empíricas para o número de *Nusselt* em trocadores de placas; ver Wang e Sundén (2002), Martin (1996), Kumar (1984) e Focke *et al.* (1985).

O coeficiente de transferência de calor global, U , é obtido através de:

$$U = \left(\frac{1}{h_{quente}} + \frac{1}{h_{frio}} + \frac{t}{k_{placa}} + R_{fouling,quente} + R_{fouling,frio} \right)^{-1} \quad (2.46)$$

onde o termo $R_{fouling}$ se refere à resistência adicional à transferência de calor devido à presença de *fouling* (incrustação ou deposição de material na superfície da placa durante a operação do trocador), e t é a espessura da placa.

Os números *Reynolds* e *Prandtl* para escoamentos em trocadores de placas são frequentemente relacionados ao número de *Nusselt* na forma da equação 2.47:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_{placas}} \right)^{0.14} \quad (2.47)$$

onde os coeficientes C , m e n são obtidos experimentalmente.

Variações das equações 2.46 e 2.47 são frequentemente observadas na literatura. É comum encontrar correlações associadas com outros parâmetros do trocador; *e.g.* fator de alargamento, ângulo de *Chevron etc.*

Na Tabela 2-1, são relatadas as condições de testes de algumas correlações encontradas na literatura para o fator de atrito e o número de *Nusselt*: faixas de *Reynolds*, fluidos de trabalho e os ângulos de *Chevron* usados. No apêndice D são apresentadas as correlações referentes à tabela 2-1.

Tabela 2-1. Resumo dos parâmetros usados nas correlações para o número de *Nusselt* e para o fator de fricção.

Correlações para número de <i>Nusselt</i> (Nu) e fator de atrito (f)					
	Ângulo de Chevron	Faixa de <i>Reynolds</i>	Fluido(s) Usado(s)	Variáveis	Ano
Savostin e Tikhonov	0° até 33°	200 até 4000	ar	Re, Pr	1976
Tovazhnyanski	0°, 45° e 60°	2000 até 25000	-	Re, Pr, Pr _w , β	1980
Kumar et al.	25° até 60°	-	-	Re, Pr, φ, β, μ, μ _w	1984
Focke et al.	30°, 45° e 60°	90 até 50000	-	Re, Pr	
Chisholm e Wanniarachchi	10° até 60°	1000 até 4000	-	Re, Pr, φ, β	1992
Heavner et al.	Não simétricos, 33° até 90°	400 até 10000	-	Re, Pr, φ, β, μ, μ _w	1993
Talik et al.	60°	10 até 11460	água/glicol água	Re, Pr	1995
Muley e Manglik	60°	20 até 210; Re ≥ 800	-	Re, Pr, μ, μ _w	1995
Martin	10° até 80°	Re < 2000 e Re ≥ 2000	água	Re, Pr, β, μ, μ _w	1996
Muley e Manglik	Não simétricos, 30° e 60°	20 < Re < 400 e Re ≥ 4000	água/óleo vegetal	Re, Pr, β, μ, μ _w	1997
Wang e Sundén	10° até 80°	Re < 2000 e Re ≥ 2000	-	Re, Pr, β, μ, μ _w	2003
Rao	10° até 80°	500 até 7000	-	Re, Pr, β, μ, μ _w	2005
Akturk et al.	30°	450 até 5250	água	Re, Pr, μ, μ _w	2011

Fonte: Autoria Própria.

2.11 CONCLUSÃO SOBRE MÁ-DISTRIBUIÇÃO EM TROCADORES DE PLACAS

Em virtude da revisão exposta acima, conclui-se que a má-distribuição de vazões pode afetar o comportamento térmico e também pode comprometer a estrutura do trocador de calor ao propiciar pressões e temperaturas mais elevadas em alguns pontos desse mesmo trocador. A determinação de locais preferenciais para falha (onde ocorrem as

maiores diferenças de pressão e temperatura) não é possível ao se adotar uma hipótese comumente aceita: distribuição regular de vazões.

O escoamento interno às placas de um trocador *PSHE* é aparentemente similar ao escoamento nos ramais de trocadores *PHE*. Dessa forma, imagina-se que as distribuições propostas por Bassionouy e Martin (1983a) possam ilustrar a distribuição de vazões em função das características do trocador (número de placas e geometria) e do escoamento de entrada no *manifold*. Contudo, trata-se apenas de uma hipótese.

O escoamento no lado externo às placas do *PSHE* possui uma geometria diferenciada. No trabalho numérico de Liu *et al.* (2015) em trocadores *PSHE* com número de placas reduzido, foram obtidas distribuições de vazão que lembram distribuições normais em trocadores. Porém, no trabalho experimental de Dario *et al.* (2015) em um arranjo que ligeiramente é similar à entrada do *manifold* externo do *PSHE*, foram obtidas distribuições próximas à distribuição uniforme. Vale ressaltar que é possível que existam várias possibilidades de distribuição de vazões em virtude dos parâmetros geométricos da transição duto-casco e da transição entre a escala geométrica do casco e o comprimento característico da seção transversal dos canais.

Conclui-se que:

1 – Há a necessidade de desenvolvimento de modelos para prever a má-distribuição interna e externa nos trocadores *PSHE*. Na avaliação da má-distribuição do lado interno do *PSHE*, o modelo desenvolvido por Bassionouy e Martin (1983a) pode ser adotado em virtude da semelhança com a alimentação dos *manifolds* do *PHE*. No lado externo do *PSHE*, uma adaptação das soluções de bocais divergentes pode ser uma possibilidade de solução de má-distribuição;

2 – Há a necessidade de investigação experimental da má-distribuição interna e externa em trocadores *PSHE*. Contudo, isso não é escopo para este trabalho;

3 – Há a necessidade de desenvolver modelo que possa revelar os locais mais propícios a falhas para trocadores *PHE* e *PSHE*.

3 METODOLOGIA

3.1 DETERMINAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES DE VAZÃO MÁSSICA

3.1.1 Determinação das distribuições mássicas para trocadores *PHEs* e lado interno de *PSHEs*

Nesta seção, será explicada a metodologia para determinar a distribuição de vazões mássicas em trocadores *PHEs* e no lado interno de *PSHEs*. A metodologia será baseada na modelagem desenvolvida por Bassionouy & Martin (1983, a; b). Através da vazão mássica média no trocador, é possível calcular o fator de fricção médio para então determinar a distribuição mássica em cada canal com configuração em ‘U’ ou ‘Z’ através das equações 2.32 a 2.37.

A solução obtida por Bassionouy & Martin (1983, a; b) é uma função contínua. Para um trocador com um determinado número de canais, a atribuição de uma vazão finita por canal pode promover diferenças entre a integração dessa função, \dot{m}_{total} , e o somatório de vazões atribuídas a cada canal, $\dot{m}_{total,calculada}$. O erro médio por canal associado à discretização das vazões mássicas, $erro_{distribuição}$, é obtido a partir de:

$$erro_{distribuição} = \frac{\dot{m}_{total,calculada} - \dot{m}_{total}}{n_{canais}} \quad (3.1)$$

onde n_{canais} é o número de canais do trocador. A soma entre a vazão mássica de cada canal ($\dot{m}_{canais,calculada}$) e o $erro_{distribuição}$ é definido como $\dot{m}_{canais,corrigida}$; ver Eq. (3.2):

$$\dot{m}_{canais,corrigida} = \dot{m}_{canais,calculada} + erro_{distribuição} \quad (3.2)$$

O erro médio por canal é adicionado (ou subtraído) de forma uniforme em cada canal. Dessa forma, o somatório das vazões em cada canal corresponde à integração da função determinada pelo método de Bassionouy & Martin (1983, a; b).

3.1.2 Determinação das distribuições mássicas para o lado externo de *PSHEs*

A determinação da distribuição mássica no lado externo do *PSHE* é realizada a partir de soluções para um bocal divergente. A geometria externa é simplificada de forma a se assemelhar a um bocal. O raio de saída ($R_{saída}$) e o ângulo do difusor ($\theta_{difusor}$) são obtidos através de:

$$R_{saída} = \frac{(b+t)Nt+b}{2} \quad (3.3)$$

$$\theta_{difusor} = \arctan\left(\frac{R_{saída}-\delta_0}{l}\right) \quad (3.4)$$

onde δ_0 é a distância do centro do perfil de velocidades até a parede na entrada do bocal divergente, l é a distância axial entre a entrada do bocal e a entrada nas placas do trocador, b , a amplitude da corrugação, t , a espessura da placa, e Nt , o número de placas.

Note que o raio ao longo do bocal, $\delta(x)$, varia de acordo com a Eq. (3.5). O número de *Reynolds* no bocal pode ser calculado através da Eq. (3.6) a partir da geometria de entrada (δ), de propriedades do fluido (μ) e da vazão mássica (\dot{m}).

$$\delta = \delta_0 + x \tan(\theta) \quad (3.5)$$

$$Re = \frac{2\dot{m}}{\pi\mu\delta} \quad (3.6)$$

As vazões são determinadas a partir do método apresentado por Vujicic e Crnojevic (2003). Os mesmos propuseram o método integral para cálculo do escoamento turbulento em difusores planos. A geometria e variáveis utilizadas são verificadas na seção 2.6.2.

Vujicic e Crnojevic (2003) descrevem o escoamento turbulento bidimensional através das equações de *Reynolds* e equação da continuidade. Para a solução do modelo, é adotada uma aproximação com polinômio de sexta ordem para o perfil de velocidade, u^+ , com base na viscosidade turbulenta (*Eddy viscosity*) e excluindo os termos ímpares para manter a simetria do perfil:

$$u^+ = a(x) + b(x)y^{+2} + c(x)y^{+4} + d(x)y^{+6} \quad (3.7)$$

onde os coeficientes do polinômio $a(x)$, $b(x)$, $c(x)$ e $d(x)$ são determinados abaixo.

Para permitir a solução do problema, são introduzidas variáveis adimensionais em função da velocidade de fricção, $u^*(x)$, e da viscosidade cinemática, ν :

$$u^* = \sqrt{\tau_w(x)/\rho} \quad (3.8)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} \quad (3.9)$$

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} = \delta^+ - \eta^+ \quad (3.10)$$

$$\delta^+ = \frac{\delta u^*}{\nu} \quad (3.11)$$

onde τ_w é a tensão de cisalhamento na parede e η é introduzida como:

$$\eta = \delta(x) - y \quad (3.12)$$

Os coeficientes do polinômio de sexta ordem, Equação 3.7, são calculados para as seguintes condições de contorno (ver Figura 2.15 para auxiliar a compreensão das variáveis):

1. Em $y = 0$, a velocidade é igual a \bar{u}_e e sua derivada em y é zero (Equação 3.13);
2. Velocidade nula nas paredes do duto (Equação 3.14);
3. Escoamento em regime permanente (Equação 3.15).

$$y = 0, \bar{u}(x, y) = \bar{u}_e(x), \partial \bar{u} / \partial y = 0 \quad (3.13)$$

$$y = \delta, \bar{u}(x, y) = 0, \bar{v}(x, y) = 0 \quad (3.14)$$

$$\dot{V} = 2 \int_0^\delta \bar{u} dy = \text{constante} \quad (3.15)$$

Aplicando as condições de contorno, os coeficientes da Equação 3.7 podem ser determinados pelas seguintes equações:

$$a(x) = u_e^+ \quad (3.16)$$

$$b(x) = \frac{-8q+5.25Re-0.0333\lambda\delta^{+3}}{\delta^{+3}} \quad (3.17)$$

$$c(x) = \frac{70q-52.5Re+0.667\lambda\delta^{+3}}{6\delta^{+6}} \quad (3.18)$$

$$d(x) = \frac{-4.76q+3.5Re-0.0778\lambda\delta^{+3}}{\delta^{+7}} \quad (3.19)$$

onde λ e q são as formas paramétricas definidas por:

$$\lambda = \frac{\bar{u}_e \bar{u}'_e}{\nu} \frac{\bar{u}_e^+}{\delta^{+2}} \quad (3.20)$$

$$q = \delta^+ \bar{u}_e^+ \quad (3.21)$$

Após rearranjo, obtém-se um sistema com três equações diferenciais (3.22, 3.23 e 3.24). As funções completas podem ser encontradas no apêndice do trabalho de Vujicic e Crnojevic (2003).

$$\frac{d\lambda}{dx} = f(x, \lambda, q, \delta^+) \quad (3.22)$$

$$\frac{dq}{dx} = g(x, \lambda, q, \delta^+) \quad (3.23)$$

$$\frac{d\delta^+}{dx} = h(x, \lambda, q, \delta^+) \quad (3.24)$$

Vujicic e Crnojevic (2003) propõem a solução do sistema de equações diferenciais através do método Runge-Kutta de quarta ordem (ver Figura 3.1), aplicável até o ponto de desprendimento da camada limite. As condições iniciais para solução do sistema são:

i.O escoamento se adapta à geometria na entrada do difusor, o que faz a derivada \bar{u}'_{e0} apresentar valor não nulo e, conseqüentemente, o parâmetro λ é também não nulo. Entretanto, este apresenta valores muito próximos a zero.

$$\lambda(0) \neq 0 \quad (3.25)$$

ii.O parâmetro de forma q será:

$$q(0) = \frac{Re}{2} (1 + 3.75\sqrt{C_f/2}) \quad (3.26)$$

iii.A condição inicial do raio adimensional δ^+ é definida por:

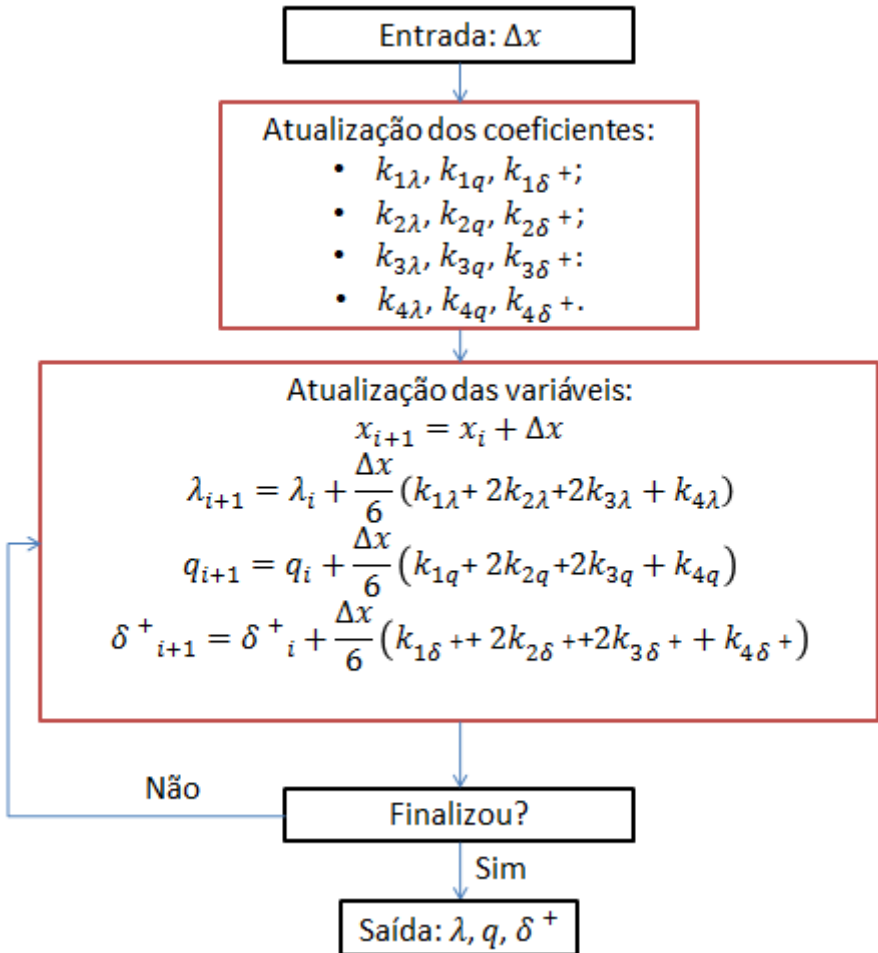
$$\delta^+(0) = \frac{Re}{2} \sqrt{C_f/2} \quad (3.27)$$

onde C_f é o coeficiente de atrito no difusor:

$$C_f(x) = 2\tau_w(x)/\rho u_m^2(x) = 2 \left(\frac{u^*}{u_m} \right)^2 \quad (3.28)$$

Ao resolver o sistema de equações, encontra-se o perfil de velocidade em função de *Reynolds* e da geometria do difusor.

Figura 3.1. Ilustração do método Runge-Kutta de quarta ordem aplicado em Vujicic e Crnojevic (2003).

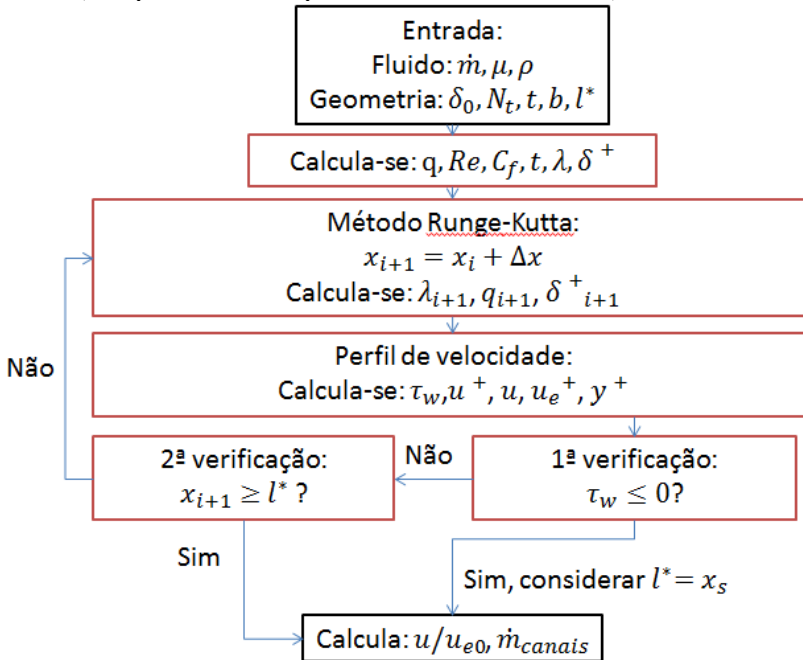


Fonte: Autoria Própria.

A partir dos dados de entrada no lado externo do trocador *PSHE* referentes ao fluido (\dot{m} , μ , ρ) e à geometria de entrada (δ_0 , l^* , b , t , N_t), e aplicando-se o método proposto por Vujicic e Crnojevic (2003), obtém-se o perfil de velocidades adimensional, u/u_{e0} , e, dessa forma, a distribuição de vazões na parte externa do *PSHE*, \dot{m}_{canais} . O fluxograma

da Figura 3.2 é apresentado de forma a explicar como a distribuição de vazões é obtida na parte externa do *PSHE*.

Figura 3.2. Método aplicado para calcular a distribuição mássica no lado externo do trocador casco-placas. l^* é a distância entre a entrada e a saída do difusor (ou o ponto ocorre desprendimento da camada limite).



Fonte: Autoria Própria.

O método é interrompido caso o descolamento da camada limite seja observado. Nesse caso, tem-se, $l^* = x_s$. Considera-se que o perfil de velocidades no ponto de desprendimento se manterá constante até a entrada do trocador.

3.2 MÉTODO DESENVOLVIDO

O método de avaliação dos trocadores de placas (*PHE* e *PSHE*) tem por objetivo principal determinar o desempenho térmico para diferentes condições de entrada; *e.g.* temperaturas, pressões e vazões. Também tem o intuito de auxiliar no dimensionamento e na seleção de geometria adequada, além de permitir a avaliação de questões estruturais

do trocador como os locais mais sucintos a trincas por fadiga térmica e/ou fadiga clássica, deformações e a possível influência térmica no fenômeno conhecido como *stress cracking*.

O pressuposto de distribuição regular de vazões para a determinação da temperatura e da pressão de saída é frequentemente utilizado em análises simplificadas de trocadores. A determinação dos campos de pressão e temperatura em todo o trocador admitindo-se distribuição irregular de vazões não é comum e tampouco trivial. Na presente abordagem, os canais intercalados por placas serão analisados como um trocador de calor único com vazões independentes e com fronteiras termodinâmicas definidas (ver a figura 3.3). O volume de controle contendo pares de canal será dividido em elementos discretos (nós) para o cálculo da temperatura e pressão local. A abordagem inicial será realizada a partir de um algoritmo contendo o método $\varepsilon - NTU$. Através desse método, a efetividade, a pressão e a temperatura de saída (ε , $P_{saída}$ e $T_{saída}$) serão obtidas a partir da vazão, pressão e temperatura de entrada ($\dot{m}_{entrada}$, $P_{entrada}$ e $T_{entrada}$). O cálculo dos campos locais de pressão e temperatura será baseado em método *LMTD*.

Inicialmente são especificados os dados de entrada para: os fluidos quente e frio (T, P e \dot{m}); o trocador ($b, \beta, f_i, t, N_t, k, L_v, T_w, L_w, D_p, F_{fouling}$); o algoritmo (Nós); o tipo de trocador de placas (*PHE* ou *PSHE*); o tipo de fluxo (paralelo ou contracorrente); e as correlações (Martin, Wang & Sunden, Kumar *et al.*, Focke *et al.* etc.). Informações sobre os parâmetros do trocador podem ser conferidos na seção 2.1 e sobre as correlações, na seção 2.10.

Em seguida, determinam-se as distribuições de vazão para cada canal dos fluidos quente e frio de acordo com as informações fornecidas na seção anterior. Para a determinação da distribuição de vazões em um *manifold* sem variação da geometria da seção transversal e com as placas perpendiculares ao *manifold*, recomenda-se a aplicação de método similar ao proposto por Bassiouny & Martin (1983, a). Para geometrias com variação da seção transversal e placas paralelas ao escoamento, recomenda-se a aplicação de um método similar a cálculos de vazões em bocais. Caso a distribuição de vazões seja conhecida *a priori*, pode-se optar por ajuste manual através de funções lineares e normais. Pode-se ainda admitir fluxo uniforme com o objetivo de comparar as disparidades entre os resultados obtidos a partir dessa hipótese tão usual na metodologia de projeto de trocadores e os resultados obtidos através de distribuição irregular de vazões.

Com a função de distribuição de vazões definida para cada fluido, definem-se os valores para o critério de convergência e selecionam-se os valores iniciais de efetividade e temperaturas médias que serão iterativamente corrigidas para cada canal.

Através da temperatura média, $T_{m\acute{e}dia}$, e da pressão de entrada, $P_{entrada}$, o calor específico (C_p) para o fluido quente e frio pode ser encontrado, e as capacidades caloríficas (C_f e C_q) calculadas (Eq. 3.29 e 3.30):

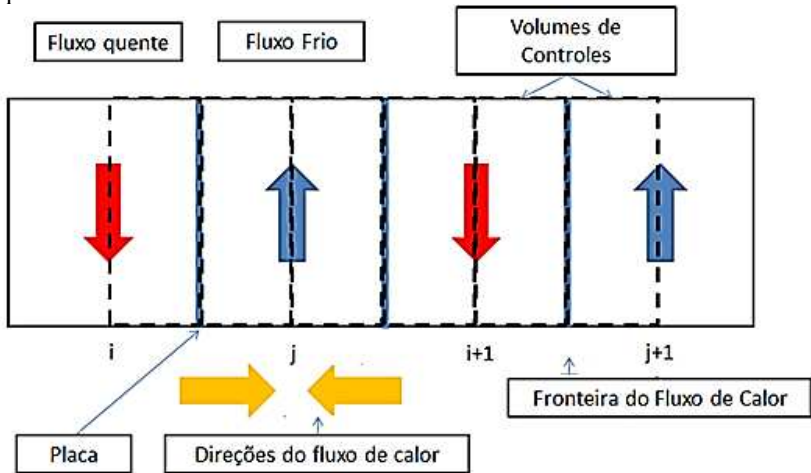
$$C_f = C_{p,f} \cdot \frac{\dot{m}_{f,canal}}{2} \quad (3.29)$$

$$C_q = C_{p,q} \cdot \frac{\dot{m}_{q,canal}}{2} \quad (3.30)$$

onde $\dot{m}_{f,canal}$ e $\dot{m}_{q,canal}$ são as vazões mássicas por canal de fluido frio e quente, respectivamente.

No método desenvolvido, a metade da vazão mássica de um canal é considerada na transferência de calor no volume de controle especificado (“o trocado independente” consiste da metade de um canal quente e da metade de um canal frio; ver figura 3.3 e equações 3.29 e 3.30). Calor é transferido de (setas vermelhas, fluido quente, elementos i e $i+1$) ou para (setas azuis, fluido frio, elementos j e $j+1$) cada elemento discreto do canal através das suas fronteiras (placas).

Figura 3.3. Ilustração da discretização de pares de canal como trocadores independentes. Cada “trocador independente” consiste da metade de um canal quente e da metade de um canal frio.



Fonte: Autoria Própria.

As temperaturas de saída para os fluidos quente e frio são obtidas através do balanço de energia entre os volumes de controle delimitados na figura 3.3; ver equações 3.31 e 3.32:

$$T_{q,saída} = T_{q,entrada} - \left(\frac{Q}{C_q} \right) \quad (3.31)$$

$$T_{f,saída} = T_{f,entrada} - \left(\frac{Q}{C_f} \right) \quad (3.32)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor obtida a partir da equação 2.22. As propriedades dos fluidos (C_p , ρ , μ , k e Pr) são calculadas a partir das temperaturas médias em cada canal. As propriedades da água são calculadas de acordo com a “*The International Association for the Properties of Water and Steam*” de 1997 (IAPWS, 1997) através do código de *MATLAB Xsteam*; ver Magnus Holmgren, 2006.

A velocidade mássica é, em seguida, calculada através das equações 3.33 e 3.34:

$$G_f = \left(\frac{\dot{m}_{f,canal}}{A_{transversal}} \right) \quad (3.33)$$

$$G_q = \left(\frac{\dot{m}_{q,canal}}{A_{transversal}} \right) \quad (3.34)$$

onde $A_{transversal}$ é a área transversal ao escoamento (Eq. 3.35):

$$A_{transversal} = b \cdot l \quad (3.35)$$

onde b é a distância média entre dois canais adjacentes e l é a largura da seção transversal (uniforme para trocadores de placas retangulares e variável para placas circulares ou elipsoidais). O número de *Reynolds* é calculado através do diâmetro equivalente ($D_e = 2b$):

$$Re_f = \frac{G_f \cdot D_e}{\mu_f} \quad (3.36)$$

$$Re_q = \frac{G_q \cdot D_e}{\mu_q} \quad (3.37)$$

Note que, em placas circulares ou elipsoidais, a velocidade mássica e o número de *Reynolds* precisam ser calculados ao longo do canal.

O fator de fricção (f) e o número de *Nusselt* (Nu) são calculados através das correlações para placas onduladas encontradas na literatura (ver seção 2.7 e 2.10). Como as correlações são dependentes da velocidade mássica ou do número de *Reynolds*; f e Nu também precisam ser calculados ao longo do canal para placas circulares ou elipsoidais. Posteriormente, os valores médios de f e Nu são obtidos através da ponderação com a área da placa:

$$Nu_{médio} = \frac{A_1 \cdot Nu_1 + A_2 \cdot Nu_2 + \dots + A_n \cdot Nu_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (3.38)$$

$$f_{médio} = \frac{A_1 \cdot f_1 + A_2 \cdot f_2 + \dots + A_n \cdot f_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (3.39)$$

onde A_i representa a área discretizada de transferência de calor e o índice n representa o número de elementos ou nós. Os valores locais de Nu e f são armazenados em matrizes e usados em etapas posteriores do algoritmo. O valor médio de Nu é então utilizado para calcular o coeficiente de convecção médio para cada canal; ver equação 3.40.

$$h = \frac{Nu_{\text{m\u00e9dio}} \cdot k}{D_e} \quad (3.40)$$

O coeficiente global de transfer\u00eancia de calor \u00e9 calculado atrav\u00e9s da equa\u00e7\u00e3o 3.41:

$$U = \left(\frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{t}{k_{\text{placa}}} + fouling \right)^{-1} \quad (3.41)$$

onde o termo *fouling* se refere \u00e0 resist\u00eancia adicional \u00e0 transfer\u00eancia de calor devido \u00e0 deposi\u00e7\u00e3o sobre placas.

O n\u00famero de unidades transferidas (*NTU*) \u00e9 dado por:

$$NTU = \frac{U \cdot A_{\text{placa}}}{C_{\text{min}}} \quad (3.42)$$

Para estimar a efetividade, ε , a raz\u00e3o de capacidades calor\u00edficas deve ser calculada atrav\u00e9s da equa\u00e7\u00e3o 2.27. A efetividade depender\u00e1 do arranjo de fluxo m\u00e1ssico no trocador (paralelo ou contracorrente); ver equa\u00e7\u00f5es 2.28 e 2.29. Ao final dos c\u00e1lculos efetuados, os crit\u00e9rios de converg\u00eancia baseados nas temperaturas de sa\u00edda e na efetividade s\u00e3o verificados de acordo com:

$$Erro_{\text{efetividade}} = \frac{\varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}}{\varepsilon_i} \quad (3.43)$$

$$Erro_{T_{q,\text{sa\u00edda}}} = \frac{T_{q,\text{sa\u00edda},i} - T_{q,\text{sa\u00edda},i-1}}{T_{q,\text{sa\u00edda},i-1}} \quad (3.44)$$

$$Erro_{T_{f,\text{sa\u00edda}}} = \frac{T_{f,\text{sa\u00edda},i} - T_{f,\text{sa\u00edda},i-1}}{T_{f,\text{sa\u00edda},i-1}} \quad (3.45)$$

onde $Erro_{\text{efetividade}}$ \u00e9 o erro relativo entre a efetividade atual, ε_i , e a efetividade na rotina anterior, ε_{i-1} ; $Erro_{T_{q,\text{sa\u00edda}}}$ \u00e9 o erro relativo entre a temperatura de sa\u00edda do fluido quente atual, $T_{q,\text{sa\u00edda},i}$, e a temperatura de sa\u00edda do fluido quente na rotina anterior, $T_{q,\text{sa\u00edda},i-1}$; e $Erro_{T_{f,\text{sa\u00edda}}}$ \u00e9 o erro relativo entre a temperatura de sa\u00edda do fluido frio atual, $T_{f,\text{sa\u00edda},i}$, e a temperatura de sa\u00edda do fluido frio na rotina anterior, $T_{f,\text{sa\u00edda},i-1}$.

O critério de convergência adotado foi de $10^{-6}\%$ para os erros relativos de temperatura e de efetividade. Esse valor foi adotado por ser usualmente aplicado em problemas numéricos. Após a convergência ser atingida em um canal, a rotina é aplicada aos canais subsequentes até que a efetividade e as temperaturas de saída sejam calculadas para todos os canais do trocador. Ao final do processamento, os valores médios de $f, Nu, h, U, NTU, R, \varepsilon$ e as temperaturas de saída para cada canal dos fluidos quente e frio são armazenados em matrizes.

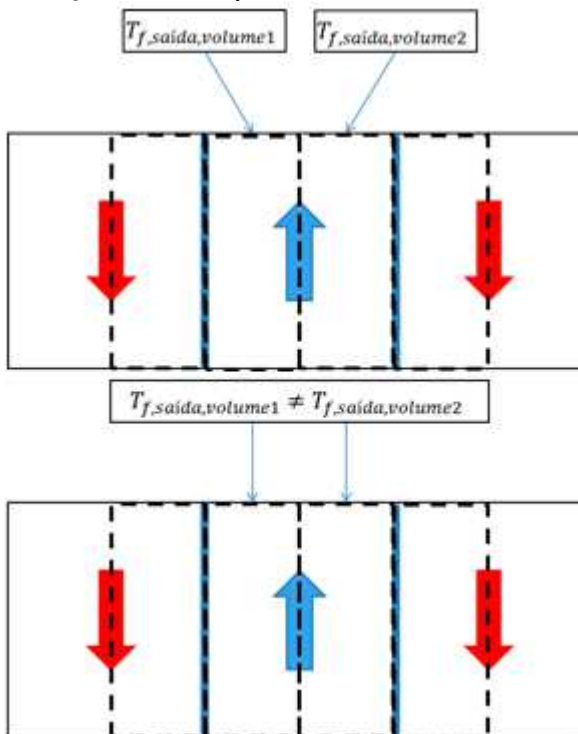
Em virtude das limitações do método adotado, as discontinuidades nas temperaturas de saída são corrigidas através de uma média ponderada com o calor específico. Esta etapa é necessária, pois cada canal possui duas temperaturas estimadas (veja a figura 3.4). Apenas um valor de temperatura é adotado para a saída de cada canal após o cálculo da média ponderada com as temperaturas de saída e os valores de calor específico determinados para cada metade de canal; ver equações 3.46 e 3.47:

$$T_{f,saída,canal} = \frac{T_{f,saída,volume\ 1} \cdot C_{p,1} + T_{f,saída,volume\ 2} \cdot C_{p,2}}{C_{p,1} + C_{p,2}} \quad (3.46)$$

$$T_{q,saída,canal} = \frac{T_{q,saída,volume\ 1} \cdot C_{p,1} + T_{q,saída,volume\ 2} \cdot C_{p,2}}{C_{p,1} + C_{p,2}} \quad (3.47)$$

onde $T_{f,saída,canal}$ e $T_{q,saída,canal}$ são as temperaturas finais de saída dos fluidos frio e quente; $T_{f,saída,volume\ 1}$ e $T_{f,saída,volume\ 2}$ são as temperaturas de saída para cada metade do canal de fluido frio; e $T_{q,saída,volume\ 1}$ e $T_{q,saída,volume\ 2}$ são as temperaturas de saída para cada metade do canal de fluido quente. $C_{p,1}$ e $C_{p,2}$ são os valores de calor específico para cada metade do canal.

Figura 3.4. Ilustração da limitação do método utilizado: cada metade de canal possui uma temperatura de saída. A temperatura final de saída é uma ponderação entre as temperaturas de saída e os valores de calor específico.

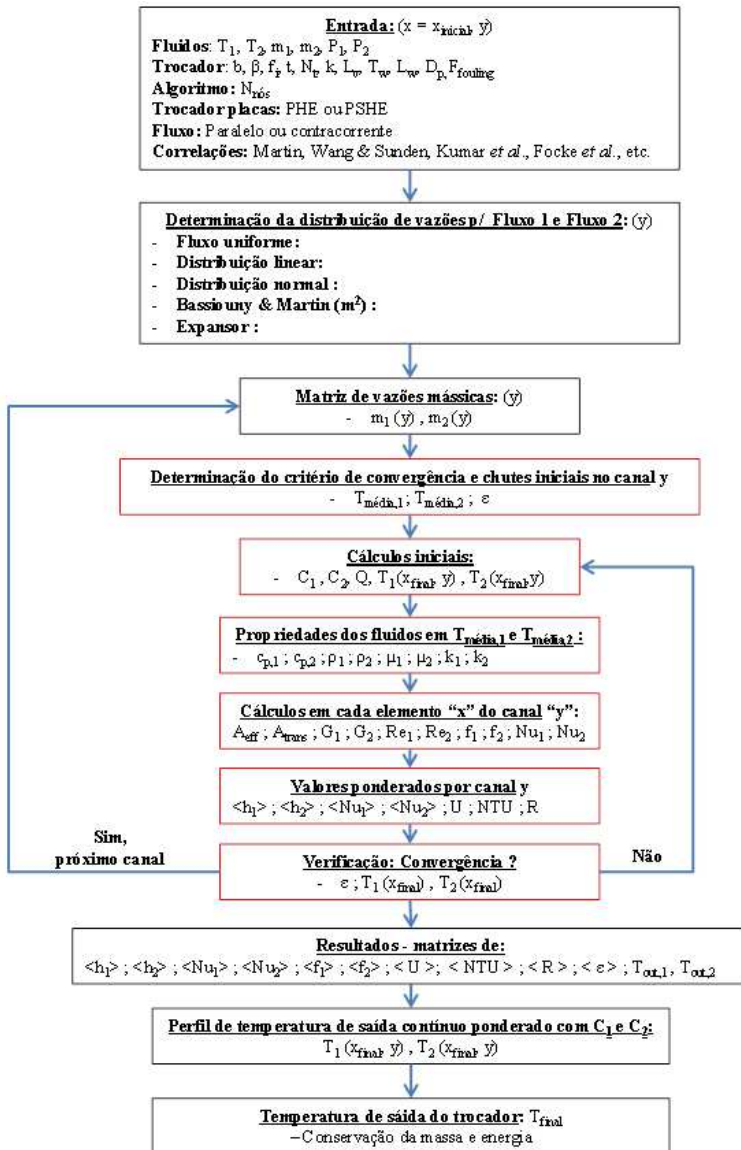


Fonte: Autoria Própria

O final da primeira rotina do algoritmo é atingido ao se aplicar as equações da conservação da massa e da energia para determinar as temperaturas de saída do trocador.

Na figura 3.5, é exibido o fluxograma do método desenvolvido desde a entrada de dados até a estimativa das temperaturas de saída do trocador. A coordenada x se refere ao espaço discretizado em um determinado canal, e a coordenada y , a localização de um canal qualquer. As demais variáveis já foram definidas anteriormente. Após calcular as temperaturas de saída e a efetividade para cada volume de controle, as variações de temperatura ao longo dos canais e das placas podem ser estimadas.

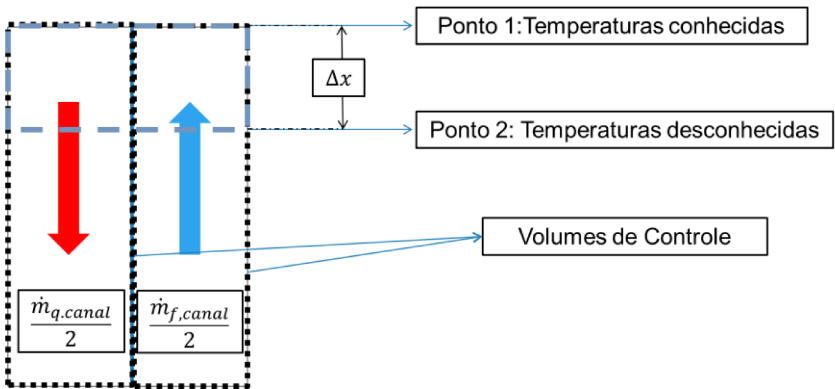
Figura 3.5. Fluxograma do algoritmo de determinação da temperatura de saída para cada canal em trocadores *PHE* ou *PSHE*; método ϵ -NTU:



Fonte: Autoria Própria.

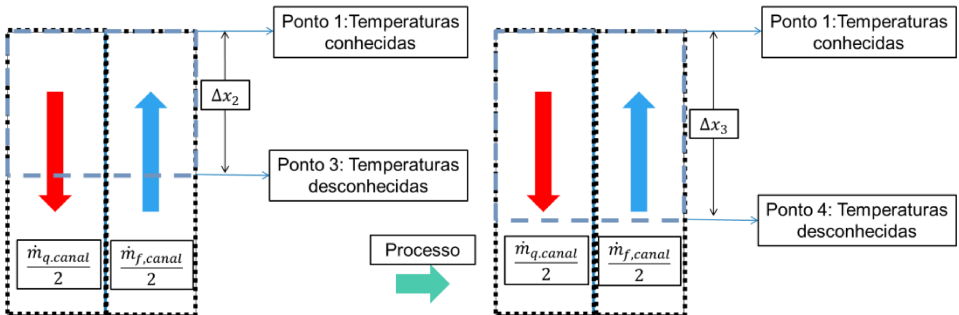
Na nova etapa, o método *LMTD* é utilizado, pois as temperaturas de saída já são conhecidas. Nesta etapa do método desenvolvido, os cálculos são realizados através do aumento incremental de área em cada comprimento discreto Δx (ver figuras 3.6 e 3.7). Na figura 3.6, é ilustrada a primeira etapa do processo para o fluxo contracorrente e com a especificação da variação longitudinal Δx , além da descrição da vazão mássica de cada volume de controle ($\dot{m}_{q,canal}/2$ e $\dot{m}_{f,canal}/2$). Na figura 3.7, são exibidos os processos executados após a primeira etapa (exibida na figura 3.6).

Figura 3.6. Ilustração da aplicação do método *LMTD* na primeira etapa de cálculo.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 3.7. Ilustração da aplicação do método *LMTD* na segunda e terceira etapas de cálculo. Note que as áreas de cálculo, são aumentadas de forma incremental.



Fonte: Autoria Própria.

As propriedades do fluido em cada canal (C_p , ρ , μ , k e Pr) são calculadas a partir das temperaturas médias já conhecidas. Cálculos das variáveis ($A_{efetiva}$, G , Re , f , h , Nu) são realizados para cada volume finito "x" em cada corrente até o final de cada placa "y". O número de *Nusselt* já foi estimado e armazenado no método anterior ($\varepsilon - NTU$) e é então usado para calcular o coeficiente de transferência de calor U localmente. O algoritmo é executado em cada canal de acordo com o número de nós determinados pelo usuário. Ao final, obtêm-se os perfis de temperatura em um determinado par de canais: $T_1(x)$ e $T_2(x)$ e segue-se para o próximo par de canais.

Após percorrer todo o trocador, uma matriz é obtida com a temperatura dos fluidos em todo o trocador: $T_1(x, y)$ e $T_2(x, y)$; note que aqui os índices 1 e 2 representam fluido 1 e 2 (em algumas passagens e figuras os índices 1 e 2 foram utilizados para especificar a metade de um elemento no mesmo canal). Após esses procedimentos, uma nova correção das temperaturas ao longo de cada canal é necessária conforme explicado nessa seção (veja a figura 3.4). Portanto, as equações 3.48 e 3.49 são modificadas para adequação a esta etapa do processo:

$$T_{f,i,canal} = \frac{T_{f,i,volume\ 1} \cdot C_{p,1} + T_{f,i,volume\ 2} \cdot C_{p,2}}{C_{p,1} + C_{p,2}} \quad (3.48)$$

$$T_{q,i,canal} = \frac{T_{q,i,volume\ 1} \cdot C_{p,1} + T_{q,i,volume\ 2} \cdot C_{p,2}}{C_{p,1} + C_{p,2}} \quad (3.49)$$

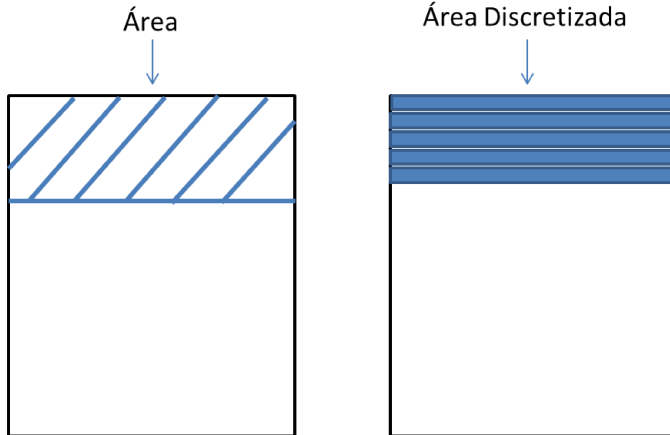
onde $T_{f,i,canal}$ e $T_{q,i,canal}$ são as temperaturas dos fluidos frio e quente do nó i por canal; $T_{f,i,volume\ 1}$ e $T_{f,i,volume\ 2}$ são as temperaturas dos volumes de controle do nó i para o fluido frio; e $T_{q,i,volume\ 1}$ e $T_{q,i,volume\ 2}$ são as temperaturas dos volumes de controle do nó i para o fluido quente. $C_{p,1}$ e $C_{p,2}$ são os valores de calor específico para os volumes de controle 1 e 2. Nas figuras 3.8 e 3.9 são exibidas ilustrações das discretizações usadas nos volumes de canais com placas retangulares (*PHE*) e com placas circulares (*PSHE*).

Através do método *LMTD*, cada volume de canal é dividido em volumes discretos. Cada volume é igual no *PHE*, enquanto os volumes do *PSHE* precisam de correção. Nesse caso, a largura é corrigida em

cada volume, modificando como consequência a área de seção transversal ao escoamento e a área efetiva de troca de calor.

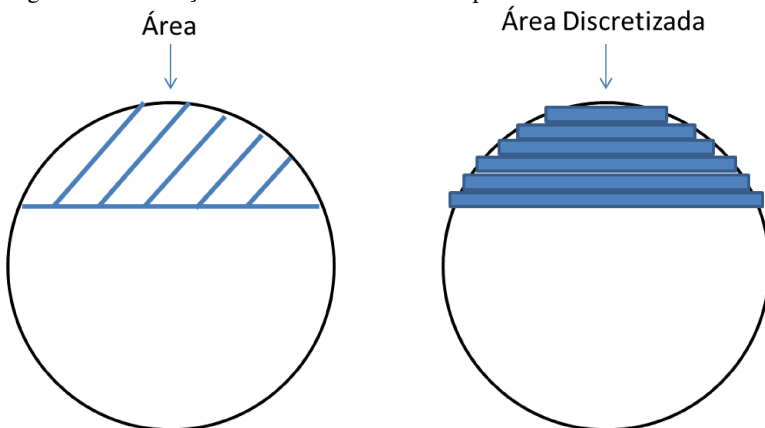
Finalizados os cálculos dos campos de temperatura para cada fluido, a matriz de resistências térmicas locais é calculada. A associação de resistências térmicas é ilustrada com o auxílio da figura 3.10.

Figura 3.8. Ilustração da área discretizada em placas retangulares.



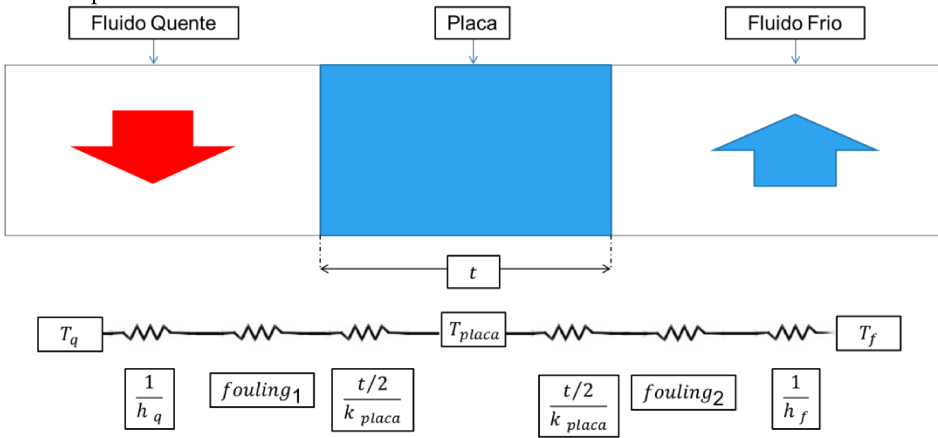
Fonte: Autoria Própria.

Figura 3.9. Ilustração da área discretizada em placas circulares.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 3.10. Ilustração da associação de resistências térmicas através de uma placa. A espessura e a condutividade térmica da placa são t e k_{placa} , respectivamente.



Fonte: Autoria Própria.

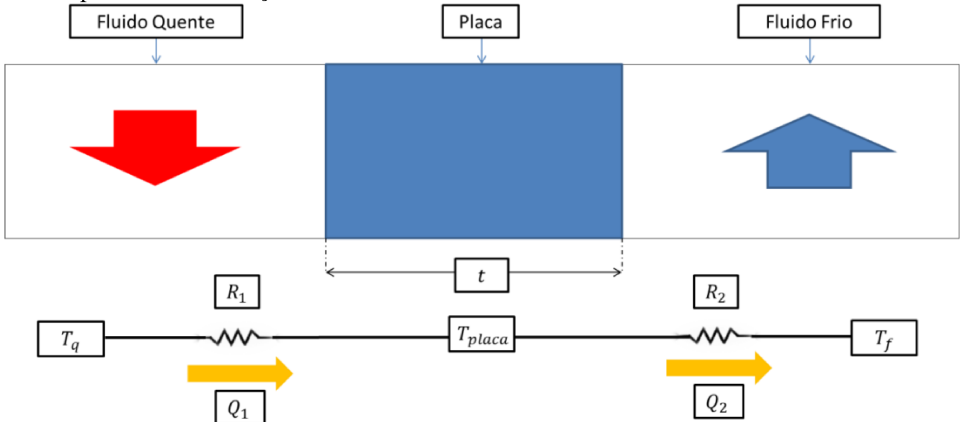
Na Figura 3.10, T_{placa} é a temperatura local de uma placa qualquer. Os coeficientes de convecção já foram calculados nas etapas anteriores. As resistências térmicas são descritas através de:

$$R_1 = \frac{1}{h_q} + \frac{t/2}{k_{placa}} + fouling_1 \quad (3.50)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_f} + \frac{t/2}{k_{placa}} + fouling_2 \quad (3.51)$$

Na figura 3.11 é exibida uma ilustração da associação das resistências térmicas R_1 e R_2 , e da direção dos fluxos de calor Q_1 e Q_2 , atuando em uma placa qualquer do trocador de calor.

Figura 3.11. Ilustração da associação de resistências térmicas através de uma placa. Note a direção do fluxo de calor.



Fonte: Autoria Própria.

As taxas de transferência de calor podem ser calculadas como:

$$\dot{Q}_1 = R_1^{-1} \cdot (T_q - T_{placa}) \quad (3.52)$$

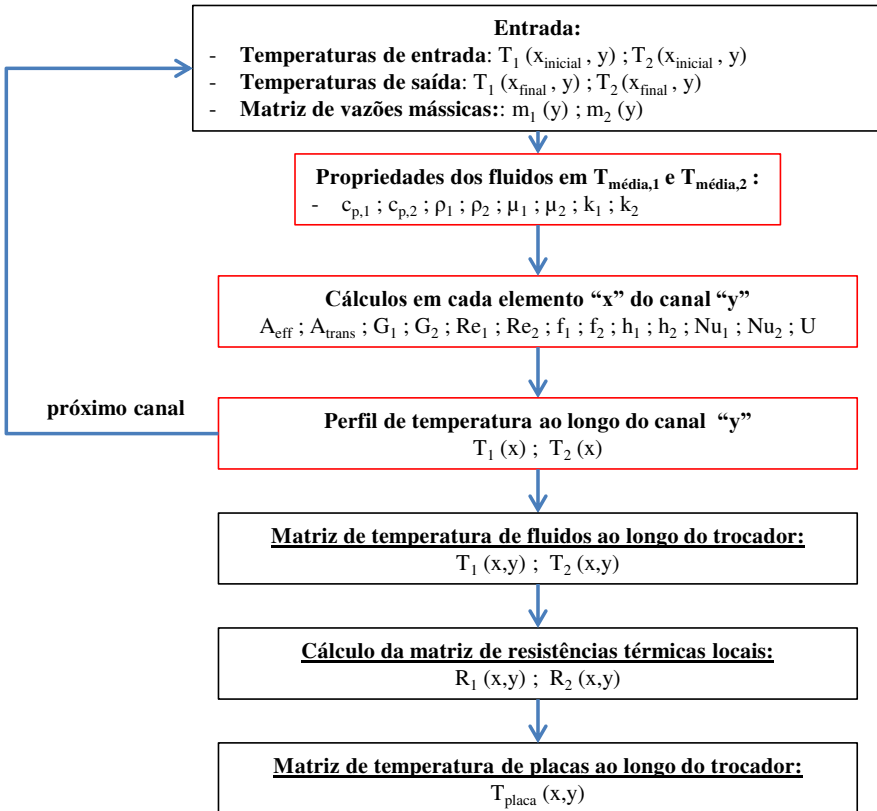
$$\dot{Q}_2 = R_2^{-1} \cdot (T_{placa} - T_f) \quad (3.53)$$

Igualando-se as equações 3.52, 3.53 e isolando T_{placa} , obtém-se a equação para a temperatura local da placa:

$$T_{placa} = \frac{\frac{R_2}{R_1} T_q + T_f}{\frac{R_2}{R_1} + 1} \quad (3.54)$$

Note que algumas correlações necessitam da viscosidade na temperatura média das placas. A presente metodologia oferece uma alternativa para esse tipo de correlação. Na figura 3.12 é exibido o fluxograma utilizado com o método *LMTD* para estimar as temperaturas locais dos fluidos e placas para os trocadores de calor do tipo placas.

Figura 3.12. Fluxograma de determinação dos campos de temperatura dos fluidos e placas projetados em plano lateral para trocadores de placas, baseado em método *LMTD*.



Fonte: Autoria Própria

Após a execução das etapas descritas no fluxograma, são calculadas quantidades médias e representativas do trocador de placas: efetividade média, transferência de calor total (W), transferência de calor por unidade de volume do trocador (W/m^3), transferência de calor por metro quadrado (W/m^2), transferência média de calor por placa (W/n_{placas}), pressão média de saída, *Reynolds* médio, Coeficiente global de transferência de calor ($W/K m^2$), fator de fricção médio; ver equações 3.55, 3.56, 3.57, 3.58, 3.59, 3.60, 3.61 e 3.62:

$$\varepsilon_{m\acute{e}dia} = \frac{\varepsilon_{placa\ 1} + \varepsilon_{placa\ 2} + \varepsilon_{placa\ 3} + \dots + \varepsilon_{placa\ n}}{n_{placas}} \quad (3.55)$$

$$Q_{total} = Q_{placa\ 1} + Q_{placa\ 2} + Q_{placa\ 3} + \dots + Q_{placa\ n} \quad (3.56)$$

$$Q_{placa} = \frac{Q_{placa\ 1} + Q_{placa\ 2} + Q_{placa\ 3} + \dots + Q_{placa\ n}}{Volume_{trocador}} \quad (3.57)$$

$$Q_{m^2} = \frac{Q_{placa\ 1} + Q_{placa\ 2} + Q_{placa\ 3} + \dots + Q_{placa\ n}}{A_{trocador}} \quad (3.58)$$

$$Q_{n_{placas}} = \frac{Q_{placa\ 1} + Q_{placa\ 2} + Q_{placa\ 3} + \dots + Q_{placa\ n}}{n_{placas}} \quad (3.59)$$

$$Re = \frac{Re_1 + Re_2 + Re_3 + \dots + Re_{canal\ n}}{n_{cana\is}} \quad (3.60)$$

$$U_{global\ m\acute{e}dio} = \frac{U_1 + U_2 + U_3 + \dots + U_{canal\ n}}{n_{placas}} \quad (3.61)$$

$$f = \frac{f_1 + f_2 + f_3 + \dots + f_{canal\ n}}{n_{cana\is}} \quad (3.62)$$

onde $A_{trocador}$ é a área total de troca de calor do trocador de calor. Os índices ‘placa’ e seus respectivos números representam a posição das mesmas no trocador de calor. Os índices ‘canal’ e seus respectivos números representam a posição dos mesmos para um determinado fluido (quente ou frio) no trocador de calor.

A última etapa consiste em calcular a pressão local ao longo de cada canal do trocador de calor. As propriedades dos fluidos na temperatura média já são conhecidas. Nas etapas anteriores, o fator de fricção (f) já foi calculado juntamente com o número de *Nusselt* (Nu). A perda de carga ao longo dos nós é calculada através de:

$$\Delta P_{core,local} = \frac{4 \cdot f \cdot L_{efetivo} \cdot N_p \cdot G_{local}^2}{2 \cdot D \cdot \rho} \left(\frac{\mu}{\mu_{placa}} \right)^{-0.17} \quad (3.63)$$

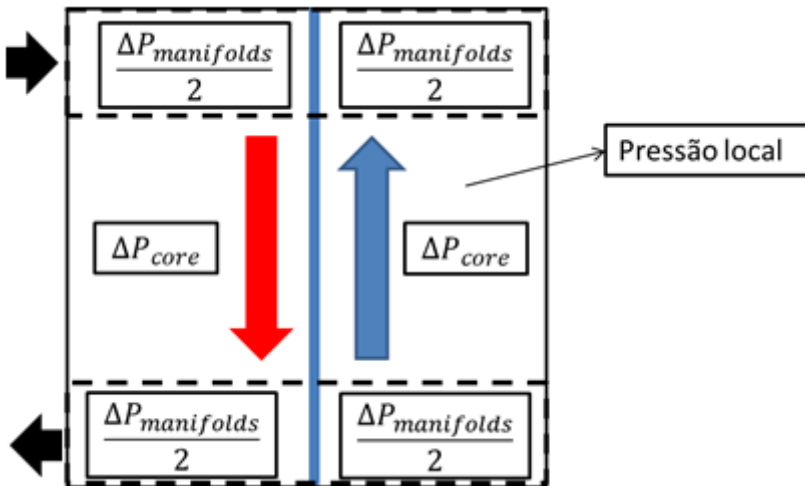
A equação 3.63 é usada apenas para investigar a variação de pressão ao longo dos canais (*core* do trocador) devido à fricção, desconsiderando-se as parcelas hidrostáticas, efeitos de aceleração e a

perda devido à presença de *manifolds* e *headers*. A perda de carga nos *manifolds* de entrada e saída pode ser calculada através da equação 2.41.

Para avaliar a variação da pressão ao longo de cada canal do trocador de calor, metade da parcela $\Delta P_{manifolds}$ é subtraída da pressão de entrada. A outra metade é subtraída posteriormente conforme explicado abaixo.

Na figura 3.13 é exibida uma ilustração para identificar a perda de carga no trocador de placas.

Figura 3.13. Ilustração da perda de carga no trocador de placas.



Fonte: Autoria Própria.

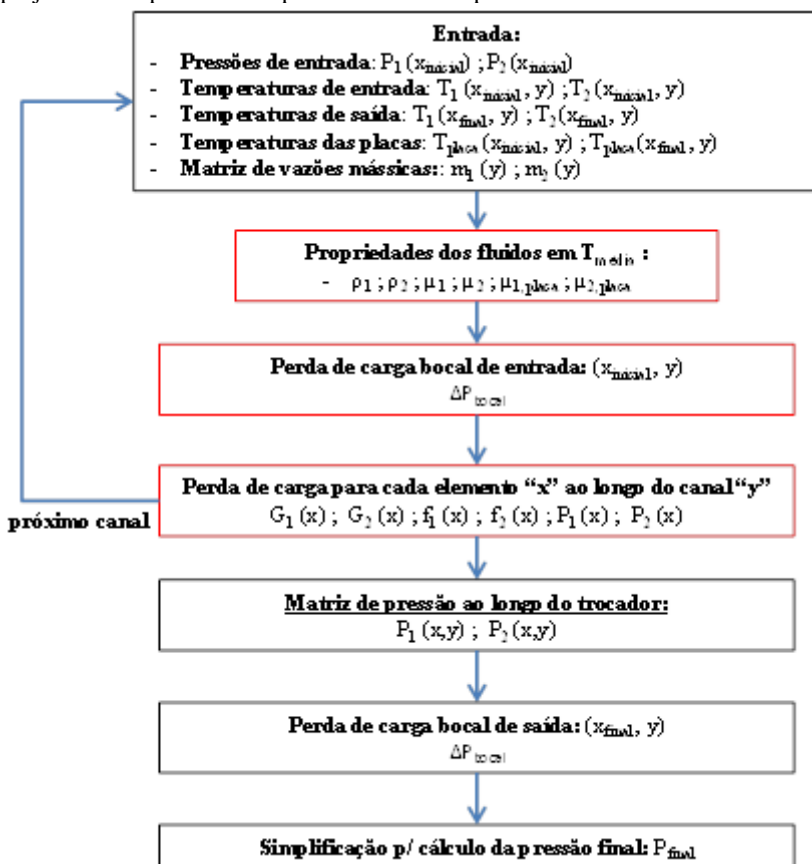
A pressão local ao longo do trocador é estimada através de:

$$P_{local} = P_{entrada} - \left(\Delta P_{core,local} + \frac{\Delta P_{manifolds}}{2} \right) \quad (3.64)$$

Note que uma estimativa da variação do campo de pressão é útil para quantificar solicitações em uniões, soldas e elementos de vedação. Porém, ressalvas são necessárias para a simplificação adotada. A pressão de entrada em cada canal foi considerada igual, descontada a parcela do *manifold* de entrada. Como o fluxo de massa varia em cada canal, a perda de carga por canal também varia, afetando o campo de pressão na saída de cada canal adjacente. Isso também pode afetar as pressões no core e na entrada de canal adjacente, inclusive afetando a distribuição de vazões.

Desconsiderando as ressalvas acima e aceitando as simplificações da presente metodologia, estima-se uma pressão de saída final através da ponderação do campo de pressão com o fluxo de massa por canal e descontando a parcela $\frac{\Delta P_{manifolds}}{2}$ desse valor. Na figura 3.14, é apresentado o fluxograma para calcular o campo de pressão ao longo do trocador de calor. Mais informações a respeito dos algoritmos e das características da interface gráfica desenvolvidos são apresentadas nos apêndices A e B, respectivamente.

Figura 3.14. Fluxograma do algoritmo de determinação dos campos de pressão projetados em plano lateral para trocadores de placas.



Fonte: Autoria Própria.

4 DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES

Os efeitos do número de *Reynolds*, do número de canais, das correlações para fator de atrito, das configurações em ‘U’ ou ‘Z’, e do ângulo de inclinação na distribuição irregular de vazões são avaliados nesta seção para trocadores de calor *PHE* e *PSHE* (fluxo do tipo contra corrente).

4.1 Trocadores de placas gaxetadas (*PHE*)

As condições de operação (temperaturas e pressões de entrada), as dimensões do trocador de placas gaxetadas (espessura de placas, diâmetro de *port*, largura e comprimento efetivos) e a condutividade térmica das placas (aço SS304) utilizadas para investigar a distribuição irregular de vazões em trocadores *PHE* são exibidas na Tabela 4-1. Os valores selecionados são típicos de condições de operação encontrados nas linhas de processo da indústria de óleo e gás. As dimensões do trocador e o material das placas são comuns a fabricantes de *PHEs*.

Tabela 4-1. Condições de operação e características do trocador de calor de placas gaxetadas.

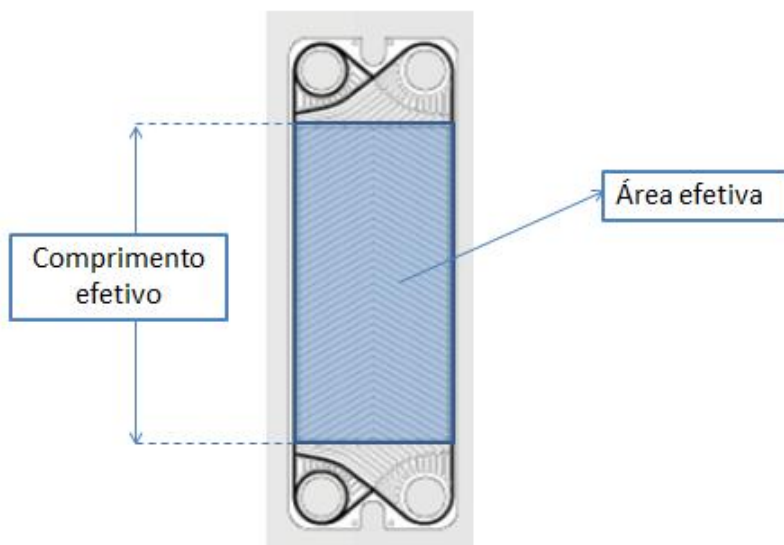
Temperatura de entrada do Fluido 1	22	°C
Temperatura de entrada do Fluido 2	65	°C
Pressão de entrada do Fluido 1	5	Bar
Pressão de entrada do Fluido 2	5	Bar
Espessura das placas	0,0006	m
Diâmetro dos <i>ports</i>	0,2	m
Condutividade térmica (0 - 100°C)	17,5	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Largura efetiva	0,63	m
Comprimento efetivo	1,35	m

Fonte: Autoria própria.

Note que as dimensões efetivas utilizadas na análise de trocadores *PHE* (*e.g.* comprimento e áreas efetivas) diferem das dimensões reais das placas; ver Kakaç *et al.* (2012), por exemplo. Considera-se a área efetiva para análise do *PHE*, a área indicada na Figura 4.1. Embora outras combinações de largura e comprimento efetivos possam ser utilizados para fornecer a mesma área efetiva, esses

valores são representativos de trocadores *PHE*. A largura efetiva é frequentemente menor do que o comprimento efetivo por proporcionar uma menor área de topo do trocador *PHE* (*i.e.* também conhecida como *footprint*). A redução da área de *footprint* de equipamentos da área de óleo e gás está associada à redução de custos de exploração. Outra razão para esse tipo de geometria de placa é o aumento do número de *Reynolds* médio da placa, reduzindo o coeficiente de atrito e a má-distribuição. Em contrapartida, a redução da largura especificada na Tabela 4.1 com o conseqüente aumento do comprimento efetivo para manutenção da mesma área efetiva proporcionará dificuldades de fabricação, montagem e instalação.

Figura 4.1. Ilustração da área efetiva de análise em uma placa hipotética de um trocador *PHE*.



Fonte: Autoria própria.

Na avaliação dos perfis de distribuição mássica, quatro correlações (*Wang & Sundén, Martin, Kumar et al.* e *Focke et al.*) foram usadas para calcular o fator de atrito e o número de *Reynolds* nos canais do trocador calor de placas gaxetadas. Essas referências foram selecionadas por também oferecerem correlações para o número de *Nusselt* a partir de um mesmo trabalho. O número de *Reynolds* médio no trocador, $\langle Re \rangle$, foi calculado através da temperatura média (obtida

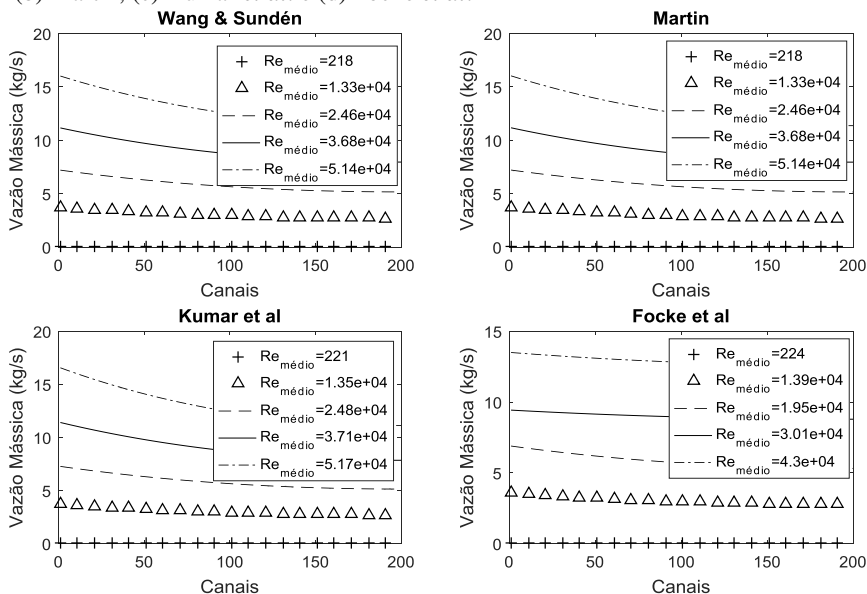
através das correlações para número de *Nusselt*) e do fluxo mássico médio (considerando-se distribuição uniforme). Note que a determinação da distribuição de vazões através do modelo de Bassionouy e Martin (1983a) é dependente da perda de carga no core do trocador e, dessa forma, dependente do coeficiente de fricção utilizado; ver equações 2.29 e 2.30. O cálculo do número de *Nusselt* é necessário para a determinação das propriedades do fluido de trabalho. A avaliação é realizada considerando-se as propriedades do fluido frio.

O número de *Reynolds* médio variou entre 281 e 57400. As análises são realizadas até números da ordem de 57000, pois elevadas vazões são empregadas nos trocadores de calor de placas da indústria de óleo e gás. Nos trabalhos de Kreissig & Muller (1992), foram observados números de *Reynolds* entre 4000 e 64000. Os ângulos de *Chevron* selecionados para o presente estudo foram de 30°, 45° e 60°; valores usualmente selecionados em trocadores de placa. O número de canais variou entre 25 e 300. Típico fator de alargamento, φ , para trocadores de placas gaxetadas é de 1.15 (Shah e Sekulić, 2003). O aumento ou a redução de φ apenas modifica levemente a perda de carga no core do trocador e não altera qualitativamente os resultados de distribuição de vazões. O efeito das configurações (em ‘Z’ ou ‘U’) na distribuição de vazões também foi investigado.

4.1.1 Efeito das correlações e das configurações

São exibidos nas figuras 4.2 e 4.3 os resultados para as configurações em ‘U’ e em ‘Z’, respectivamente, com número de canais igual a 200 e número de *Reynolds* baseado na velocidade média dos canais do trocador (também referido como número de *Reynolds* médio) variando entre 218 e 51400.

Figura 4.2. Efeito da configuração em 'U' na distribuição de vazão. O número de canais do *PHE* é igual a 200, o fator de alargamento, 1.15, e, o ângulo de *Chevron*, 45°. Resultados obtidos com as correlações de: (a) Wang & Sundén, (b) Martin, (c) Kumar *et al.* e (d) Focke *et al.*

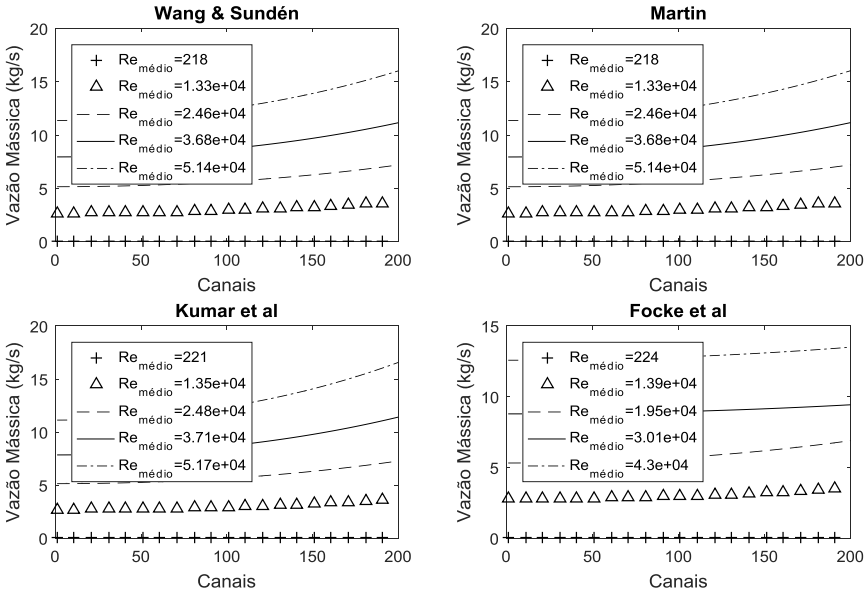


Fonte: Autoria própria.

O efeito da configuração em U ou Z na má-distribuição é explicado a seguir. Na configuração em U e à medida que o escoamento avança no *manifold* de entrada, a vazão é reduzida devido à conservação da massa. A redução de velocidade promove aumento de pressão estática. O aumento de pressão em decorrência da desaceleração do escoamento é maior do que a perda de carga no *manifold* de entrada. No *manifold* de saída, a pressão decresce em direção à saída desse *manifold* (saída após canal 1) devido à aceleração do escoamento e à perda de carga. Quando m^2 é positivo, a máxima diferença de pressão entre a entrada e saída de um canal ocorre no canal adjacente à entrada do *manifold* de entrada (o canal 1 na figura 4.2). A máxima diferença de pressão promove máxima vazão, decrescendo até o canal de número 200 na figura 4.2. Na configuração em Z, a pressão também decresce em relação à saída do *manifold* de saída (após o canal de número 200). Nesse caso, a mínima vazão (e diferença de pressão entre entrada e saída de um canal) ocorre no canal 1 e a máxima vazão no canal 200; ver

figura 4.3. A má-distribuição é acentuada com o aumento do número de *Reynolds* médio do trocador independentemente da configuração utilizada (U ou Z).

Figura 4.3. Efeito da configuração em 'Z' na distribuição de vazão. O número de placas do *PHE* é igual a 200, o fator de alargamento, 1.15 e, o ângulo de *Chevron*, 45°. Resultados obtidos com as correlações de: (a) Wang & Sundén, (b) Martin, (c) Kumar *et al.* e (d) Focke *et al.*



Fonte: Autoria própria.

Os resultados de má-distribuição obtidos a partir das correlações para fator de atrito de Wang & Sundén e Martin são semelhantes. Os resultados obtidos a partir da correlação de Kumar *et al.* divergem ligeiramente das correlações mencionadas anteriormente, particularmente para números de *Reynolds* médio acima de 25000. Resultados obtidos pela correlação de Focke *et al.* divergem das três correlações anteriores, reduzindo a intensidade de má-distribuição como será quantificado a seguir.

Para quantificar a intensidade da má-distribuição, o desvio padrão da vazão por canal é introduzido como:

$$S(x) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (4.1)$$

onde x_i é a vazão calculada para um canal (kg/s), n é o total de canais e \bar{x} é a média das vazões considerando-se todos os canais. Na tabela 4.2 são exibidos os resultados de desvio padrão e as vazões mássicas médias para as distribuições apresentadas na figura 4.2.

Tabela 4-2. Resultados do desvio padrão de vazões para a configuração em ‘U’ de acordo com a Figura 4.2.

<m> (kg/s)		0,04	3,0	5,8	9,0	15,5
S (kg/s)	Wang & Sundén	0,003	0,308	0,607	0,952	1,661
	Martin	0,003	0,310	0,610	0,957	1,670
	Kumar et al	0,002	0,294	0,635	1,059	1,941
	Focke et al	0,001	0,232	0,471	0,193	0,332

Fonte: Autoria própria.

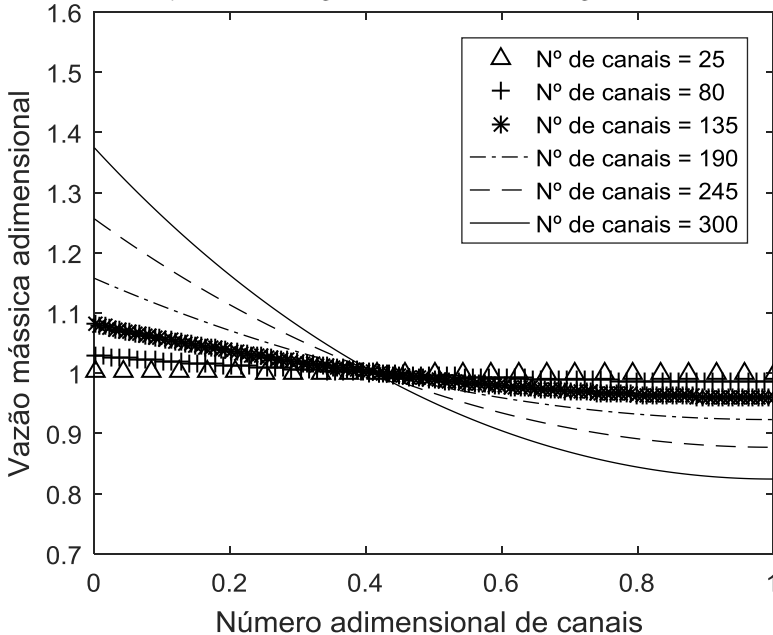
Os resultados de S para o padrão ‘U’ foram semelhantes aos obtidos no padrão ‘Z’ em todas as correlações. O valor de S para a correlação de Wang & Sundén na configuração em ‘U’ e em $Re = 24600$ é 0,6. O valor de S calculado a partir da correlação de Kumar *et al.* varia de 0,002 em $Re \approx 200$ a 1,94 em $Re \approx 50000$ na configuração em ‘U’. O valor de S para altos números de *Reynolds* a partir da correlação de Focke *et al.* é bem inferior ao calculado através de outras correlações; S é 0,332 em $Re \sim 43000$. Isso ocorre devido ao fato das correlações de Focke *et al.* usarem apenas Re e Pr para corrigir o fator de atrito, enquanto outros autores são mais abrangentes, utilizando variáveis como: $\varphi, \beta, \mu, \mu_w$.

No decorrer desse trabalho apenas a correlação de Wang e Sundén será utilizada no modelo desenvolvido por Bassionouy e Martin (1983a). Essa correlação foi testada em laboratório numa maior faixa de *Reynolds* (ver tabela na seção 2.12), além de ter sido desenvolvida mais recentemente (*i.e.* maior confiabilidade nos dados experimentais em virtude dos avanços na área de medições).

4.1.2 Efeito do número de canais na má-distribuição de vazões

São exibidos nas figuras 4.4 e 4.5 os resultados para a vazão mássica adimensional $\left(\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{total}/n_{canais}}\right)$ em função do número de canais do trocador *PHE*. Na figura 4.4, o número de *Reynolds* médio é 504, e na figura 4.5, 52800. O ângulo de *Chevron* é 45°.

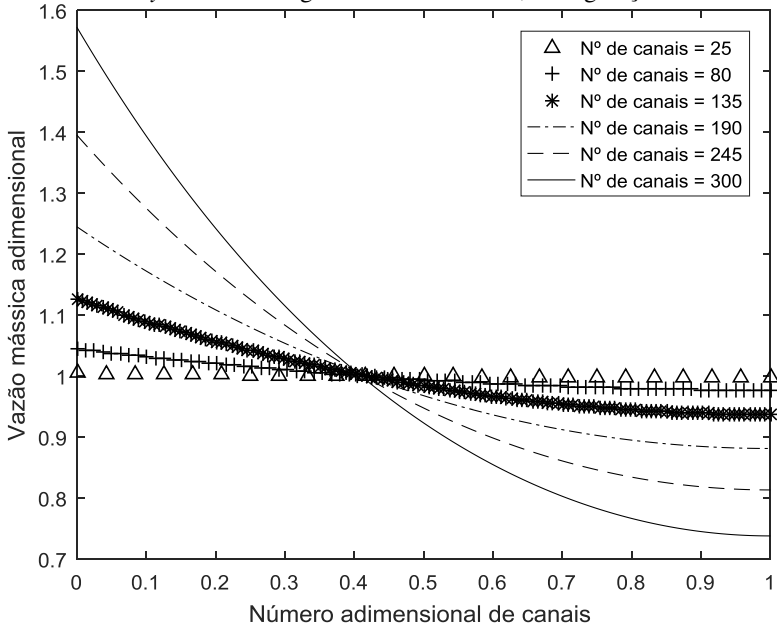
Figura 4.4. Efeito do número de canais na distribuição mássica adimensional para número de *Reynolds* médio igual a 504 no *PHE*; configuração em U.



Fonte: Autoria própria.

A má-distribuição é acentuada com o aumento do número de canais e com o aumento do número de *Reynolds*. Os efeitos do número de *Reynolds* e do número de canais na distribuição irregular de vazões são exibidos nas tabelas 4-3 e 4-4 os seguintes parâmetros: m^2 , as máximas e mínimas vazões adimensionais obtidas, e o desvio padrão, S . Note que para distribuições regulares, têm-se $m^2 = 0$. Note também que os locais de máxima e mínima vazão são o primeiro e último canais, respectivamente, para configurações em U e $m^2 > 0$ (é o caso de trocadores com *manifolds* de entrada e saída com mesma dimensão). O oposto ocorre para configurações em Z.

Figura 4.5. Efeito do número de canais na distribuição mássica adimensional para número de *Reynolds* médio igual a 52800 no *PHE*; configuração em *U*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-3. Efeito do número de canais na má-distribuição para configuração em *U* e $Re > = 504$.

Canais	$\dot{m}_{\text{canal, máximo/}}$ $< \dot{m}_{\text{canais}} >$	$\dot{m}_{\text{canal, mínimo/}}$ $< \dot{m}_{\text{canais}} >$	m^2	S
25	1,003	0,999	0,009	0,0014
80	1,029	0,986	0,097	0,0131
135	1,081	0,960	0,275	0,0364
190	1,158	0,923	0,545	0,0701
245	1,256	0,877	0,906	0,1127
300	1,374	0,824	1,358	0,1624

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-4. Efeito do número de canais na má-distribuição para configuração em U e $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	$\bar{m}_{\text{canal, máximo/}} / \langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	$\bar{m}_{\text{canal, mínimo/}} / \langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	m^2	S
25	1,004	0,998	0,013	0,0019
80	1,045	0,977	0,137	0,0185
135	1,127	0,938	0,391	0,0511
190	1,245	0,881	0,774	0,0975
245	1,396	0,813	1,286	0,1549
300	1,572	0,738	1,929	0,2203

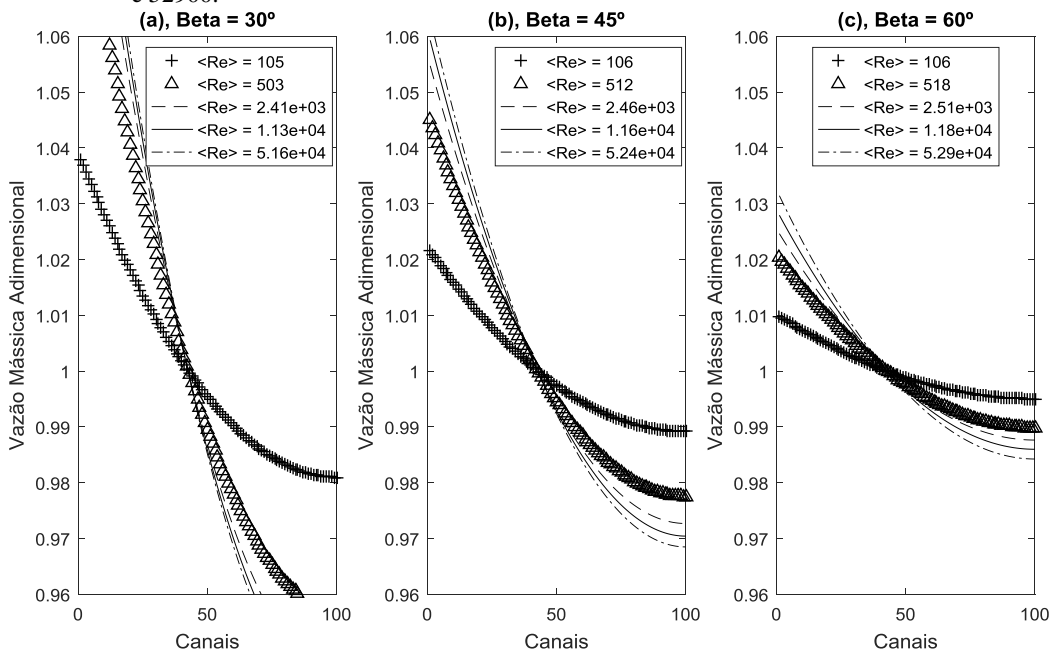
Fonte: Autoria própria.

Com $\langle Re \rangle = 52800$, o parâmetro m^2 varia de 0,013 com 25 canais até 1,929 com 300 canais. Com $\langle Re \rangle = 504$, o parâmetro m^2 varia de 0,009 com 25 canais até 1,358 com 300 canais. Note que para $m^2 \leq 0,02$ a distribuição de vazões é praticamente uniforme. Isso ocorre para trocadores *PHE* com número de canais menores que 80 nas condições de operação assumidas; ver triângulos nas figuras 4.3 e 4.4. Com valor de m^2 igual a 1,929, a má-distribuição é acentuada; note que a vazão adimensional máxima é 1,572.

4.1.3 Efeitos do ângulo de *Chevron* e do número de *Reynolds* na Má-distribuição

A avaliação do efeito do ângulo de *Chevron* na má-distribuição é apresentada nesta seção com parâmetros usuais da indústria (Asadi & Khoshkhoo, 2014): ângulos de *Chevron* variando entre 30° e 60°, e o número de canais igual a 100. O número de *Reynolds* médio do trocador é variado entre 105 e 52900 de forma a avaliar os regimes laminar e turbulento. Os resultados são exibidos na figura 4.6.

Figura 4.6. Efeitos do ângulo de *Chevron* e do número de *Reynolds* na má-distribuição. β é escolhido como 30° (a), 45° (b) e 60° (c). $\langle Re \rangle$ varia entre 105 e 52900.



Fonte: Autoria própria.

Nota-se, com o auxílio da figura 4.6, que a redução do ângulo de *Chevron* implica em aumento da má-distribuição independentemente do número de *Reynolds* médio. Como já demonstrado anteriormente, o aumento do número de *Reynolds* implica em aumento da má-distribuição. Os efeitos do ângulo de *Chevron* e do número de *Reynolds* na má-distribuição são apresentados de forma quantitativa nas tabelas 4-5, 4-6 e 4-7.

Tabela 4-5. Efeito do número de *Reynolds* na má-distribuição para configuração em U e ângulo de *Chevron* = 30°. <Re> varia entre 105 e 51641.

<Re>	$\bar{m}_{\text{canal, máximo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	$\bar{m}_{\text{canal, mínimo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	m ²	S
105	1,042	0,979	0,128	0,017
503	1,096	0,953	0,293	0,039
2405	1,121	0,940	0,372	0,049
11314	1,130	0,936	0,400	0,053
51641	1,136	0,933	0,419	0,055

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-6. Efeito do número de *Reynolds* na má-distribuição para configuração em U e ângulo de *Chevron* = 45°. <Re> varia entre 106 e 52433.

<Re>	$\bar{m}_{\text{canal, máximo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	$\bar{m}_{\text{canal, mínimo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	m ²	S
106	1,024	0,988	0,072	0,010
512	1,050	0,975	0,152	0,020
2465	1,061	0,970	0,185	0,025
11598	1,066	0,967	0,201	0,027
52433	1,070	0,965	0,214	0,029

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-7. Efeito do número de *Reynolds* na má-distribuição para configuração em U e ângulo de *Chevron* = 60°. <Re> varia entre 106 e 52919.

<Re>	$\bar{m}_{\text{canal, máximo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	$\bar{m}_{\text{canal, mínimo/}}$ < \bar{m}_{canais} >	m ²	S
106	1,011	0,994	0,033	0,004
518	1,023	0,989	0,068	0,009
2505	1,027	0,986	0,083	0,011
11787	1,031	0,984	0,094	0,013
52919	1,035	0,982	0,106	0,014

Fonte: Autoria própria.

O ângulo de *Chevron* influencia diretamente o fator de atrito no trocador de calor, que por sua vez influencia a distribuição mássica no *PHE* (como visto nas equações 2.32 e 2.33). Verifica-se na equação 2.31 que o parâmetro m² é inversamente proporcional ao fator de atrito,

concluindo-se que a redução do ângulo de *Chevron* (de 60° para 30°) promove o aumento da má-distribuição.

O aumento do número de *Reynolds* promove aumento da distribuição irregular de vazões. Com ângulo de *Chevron* igual a 30°, $\dot{m}_{canal,máximo} / < \dot{m}_{canais} >$ é 1,04 para $< Re > = 105$, e 1,136 para $< Re > = 51641$.

4.2 Trocadores de placas soldadas (*PSHE*)

São exibidas, na tabela 4-8, as dimensões do trocador *PSHE* selecionado, as condições termodinâmicas na entrada de cada ramal e as características das placas. Note que as condições de entrada (temperatura e pressão), a espessura das placas, o diâmetro dos “*ports*” e o coeficiente de condutividade térmica são os mesmos utilizados para o trocador *PHE*; comparar Tabelas 4-1 e 4-8. A largura e o comprimento efetivos das placas do *PSHE* foram escolhidos de forma a se obter a mesma área efetiva de análise e, dessa forma, permitir uma comparação direta entre os trocadores de placas gaxetadas retangulares e placas soldadas circulares; comparar as Figuras 4.1 e 4.7. Note que a largura é variável; sendo a máxima largura equivalente ao diâmetro da placa. Considerou-se a área efetiva para análise do *PSHE*, a área contida entre os *ports* de entrada e saída. As dimensões apresentadas na Figura 4.7 e na Tabela 4-8 são típicas de fabricantes de *PSHE*.

De forma similar à seção 4.1, foram utilizadas quatro correlações (*Wang & Sundén, Martin, Kumar et al. e Focke et al.*) para calcular o fator de atrito e o número de *Nusselt*. A escolha por essas correlações já foi explicada na seção supracitada.

Na avaliação dos perfis de distribuição mássica em *PSHEs*, foram analisados:

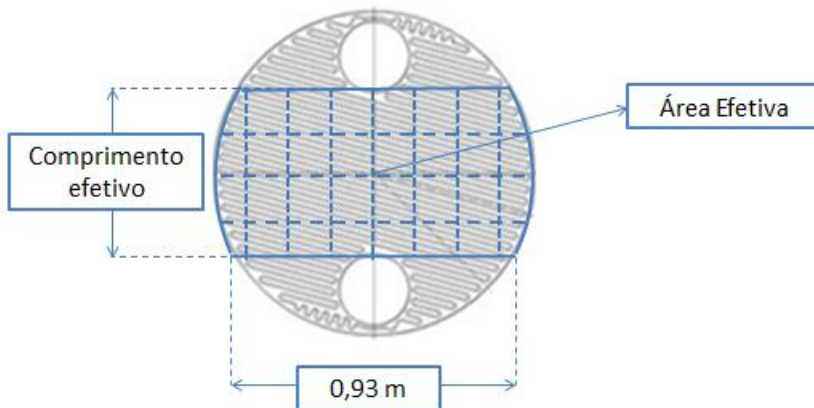
- Números de *Reynolds* variando entre aproximadamente 100 e 50000;
- Ângulos de *Chevron* de 30°, 45° e 60° (valores usualmente selecionados na análise de trocadores de placas gaxetadas);
- Número de canais variando entre 25 e 300;
- Configurações em ‘Z’ e ‘U’ (para a parte interna do trocador *PSHE*).

Tabela 4-8. Condições de operação e características do trocador de calor de placas soldadas circulares.

Temperatura de entrada Fluido 1	22	°C
Temperatura de entrada Fluido 2	65	°C
Pressão de entrada Fluido 1	5	BAR
Pressão de entrada Fluido 2	5	BAR
Espessura das placas	0,0006	[m]
Diâmetro dos <i>ports</i>	0,2	[m]
Condutividade térmica (0 - 100°C)	17,5	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
<u>Largura efetiva máxima</u>	1,20	[m]
<u>Comprimento efetivo</u>	0,764	[m]

Fonte: Autoria própria.

Figura 4.7. Ilustração da área efetiva de análise em uma placa hipotética de um trocador *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

A avaliação do escoamento em um canal qualquer do trocador *PSHE* é realizada de forma unidimensional (no sentido do escoamento principal). Ocorre discretização no espaço ao longo do comprimento efetivo. São considerados valores discretos de largura efetiva de modo a permitir o cálculo de parâmetros como o número de *Reynolds* ao longo do canal. A discretização impõe uma pequena distorção entre a área da placa efetiva e área calculada durante o processamento do algoritmo. Essa última é dependente do número de nós utilizados; ver capítulo 3. De forma a quantificar a diferença entre as áreas efetivamente utilizadas

nos cálculos ($A_{calculado}$) e a área real (A_{real}), são apresentadas, na Tabela 4-9, as distorções provocadas pela discretização. As diferenças são exibidas para 5, 10, 20 e 100 nós. Um número de elementos igual a 20 foi selecionado de forma a acelerar a análise do *PSHE* com mínima perda de informação. Note que a discretização não promove distorções na área efetiva de análise do trocador *PHE* em virtude da largura efetiva ser constante.

Tabela 4-9. Distorções provocadas pela discretização na área de análise.

Nº de Elementos	$A_{calculado}$	A_{real}	$\frac{A_{calculado} - A_{real}}{A_{real}} * 100\%$
5	0,981613341	0,977973	0,372%
10	0,978892777	0,977973	0,094%
20	0,978003411	0,977973	0,003%
100	0,977981962	0,977973	0,001%

Fonte: Autoria própria.

4.2.1 Má-distribuição de vazões na parte interna dos *PSHEs*

Os resultados obtidos para a parte interna do trocador *PSHE* são semelhantes aos obtidos para o trocador *PHE*; ver seção 4.1.1. Em virtude das semelhanças de geometria entre o *PHE* e a parte interna do *PSHE*, assume-se que a distribuição de vazões pode ser obtida a partir do método de Bassiouny & Martin, baseada no número de *Reynolds* por canal e médio para todo o trocador, e na relação entre a geometria entre os *manifolds* de entrada e saída (são equivalentes para o *PHE* e o *PSHE*, nos exemplos apresentados).

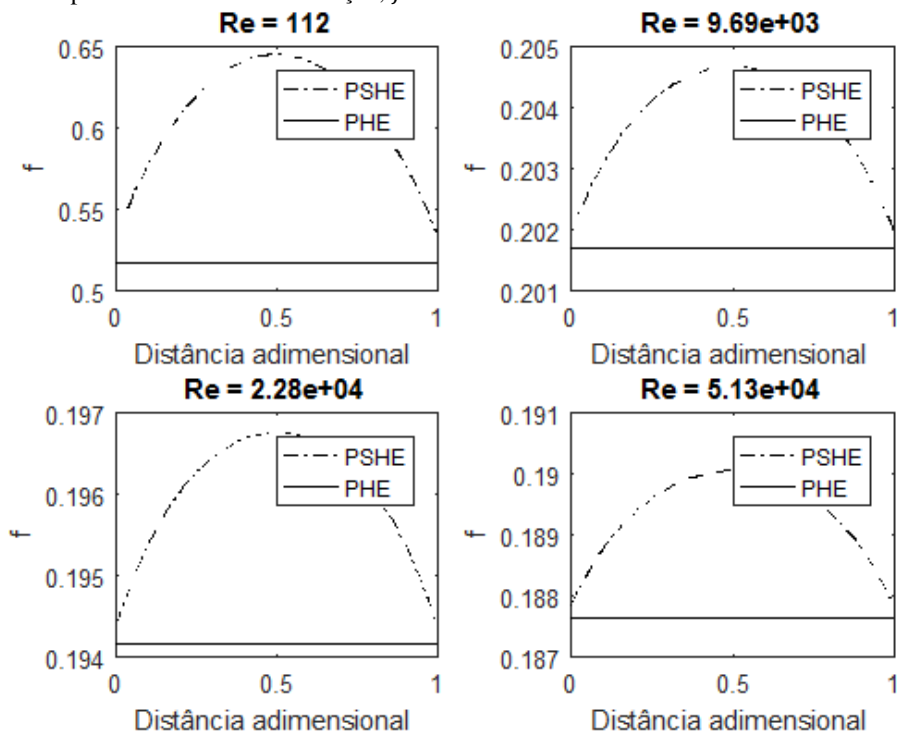
A diferença entre os resultados de m^2 e da vazão mássica adimensional dos canais para trocadores *PHE* e *PSHE* com a mesma área efetiva decorre do formato das placas e da dimensão típica da seção transversal do canal, que afeta o fator de resistência ao escoamento; ver Equação 2.31. Enquanto a seção transversal do trocador *PHE* é constante e o fator de atrito, f , é constante, a seção transversal do trocador *PSHE* é variável e f varia ao longo da direção principal do escoamento.

O fator de atrito devido à fricção, f , está tipicamente relacionado ao número de *Reynolds* na forma, $f = a Re^{-b}$ (e.g. correlação conhecida como *Ergun-type correlation*). O expoente b varia entre 0 a 0,25. Para ângulos reduzidos de *Chevron*, as placas se aproximam de

tubos verticais e valores entre 0,2 a 0,25 são obtidos. Para ângulos elevados de *Chevron*, valores de b são reduzidos; ver F. Vitillo (2014). Independentemente do valor do ângulo de *Chevron*, f está relacionado ao número de Re , Eq. (2.25). Como o diâmetro hidráulico e as propriedades dos fluidos são praticamente os mesmos para *PHE* e *PSHE*, o número de *Reynolds* é apenas afetado pela velocidade mássica, G . Ela é constante para *PHEs* e varia em *PSHEs* em virtude da variação da área de seção transversal ao escoamento (*i.e* variação da largura efetiva). G possui valores reduzidos no centro da placa do *PSHE* e aumenta em direção aos *ports* de entrada e saída. Dessa forma, são esperados valores de f mais elevados no centro de uma placa de um *PSHE*.

Para exemplificar o típico comportamento de f em placas de *PHEs* e *PSHEs* (conforme dimensões das Tabelas 4-1 e 4-8), são apresentados na figura 4.8 os valores de f ao longo do comprimento efetivo. Note que o comprimento efetivo é apresentado de forma adimensional para permitir comparação direta entre *PHE* e *PSHE*, já que os comprimentos efetivos são diferentes. São apresentadas figuras para quatro valores de Re : 112, 9690, 22800 e 51300.

Figura 4.8. Efeito da geometria das placas de *PHEs* e *PSHEs* no comportamento do fator de fricção, f .



Fonte: Autoria própria.

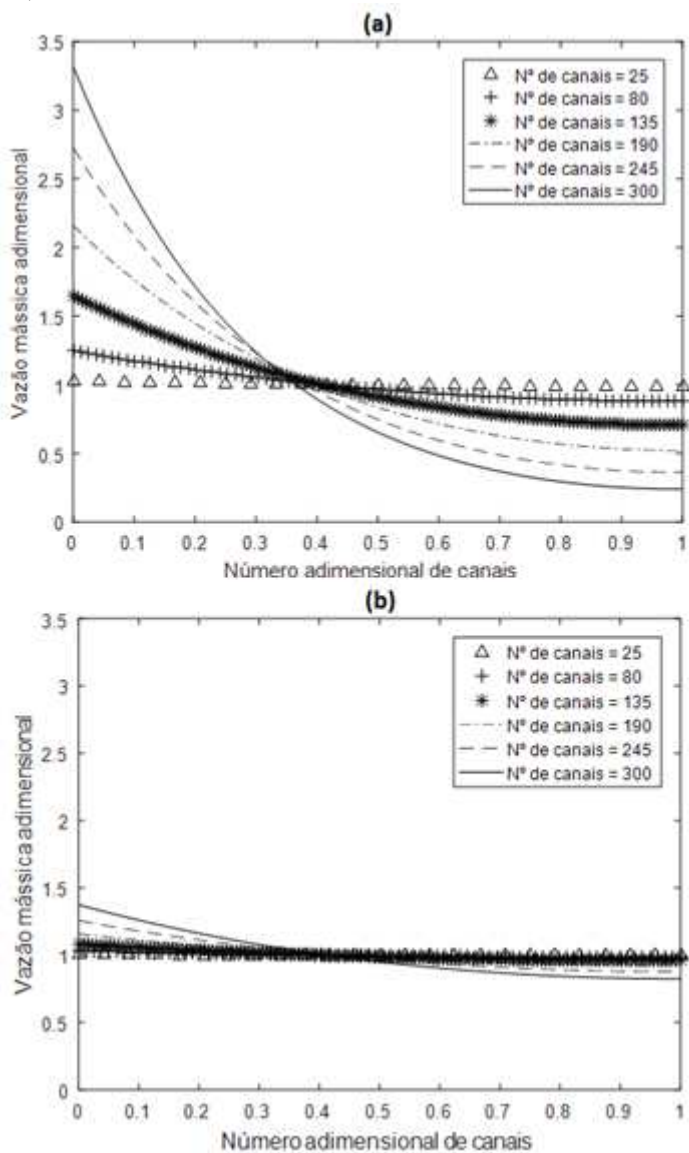
Note que para placas com mesma área efetiva de análise, maiores fatores de fricção são esperados para placas de *PSHEs*. Com $\langle Re \rangle \sim 112$ e $\langle Re \rangle \sim 51300$, $\langle f \rangle$ é 10,42 % e 0,62 % superior, respectivamente, em *PSHEs*. O parâmetro m^2 está diretamente relacionado ao fator de fricção, f , através do coeficiente de resistência ao escoamento devido à fricção, ξ_c ; ver Eq. 2.30. O aumento de $\langle f \rangle$ implica em aumento de ξ_c . Contudo, o coeficiente ξ_c é diretamente proporcional ao comprimento efetivo. Para trocadores com a mesma área efetiva, o comprimento efetivo é inferior para trocadores *PSHE* e, dessa forma, o coeficiente de fricção, ξ_c , é menor para um determinado *Reynolds* (embora o fator de fricção médio, $\langle f \rangle$, seja superior); ver

tabela 4-12. A redução de ξ_c promove aumento do parâmetro m^2 ; ver Eq. 2.31, e intensificação da má-distribuição.

O parâmetro m^2 é também diretamente proporcional ao quadrado da área de seção transversal do canal (A_{canal}). Com a mesma área efetiva de placa, a área típica de seção transversal utilizada nos cálculos de m^2 é superior para o *PSHE* (foi considerada a área de seção transversal localizada no centro da placa). Portanto, como A_{canal} é maior no *PSHE*, mais elevado será m^2 e mais irregular será a distribuição de vazões. Ressalta-se que a interpretação acima só é possível caso a distribuição de Bassiouny & Martin possa representar a distribuição de vazões na parte interna do *PSHE*; o que necessita de validação experimental.

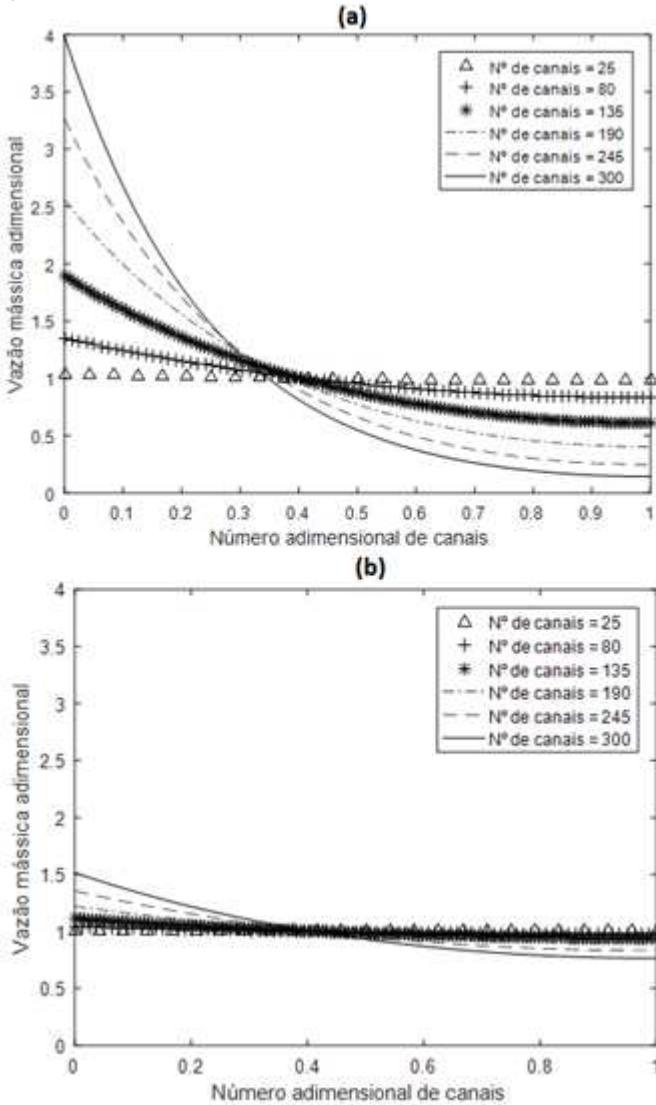
Adotando-se casos similares aos testados na seção 4.1.1, a distribuição de vazão mássica para *PSHE* foi mais irregular. Com $\langle Re \rangle \cong 51300$ e variando o número de canais entre 25 e 300, o parâmetro m^2 máximo foi de 15,9 no *PSHE*, enquanto o mesmo foi igual a 1,93 para o trocador *PHE*. A variação máxima da vazão adimensional foi de 298% em relação à média para o trocador casco placa, e de 41% para o trocador de placas gaxetadas; ver Figuras 4.9 e 4.10. Para o menor número de *Reynolds* testado ($\langle Re \rangle \cong 500$), valores de m^2 variaram entre 0,077 e 10,94 para 25 e 300 canais, respectivamente. Nas tabelas 4-10 e 4-11, são apresentados os principais resultados obtidos para o trocador *PSHE*.

Figura 4.9. Efeito da geometria das placas nas vazões adimensionais: (a) *PSHE* e (b) *PHE*; $\langle Re \rangle \cong 500$.



Fonte: Autoria própria.

Figura 4.10. Efeito da geometria das placas nas vazões adimensionais: (a) *PSHE* e (b) *PHE*; $\langle Re \rangle \cong 50000$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-10. Efeito do número de canais na má-distribuição para trocador *PSHE* e $\langle \text{Re} \rangle = 504$.

Canais	\bar{m}_{canal} , máximo/ $\langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	\bar{m}_{canal} , mínimo/ $\langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	m^2
25	1,036	0,981	0,111
80	1,35	0,833	1,131
135	1,895	0,612	3,221
190	2,556	0,404	6,379
245	3,263	0,248	10,607
300	3,987	0,144	15,903

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-11. Efeito do número de canais na má-distribuição para trocador *PSHE* e $\langle \text{Re} \rangle = 52800$.

Canais	\bar{m}_{canal} , máximo/ $\langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	\bar{m}_{canal} , mínimo/ $\langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	m^2
25	1,025	0,987	0,077
80	1,247	0,880	0,781
135	1,649	0,706	2,222
190	2,160	0,521	4,399
245	2,726	0,361	7,313
300	3,317	0,239	10,964

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-12. Coeficiente de resistência ao escoamento para *PSHEs* e *PHEs* com mesma área efetiva.

$\langle \text{Re} \rangle$	$\langle \xi_c \text{ PSHE} \rangle$	$\langle \xi_c \text{ PHE} \rangle$	$\{ [\langle \xi_c \text{ PSHE} \rangle - \langle \xi_c \text{ PHE} \rangle] / \langle \xi_c \text{ PHE} \rangle \} \times 100$
112	310,2714	465,8742	-33,40%
1067	118,9280	202,0448	-41,14%
22774	99,8406	174,7495	-42,87%
51309	96,4491	168,8712	-42,89%

Fonte: Autoria própria.

Avaliações da distribuição de vazões a partir da variação do ângulo de *Chevron*, β , são descritas a seguir. Distribuições de vazão com β igual a 30° apresentaram as maiores variações entre o primeiro e o último canal. O parâmetro m^2 variou entre 1,024 e 3,46 com $\beta = 30^\circ$ e

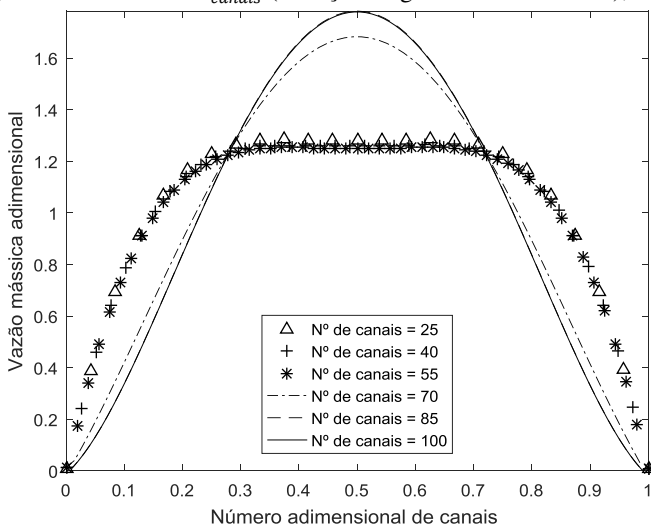
com $\langle Re \rangle$ variando entre 100 e 50000, aproximadamente. Para o *PHE* e em condições semelhantes, m^2 variou entre 0,12 e 0,42. A variação mássica adimensional máxima no *PSHE* foi de 1,950, enquanto no *PHE* este valor foi de 1,136.

4.2.2 Má-distribuição de vazões na parte externa dos *PSHEs*

A geometria complexa do *header* na parte externa de trocadores *PSHEs* pode promover padrões de distribuição de vazão semelhantes a distribuições normais, como verificado por Liu *et al.* (2015), na ausência de distribuidores estáticos. Para determinar o perfil de distribuição de vazões, serão adotadas as soluções para equações de um bocal divergente como obtido por Vujicic e Crnojevic (2003). Ao seguir o método anterior, vazões baixas são obtidas nas extremidades do trocador de calor devido à condição de não escorregamento nas paredes. Além disso, os resultados não dependem da geometria das placas (*i.e.* ângulo de *Chevron*). Apenas o número de *Reynolds* e a geometria de entrada interferem na distribuição de vazões. Também é considerado que o perfil de velocidades é aproximadamente o mesmo após o descolamento da camada limite em decorrência do aumento de pressão à jusante da geometria do *header* (supostamente similar a um bocal divergente). Na seção 2.6.2, foi demonstrado que o descolamento da camada limite ocorre em distâncias da ordem do diâmetro de entrada. Como as dimensões características da parte externa do *PSHE* são superiores ao do diâmetro do duto que alimenta o *header* externo, não são consideradas as modificações ao perfil de velocidades após a separação da camada limite.

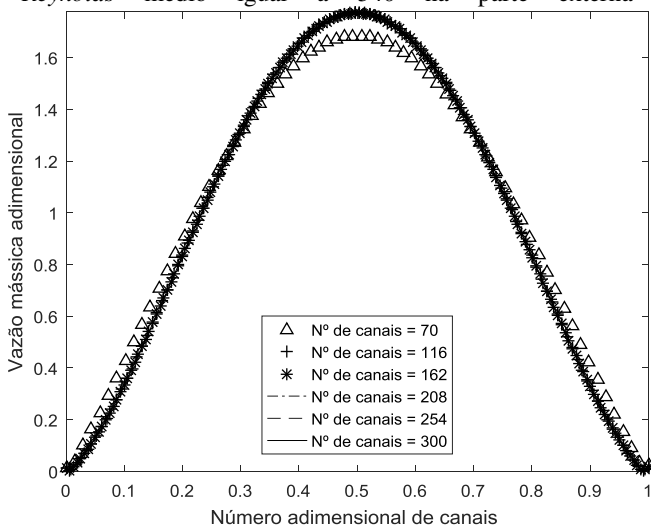
O efeito do número de canais na má-distribuição de vazões é explicado com auxílio das figuras 4.11 e 4.12 para número de *Reynolds* médio igual a 540. O número de canais é variado entre 25 e 100 com ‘passos’ de 15 canais (fig. 4.11); e entre 70 e 300 com ‘passos’ de 46 canais (fig. 4.8). Note que a má-distribuição é acentuada com o aumento do número de canais. Para *Re* igual a 540, a vazão adimensional no centro do *header* é aumentada de 1,2 para 1,8 ao aumentar o número de canais de 25 para 300.

Figura 4.11. Efeito de n_{canais} (variação da geometria de entrada); $\langle Re \rangle = 540$.



Fonte: Autoria Própria.

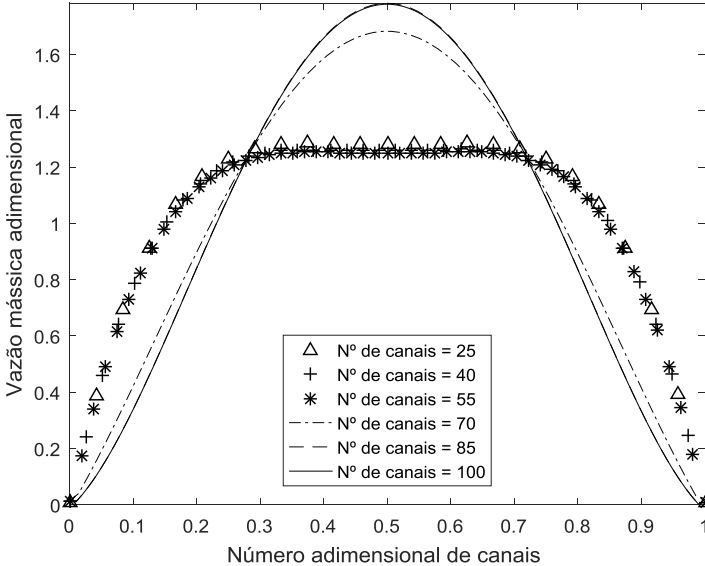
Figura 4.12. Efeito de n_{canais} (variação da geometria de entrada) para números de *Reynolds* médio igual a 540 na parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Nas figuras 4.13 e 4.14 são exibidos os resultados para $\langle Re \rangle = 52500$. O número de canais é variado entre 25 e 100 com ‘passos’ de 15 canais (fig. 4.13); e entre 70 e 300 com ‘passos’ de 46 canais (fig. 4.14).

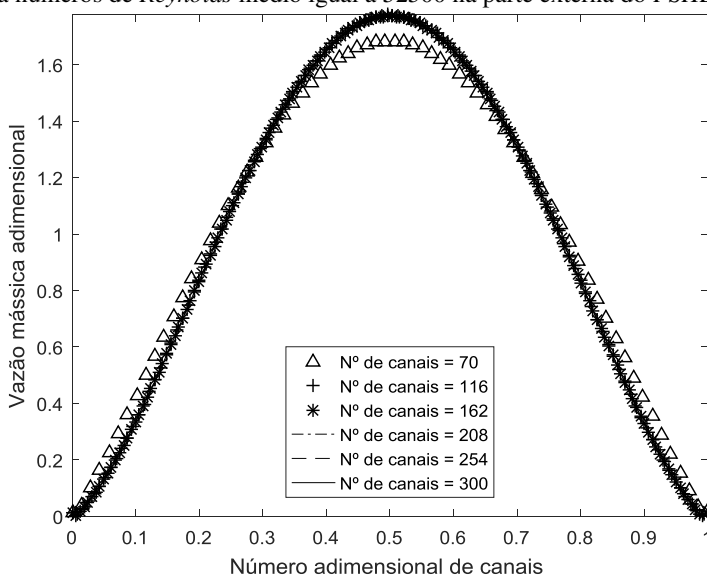
Figura 4.13. Efeito do número de canais (e da variação da geometria de entrada) para números de *Reynolds* médio igual a 52500 na parte externa do *PSHE*



Fonte: Autoria própria.

Entre 25 e 55 canais, obtém-se um perfil de escoamento com vazão adimensional praticamente uniforme entre os canais adimensionais de 0,3 a 0,7. Nas extremidades, o perfil de vazão é decrescente em direção às paredes do *header*. Para número de canais superior a 70, o perfil é semelhante ao da distribuição normal simétrica. Para número de $Re=540$, a vazão adimensional é aumentada de 1,6 para 1,8 ao aumentar o número de canais de 70 para 300. Note que o perfil de velocidades é pouco influenciado pelos valores de *Reynolds* testados. Apenas a geometria de entrada (ou número de canais) efetivamente modifica a distribuição de vazão.

Figura 4.14. Efeito do número de canais (e da variação da geometria de entrada) para números de *Reynolds* médio igual a 52500 na parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos são semelhantes aos de Liu *et al.* (2015). A análise quantitativa nesta seção não usou o parâmetro m^2 , pois este parâmetro é apenas utilizado no tipo de *manifold* estabelecido por Bassionouy e Martin (1983 a). Entretanto, o desvio padrão foi inserido com o intuito de quantificar a má-distribuição. Os resultados do fluxo mássico adimensional para $\langle Re \rangle = 52500$ são exibidos na tabela 4-13. Valores praticamente similares são obtidos para $\langle Re \rangle = 540$.

Note, na tabela 4-13, que os valores de S variam entre 0,36 e 0,55 para número de canais variando entre 25 e 70. S é praticamente constante para $n_{canais} > 70$; $S \sim 0,6$. Para $n_{canais} > 85$, a vazão mássica adimensional também é praticamente constante; $\dot{m}_{canal,máximo} / \langle \dot{m}_{canais} \rangle \sim 1,77$.

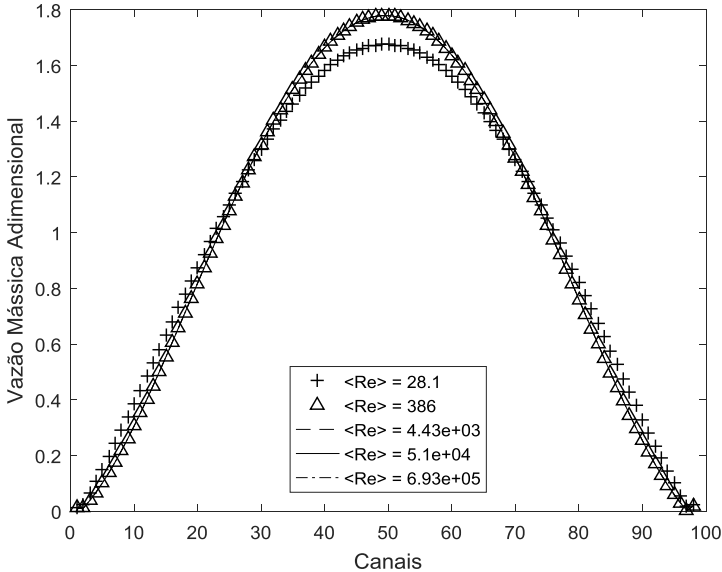
O efeito do número de *Reynolds* na distribuição mássica é avaliado com o mesmo número de canais utilizados na seção 4.1.3 ($n_{canais} = 100$). A avaliação ocorreu com números de *Reynolds* variando entre 28 e 69300; ver Fig. 4.15 e tabela 4-14.

Tabela 4-13. Efeito do número de canais (25 a 300) na má-distribuição para $\langle Re \rangle = 52500$.

Canais	$\bar{m}_{canal, \text{máximo}} / \langle \bar{m}_{canais} \rangle$	$\bar{m}_{canal, \text{mínimo}} / \langle \bar{m}_{canais} \rangle$	S
25	1,28435	0,00608	0,40515
40	1,26257	0,00654	0,37383
55	1,25322	0,00675	0,36034
70	1,68232	0,01335	0,55528
85	1,78197	0,00640	0,60804
116	1,77617	0,00014	0,60361
162	1,77190	0,00136	0,60009
208	1,76952	0,00085	0,59815
254	1,76799	0,00217	0,59690
300	1,76693	0,00215	0,59604

Fonte: Autoria própria.

Figura 4.15. Efeito do número de *Reynolds* na distribuição mássica adimensional; $n_{canais} = 100$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4-14. Efeito do número de *Reynolds* na distribuição mássica adimensional.

<Re>	$\bar{m}_{\text{canal, máximo}} / \langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	$\bar{m}_{\text{canal, mínimo}} / \langle \bar{m}_{\text{canais}} \rangle$	S
28,1	1,675693328	0,0135931	0,5490
386	1,778897065	0,00254972	0,6058
44300	1,778897065	0,00254972	0,6058
51000	1,778897065	0,00254972	0,6058
69300	1,778897065	0,00254972	0,6058

Fonte: Autoria própria.

Nota-se, na Fig. 4.15 e na tabela 4-14, a mesma distribuição mássica adimensional quando $\langle Re \rangle$ é superior a 386. Embora o método tenha várias limitações (*i.e.* diferenças entre as geometrias do bocal e da parte externa do *PSHE*), o mesmo apresentou resultados semelhantes aos apresentados na literatura (Liu *et al.*).

4.3 Resumo do capítulo

As principais conclusões e observações desse capítulo são relatadas a seguir:

- As correlações para fator de atrito de Wang & Sundén e Martin apresentaram resultados semelhantes, e ligeiramente divergentes da correlação de Kumar *et al.* Resultados obtidos pela correlação de Focke *et al.* divergem das três correlações anteriores, reduzindo a intensidade de má-distribuição;

- A partir do método de Bassionouy e Martin, a má-distribuição é acentuada em *PHEs* e no interior do *PSHE* com: o aumento do número de canais, o aumento do número de *Reynolds* e a redução do ângulo de *Chevron*. Na parte interna do trocador *PSHE*, a má-distribuição é mais intensa se comparada a trocadores *PHE* com placas de mesma área efetiva em função de maiores áreas de seção transversal ao escoamento e devido à redução do coeficiente de resistência a fricção ξ_c ;

- Aproximando a parte externa do *PSHE* a um bocal divergente, nota-se que a má-distribuição é acentuada com o aumento do número de canais e o aumento do número de *Reynolds*.

5 EFEITOS DA DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS GAXETADAS

Para avaliar os efeitos da distribuição irregular de vazões em trocadores de placas, em particular no número de *Nusselt* e no fator de fricção, as mesmas condições de operação e características de trocadores de calor, conforme apresentadas no capítulo 4, serão utilizadas. As análises serão realizadas ao assumir as mesmas distribuições e vazões em ambos os lados dos trocadores (fluido frio e fluido quente). Essa hipótese é razoável para trocadores de placas gaxetadas, pois as entradas e saídas do trocador são frequentemente encontradas em um mesmo plano para facilitar sua montagem; ver figura abaixo.

Figura 5.1. Fotografia de um trocador de placas qualquer com bocais de entrada e saída num mesmo plano.



Fonte: www.alfalaval.us.

Como os resultados da má-distribuição nas configurações em ‘U’ e ‘Z’ são opostos, mas com magnitude similar, apenas a análise de uma delas é suficiente para estabelecer observações e conclusões

generalizadas. A configuração em “U” foi escolhida por ser frequentemente encontrada na indústria.

A análise terá enfoque nas distribuições e variações de Nu , f , T , U e ΔP . As variáveis Nu , f , U e ΔP foram avaliadas a partir de médias ponderadas com o número de canais ou com as vazões mássicas. A simbologia das médias calculadas com a ponderação do número de canais é representada por: $\langle Nu \rangle$, $\langle f \rangle$, $\langle U \rangle$ e $\langle \Delta P \rangle$. As médias ponderadas com a vazão mássica são representadas por: $Nu_{vazão}$, $f_{vazão}$ e $\Delta P_{vazão}$. Apenas a temperatura média, $\langle T \rangle$, é obtida a partir da conservação da energia; nesse caso, ponderada com a capacidade térmica (produto da vazão mássica e do calor específico). As equações 5.1 a 5.8 são representativas de aferir o desempenho global dos trocadores de calor sujeitos à distribuição irregular de vazões:

$$\langle T \rangle = \left[\frac{\sum T_{canais} c_{p_{canais}} \dot{m}_{canais}}{\sum c_{p_{canais}} \dot{m}_{canais}} \right]_{saída} \quad (5.1)$$

$$\langle Nu \rangle = \frac{\sum Nu_{canais}}{n_{canais}} \quad (5.2)$$

$$\langle f \rangle = \frac{\sum f_{canais}}{n_{canais}} \quad (5.3)$$

$$\langle \Delta P \rangle = \frac{\sum \Delta P_{canais}}{n_{canais}} \quad (5.4)$$

$$Nu_{vazão} = \frac{\sum Nu_{canais} \dot{m}_{canais}}{\sum \dot{m}_{canais}} \quad (5.5)$$

$$f_{vazão} = \frac{\sum f_{canais} \dot{m}_{canais}}{\sum \dot{m}_{canais}} \quad (5.6)$$

$$\Delta P_{vazão} = \frac{\sum \Delta P_{canais} \dot{m}_{canais}}{\sum \dot{m}_{canais}} \quad (5.7)$$

$$\langle U \rangle = \frac{\sum U_{volume\ de\ controle}}{n_{canais}} \quad (5.8)$$

onde o índice *canais* representa o valor para determinados canais e *volume de controle* para um determinado volume de controle associado a uma placa; ver capítulo 3. Note que n_{canais} e $\sum \dot{m}_{canais}$ representam o número total de canais e a vazão mássica de entrada, respectivamente.

Como a avaliação foi efetuada com as mesmas vazões para os lados frio e quente, notam-se maiores valores de *Reynolds* entrada no lado quente. As diferenças nos valores de *Reynolds* de entrada estão associadas às diferenças nas propriedades do fluido (*i.e.* água à 22°C e água a 65°C). Por exemplo, o número de *Reynolds* máximo é da ordem de 50000 na entrada do lado frio, correspondendo a valores da ordem de 80000 na entrada do lado quente.

5.1 Efeito do número de canais no número de *Nusselt*

O efeito do número de canais no número de *Nusselt* é apresentado em dois valores de *Reynolds* médio, 504 e 52800; ver Figuras 5.2 e 5.3, respectivamente. As mesmas vazões de entrada foram utilizadas nos lados do fluido frio e quente para facilitar a análise. O número de *Nusselt* é calculado a partir das distribuições mássicas obtidas no capítulo 4. Para avaliar a variação do número de *Nusselt* em relação à distribuição uniforme, o número de *Nusselt* de cada canal foi dividido pelo número de *Nusselt* calculado na velocidade média ($Nu_i / \langle Nu \rangle$). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 5.1 e 5.2 para $\langle Re \rangle = 504$ e $\langle Re \rangle = 52800$, respectivamente.

Com o aumento do número de *Reynolds* médio, $\langle Re \rangle$, de 504 para 52800, a má-distribuição de vazões foi intensificada; ver Figura 5.3 e Tabela 5.2. Com 25 canais, a distribuição é aproximadamente uniforme, com $\langle Nu \rangle \sim 659$. Com 190 canais, variações de *Nusselt* em relação à média de +17,6% e -8,6% são encontradas com $\langle Nu \rangle \sim 674,5$. Note que entre 80 e 300 canais, a variação de $\langle Nu \rangle$ é pouco expressiva; ver Tabela 5.2. Isso ocorre em razão dos números de *Reynolds* e *Prandtl* médios permanecerem praticamente iguais independentemente do número de canais. Note que a análise acima é pouco alterada se outra forma de *Nu* médio for considerado: a diferença máxima entre $\langle Nu \rangle$ e $Nu_{vazão}$ é de 3,5%.

Figura 5.2. Influência de n_{canais} no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 504$.

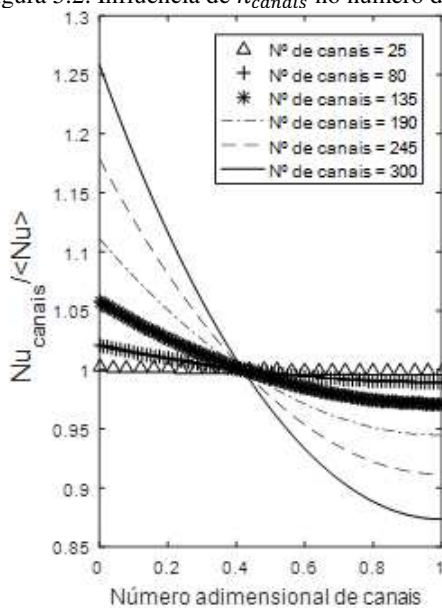


Figura 5.3. Influência de n_{canais} no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 52800$.

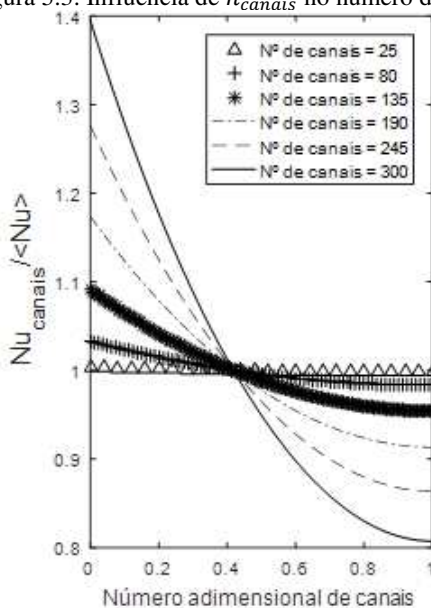


Tabela 5-1. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
25	20,902	20,857	20,86	20,834	1,002	0,999
80	21,661	21,219	21,22	20,997	1,021	0,990
135	22,512	21,283	21,30	20,668	1,058	0,971
190	23,672	21,304	21,37	20,125	1,111	0,945
245	25,115	21,304	21,48	19,421	1,179	0,912
300	26,790	21,286	21,65	18,592	1,259	0,873

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
25	661,248	658,987	658,99	657,823	1,003	0,998
80	694,077	671,843	672,02	660,637	1,033	0,983
135	735,476	674,056	675,39	643,294	1,091	0,954
190	791,646	674,501	679,30	616,200	1,174	0,914
245	860,067	673,883	685,89	582,007	1,276	0,864
300	937,584	672,277	696,38	542,863	1,395	0,807

Fonte: Autoria própria.

O número de *Reynolds* variou entre 503 e 505 com $\langle Re \rangle = 504$. Embora a diferença entre os valores máximo e mínimo de *Nusselt*, Nu_{max} e Nu_{min} , aumente com o aumento do número de canais, o valor médio de *Nusselt*, $\langle Nu \rangle$, teve variação inferior a 2%; ver Tabela 5.1. Nota-se, na Fig. 5.2, uma distribuição praticamente uniforme com número de canais igual a 25 (valor de *Nusselt* é aproximadamente 21). Para número de canais igual a 300, o número de *Nusselt* varia entre 18,59 e 26,79. Fica evidente que à medida que o número de canais aumenta a variação de Nu se intensifica.

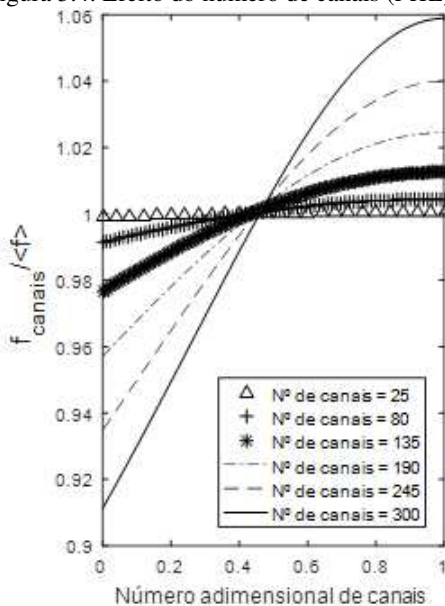
5.2 Efeito do número de canais no fator de fricção

O efeito do número de canais no fator de fricção f é apresentado em dois valores de *Reynolds* médio, 504 e 52800; ver Figuras 5.4 e 5.5,

respectivamente. Os resumos dos principais resultados são exibidos na Tabela 5.1 para $\langle Re \rangle = 504$ e na Tabela 5.2 para $\langle Re \rangle = 52800$.

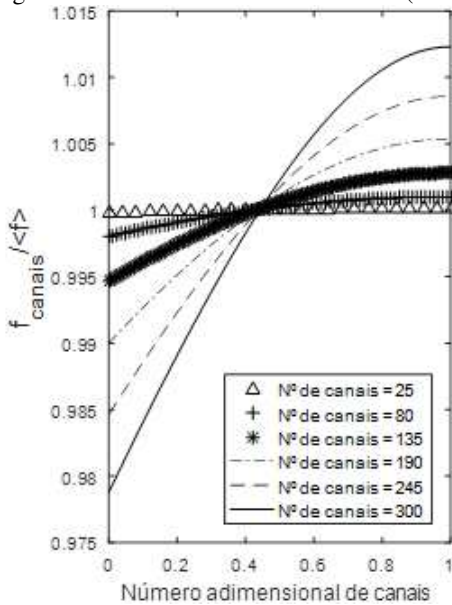
Nota-se que o valor de $\langle f \rangle$ é de aproximadamente 0,26 para $\langle Re \rangle = 504$ e de 0,184 para $\langle Re \rangle = 52800$, independentemente do número de canais. Contudo, com o aumento do número de canais a distribuição de valores de f é acentuada, em particular para números de *Reynolds* reduzidos. Com 25 canais e $\langle Re \rangle = 504$, a variação máxima de f é de 0,001% em relação à média, enquanto em 300 canais $f_{max}/\langle f \rangle$ é igual a 1,059 e $f_{min}/\langle f \rangle$ é 0,911. Com 300 canais e $\langle Re \rangle = 52800$, $f_{max}/\langle f \rangle$ é igual a 1,012 e $f_{min}/\langle f \rangle$ é 0,979.

Figura 5.4. Efeito do número de canais (*PHE*) para f ; $\langle Re \rangle = 504$.



Fonte: Autoria própria.

Figura 5.5. . Efeito do número de canais (PHE) para f ; $\langle Re \rangle = 52800$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,260	0,260	0,259	1,001	0,999
80	0,258	0,257	0,255	1,004	0,991
135	0,260	0,257	0,251	1,013	0,977
190	0,264	0,257	0,246	1,024	0,957
245	0,268	0,258	0,241	1,040	0,935
300	0,274	0,259	0,236	1,059	0,911

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas; $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,184	0,184	0,184	1,000	1,000
80	0,184	0,184	0,183	1,001	0,998
135	0,184	0,184	0,183	1,003	0,995
190	0,185	0,184	0,182	1,005	0,990
245	0,186	0,184	0,181	1,009	0,985
300	0,186	0,184	0,180	1,012	0,979

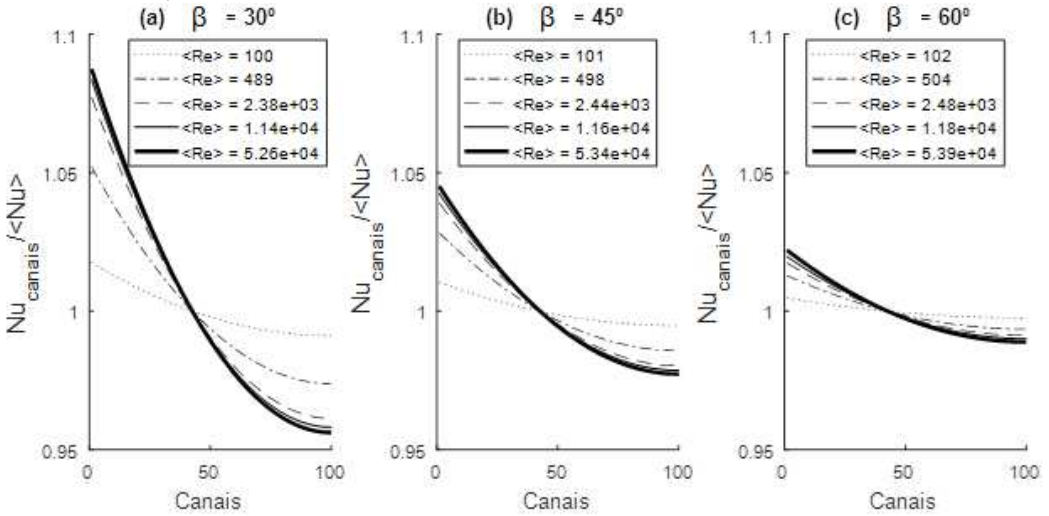
Fonte: Autoria própria.

As variações de valores de f são menos acentuadas do que as variações de Nu ; ver seção 5.1. Nota-se que o padrão de distribuição de valores de f e Nu também são diferentes. Enquanto maiores valores de f são encontrados nas placas mais afastadas da entrada do trocador, maiores valores de Nu são encontrados nas placas próximas à entrada do trocador; comparar Figuras 5.2 e 5.4. Uma terceira observação é que a média do fator de fricção é mais próxima do limite superior da distribuição obtida, e o oposto ocorre com a média do número de *Nusselt*. As observações acima são essencialmente as mesmas independentemente se o fator de fricção é ponderado com o número de canais ou com a vazão mássica por canal; ver equações 5.3 e 5.6.

5.3 Efeito do ângulo de *Chevron* no número de *Nusselt*

O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* em placas gaxetadas é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30° , 45° e 60° ; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds* médio numa faixa que varia entre 100 e 53900. São valores também utilizados no capítulo 4. Os resultados são exibidos na Fig. 5.6, enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 5-5, 5-6 e 5-7 para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , respectivamente.

Figura 5.6. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de Nu ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 100 e 53900.



Fonte: Autoria própria.

Note que à medida que o ângulo de *Chevron* aumenta o número de *Nusselt* médio também aumenta para um mesmo valor de *Reynolds* médio. Para ângulos reduzidos de *Chevron*, as placas se aproximam de tubos verticais. O escoamento é pouco perturbado nessa condição, implicando em menores valores de Nu .

Tabela 5-5. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 100 e 52600; $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
100	6,545	6,420	6,420	6,356	1,020	0,990
489	16,508	15,605	15,619	15,151	1,058	0,971
2380	51,549	47,476	47,559	45,432	1,086	0,957
11400	168,043	153,774	154,088	146,616	1,093	0,953
52600	548,379	499,857	500,971	475,521	1,097	0,951

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-6. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 101 e 53400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
101	8,491	8,394	8,395	8,345	1,012	0,994
498	21,793	21,129	21,135	20,795	1,031	0,984
2440	68,244	65,403	65,432	63,974	1,043	0,978
11600	221,116	211,147	211,259	206,133	1,047	0,976
53400	714,245	680,146	680,555	662,999	1,050	0,975

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* para configuração em U com $\langle Re \rangle$ variando entre 105 e 53900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
102	10,736	10,679	10,679	10,651	1,005	0,997
504	27,478	27,091	27,092	26,895	1,014	0,993
2480	85,682	84,054	84,061	83,234	1,019	0,990
11800	272,611	266,753	266,784	263,803	1,022	0,989
53900	861,342	840,716	840,839	830,330	1,025	0,988

Fonte: Autoria própria.

A distribuição irregular do número de *Nusselt* se intensifica com valores reduzidos de β . Variações em relação à média próximas a 10% são obtidas com *Reynolds* superiores a 50000; ver Tabela 5.5. Para $\beta = 60^\circ$, a variação de *Nusselt* por canal é pequena: 0,5% a 2,5% nos limites superiores; e 0,3% a 1,2% nos limites inferiores. Note também que a variação do número de *Nusselt* aumenta com o aumento do número de *Reynolds*. No capítulo 4, foi demonstrado que a má distribuição de vazões se intensifica com o aumento de $\langle Re \rangle$.

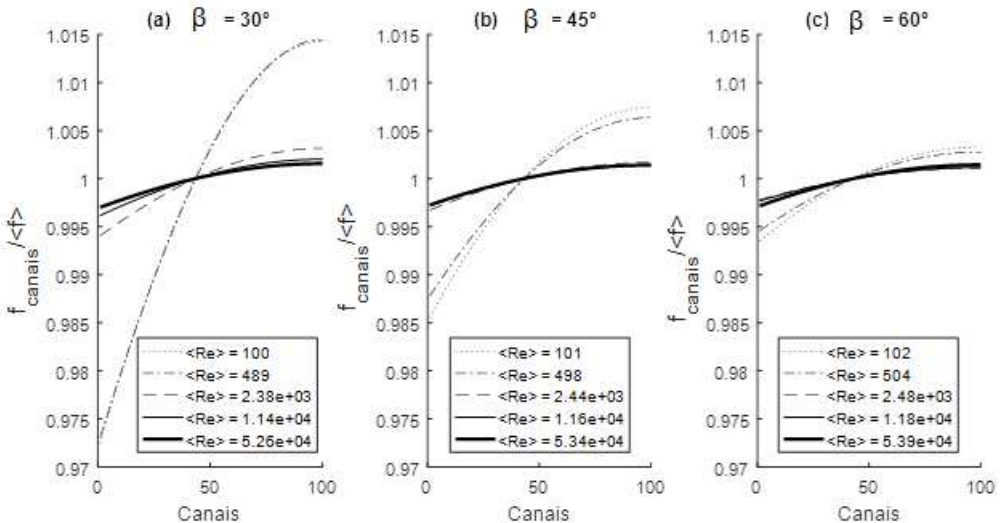
5.4 Efeito do ângulo de *Chevron* no fator de fricção

O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção em placas gaxetadas é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30° , 45° e 60° ; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds* médio numa faixa que varia entre 100 e 53900. São valores utilizados na seção

anterior e na seção 4.1.3. Os resultados são exibidos na Fig. 5.7, enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 5-8, 5-9 e 5-10 para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , respectivamente.

À medida que o ângulo de *Chevron* aumenta, o fator de fricção médio também aumenta para um mesmo valor de *Reynolds* médio. Essa explicação reside na aproximação das placas como tubos verticais para ângulos reduzidos de *Chevron*. A distribuição irregular de f se intensifica com valores reduzidos de β ; resultado esperado em virtude das distribuições de vazão obtidas na seção 4.1.3. Note também que a distribuição irregular de f é acentuada com a redução do número de *Reynolds*. Isso ocorre principalmente no regime laminar e de transição (região em azul na figura 5.8). Note que no regime turbulento (região em vermelho na figura 5.8), f é praticamente constante. Para números de *Reynolds* superiores a 2500, o fator de fricção é praticamente uniforme em qualquer local do trocador *PHE*.

Figura 5.7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de f ; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 100 e 53900.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-8. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 100 e 52600: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
100	0,311	0,306	0,326	0,297	1,016	0,969
489	0,134	0,132	0,139	0,128	1,016	0,970
2380	0,107	0,107	0,108	0,106	1,004	0,993
11400	0,100	0,099	0,101	0,099	1,002	0,996
52600	0,095	0,095	0,096	0,094	1,002	0,997

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-9. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 101 e 53400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
101	0,554	0,550	0,575	0,541	1,008	0,984
498	0,260	0,258	0,268	0,255	1,007	0,986
2440	0,215	0,215	0,218	0,214	1,002	0,996
11600	0,198	0,198	0,200	0,197	1,002	0,997
53400	0,184	0,184	0,188	0,183	1,002	0,997

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-10. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção para $\langle Re \rangle$ variando entre 102 e 53900: $\beta = 60^\circ$.

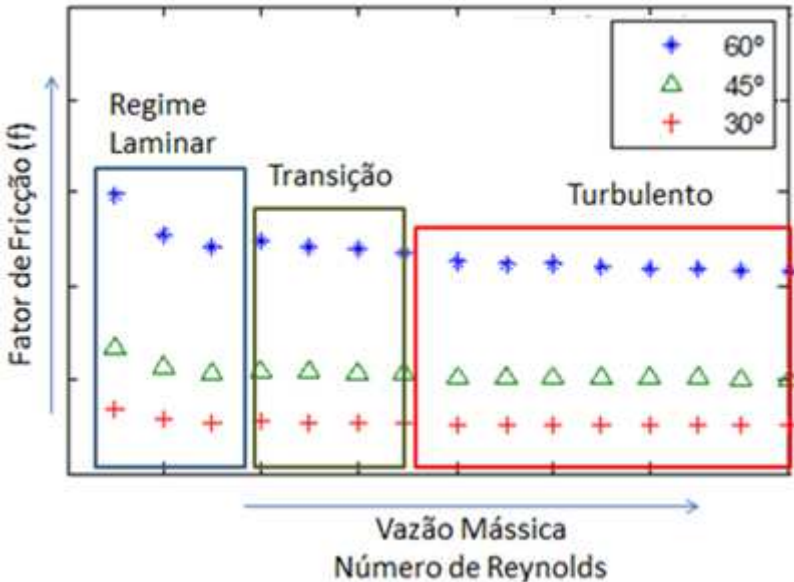
$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
102	1,219	1,215	1,260	1,206	1,004	0,993
504	0,582	0,580	0,597	0,576	1,003	0,994
2480	0,480	0,480	0,487	0,478	1,001	0,998
11800	0,419	0,419	0,428	0,418	1,001	0,997
53900	0,366	0,365	0,380	0,364	1,002	0,997

Fonte: Autoria Própria

Variações em relação à média próximas a 3% são obtidas com $\langle Re \rangle = 100$ e $\beta = 30^\circ$; ver Tabela 5.8. Para $\beta = 60^\circ$, a variação máxima

foi de 0,2%. A partir dos resultados das seções 5.1 a 5.4, nota-se que a distribuição de valores de f é pouco afetada pelo ângulo de *Chevron* e pelo número de canais e de *Reynolds*. As distribuições de Nu são mais afetadas pelas variáveis anteriores.

Figura 5.8. Ilustração da variação do fator de atrito em função de Re e da vazão mássica.



Fonte: Autoria própria.

5.5 Efeito do número de canais na temperatura de saída

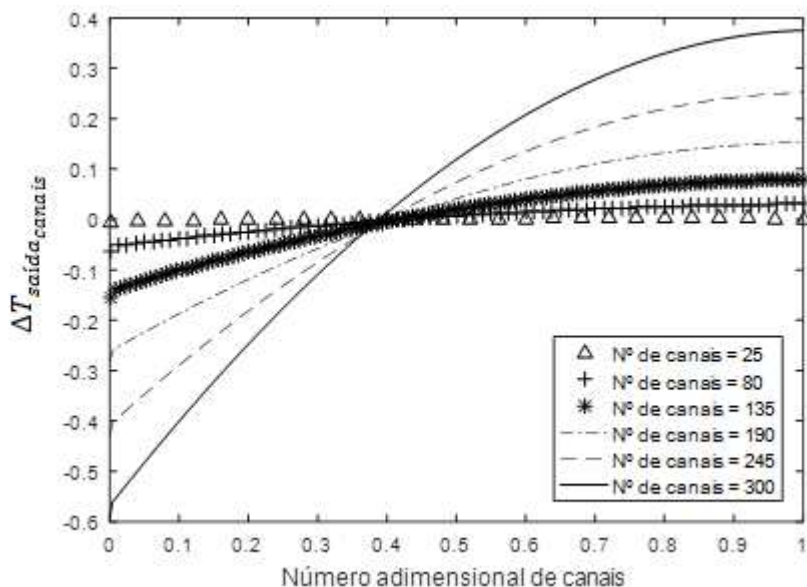
Os resultados relacionados à temperatura de saída de cada canal do trocador *PHE* é apresentada nessa seção para dois valores médios de *Reynolds* e para o fluido 1 (frio). De acordo com a Tabela 4.1, a temperatura de entrada nesse ramal é 22 °C. Para obter equivalência entre os resultados em escalas Kelvin e Celsius, a diferença de temperatura é exibida da seguinte forma: diferença entre a temperatura de saída de cada canal, $T_{saída_{canal}}$, em relação à temperatura média de saída do trocador, $\langle T \rangle$; ver Equação 5.1. Logo, apresenta-se a diferença da seguinte forma:

$$\Delta T_{saída_{canais}} = T_{saída_{canal}} - \langle T \rangle.$$

Na Fig. 5.9 é exibido o efeito do número de canais em $\Delta T_{saída_{canais}}$ para *Reynolds* médio igual a 504. Na tabela 5-11, são resumidos os principais resultados.

Observa-se, na figura 5.9, que a variação da temperatura de saída máxima e mínima apresenta valores menores que 1°C. A temperatura de saída é pouco afetada pela variação de canais em baixos números de *Reynolds*. Na Fig. 5.10 é exibido o efeito do número de canais na temperatura de saída do fluido 1 (frio) para *Reynolds* médio igual a 52800. Na tabela 5-12, são resumidos os principais resultados.

Figura 5.9. Efeito do número de canais na temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$.



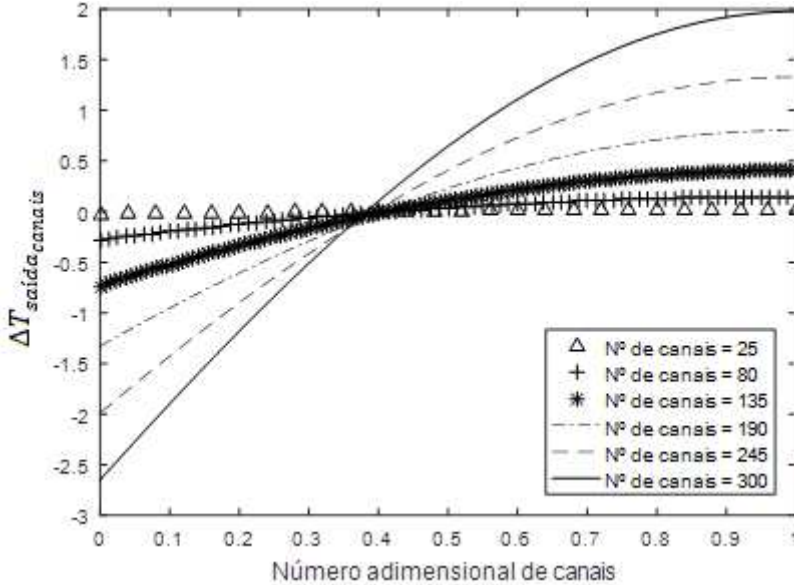
Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-11. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $< Re >=504$.

Canais	T_{max} (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	T_{min} (°C)	$T_{max}-\langle T \rangle$	$T_{min}-\langle T \rangle$	$T_{max}-T_{min}$
25	57,888	57,887	57,880	0,001	-0,007	0,008
80	58,065	58,003	57,972	0,062	-0,031	0,093
135	58,018	57,833	57,782	0,185	-0,050	0,235
190	58,047	57,680	57,613	0,367	-0,068	0,434
245	58,114	57,514	57,432	0,599	-0,082	0,682
300	58,207	57,333	57,239	0,874	-0,094	0,968

Fonte: Autoria própria.

Figura 5.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída para $< Re >=52800$. Valores em [°C].



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-12. Principais resultados da distribuição de temperatura para $\langle Re \rangle = 52800$.

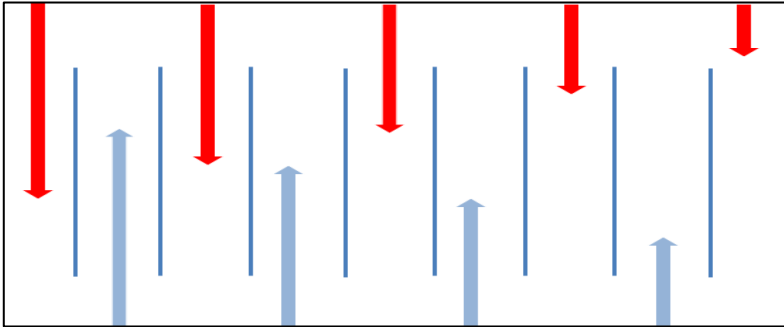
Canais	T_{max} (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	T_{min} (°C)	$T_{max} - \langle T \rangle$	$T_{min} - \langle T \rangle$	$T_{max} - T_{min}$
25	38,078	38,064	38,034	0,014	-0,029	0,044
80	38,082	37,936	37,656	0,146	-0,280	0,426
135	38,279	37,871	37,134	0,408	-0,737	1,145
190	38,627	37,824	36,490	0,803	-1,334	2,137
245	39,091	37,762	35,768	1,329	-1,995	3,323
300	39,650	37,673	35,018	1,977	-2,655	4,632

Fonte: Autoria própria.

Observa-se, na figura 5.10, o aumento da variação máxima da temperatura de saída ($T_{max} - T_{min}$), com o aumento do número de *Reynolds*. Valores de $T_{max} - T_{min}$ iguais a 4,6 foram obtidos com 300 canais. A temperatura média de saída, $\langle T \rangle$, é levemente afetada pela variação do número de canais. Nota-se também que o aumento do número de canais afeta significativamente a distribuição de temperaturas na saída; ver Tabelas 5.11 e 5.12.

Conforme notado acima, o efeito da má-distribuição de vazões para trocadores de placas gaxetadas nas condições apresentadas na seção 4.1 (escoamentos monofásicos, troca de calor sensível, distribuições de vazão semelhantes entre os fluidos 1 e 2 – ver Figura 5.11) é pouco notado na temperatura média de saída, $\langle T \rangle$. Essas pequenas variações em função do número de canais decorrem, em parte, das reduzidas variações de $\langle Re \rangle$ em virtude da limitação do algoritmo usado (limitações no que concerne a discretização das vazões por canal, promovendo pequenas variações do *Re* médio). Dessa forma, nota-se que a má-distribuição pouco afeta a troca global de calor. Contudo, o campo de temperaturas é afetado, podendo ocorrer implicações estruturais como danos a gaxetas. Note que, em escoamentos bifásicos, a má-distribuição é conhecida por reduzir a eficiência térmica do trocador, pois o coeficiente de transferência de calor médio é reduzido quando alguns canais são completamente preenchidos por líquido enquanto outros são preenchidos por gás ou vapor. Coeficientes de transferência de calor são maiores para escoamentos bifásicos; ver Bobbili *et al.* (2006), por exemplo. Contudo, esses efeitos não são investigados nesse trabalho.

Figura 5.11. Ilustração da distribuição mássica nos lados frio (1, em azul) e quente (2, em vermelho) para um trocador qualquer *PHE*.



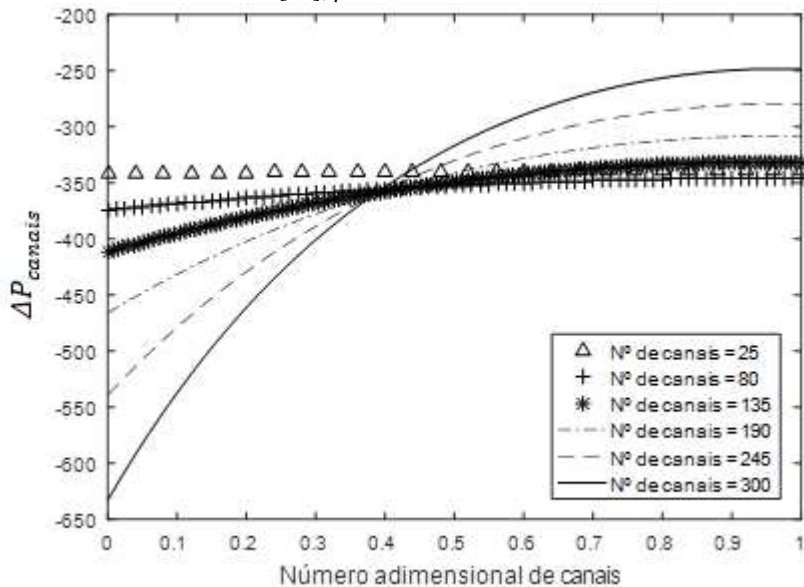
Fonte: Autoria própria.

5.6 Efeito do número de canais na perda de carga

Na Fig. 5.12 é exibida a perda de carga por canal, ΔP_{canais} , do fluido 1 (frio) para *Reynolds* médio igual a 504. Efeitos dos *manifolds* de entrada e de saída não são considerados, apenas as perdas por fricção nas placas são avaliadas. Na tabela 5-13, são resumidos os principais resultados.

Note, que a variação da perda de carga por canal aumenta com o aumento do número de canais. A razão da perda de carga máxima pela perda carga média, $\Delta P_{\text{max}} / \langle \Delta P \rangle$, é da ordem de 1,77 para $\langle Re \rangle = 504$ e número de canais igual a 300. Note que, para $\langle Re \rangle = 504$, a perda de carga média é desprezível em relação a típicos valores de pressão de entrada. Nas condições de operação apresentadas na seção 4.1 foi considerada que a pressão de entrada é igual a 5 bar.

Figura 5.12. Efeito do número total de canais na perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-13. Principais resultados da perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
25	-3,42E+02	-3,40E+02	-3,39E+02	-3,39E+02	1,01	1,00
80	-3,74E+02	-3,55E+02	-3,54E+02	-3,46E+02	1,05	0,97
135	-4,12E+02	-3,57E+02	-3,56E+02	-3,31E+02	1,15	0,93
190	-4,66E+02	-3,56E+02	-3,58E+02	-3,08E+02	1,31	0,87
245	-5,39E+02	-3,56E+02	-3,63E+02	-2,80E+02	1,51	0,79
300	-6,33E+02	-3,57E+02	-3,73E+02	-2,48E+02	1,77	0,70

Fonte: Autoria própria.

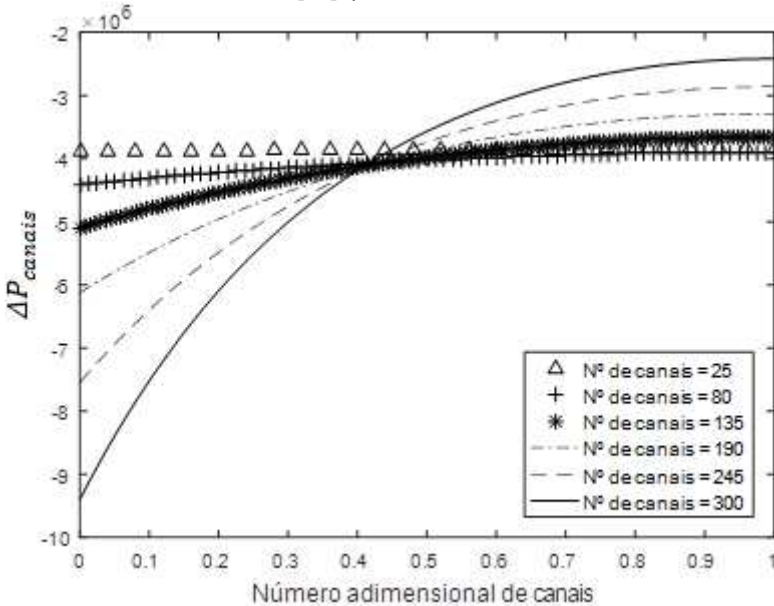
Na Fig. 5.13, são apresentados os efeitos da variação do número de canais na pressão de saída do fluido 1 (frio) para $\langle Re \rangle = 52800$. Na tabela 5-14 são resumidos os principais resultados.

A primeira observação é referente aos níveis de perda de carga. Os comprimentos característicos e as propriedades do fluido são

praticamente os mesmos para os dois valores de *Reynolds* médio, 504 e 52800. Como a magnitude do valor de *Re* aumentou na ordem de 10^2 , a velocidade característica, *V*, apresenta aumento similar. Como ΔP é proporcional a V^2 , são esperados valores de ΔP para $\langle Re \rangle = 52800$ da ordem de 10^6 [Pa], já que $\Delta P_{\langle Re \rangle = 52800} / \Delta P_{\langle Re \rangle = 504} \sim 10^4$; compare Tabelas 5.13 e 5.14. Obviamente, as pressões de entrada deveriam ser bem superiores a 5 bar (conforme mencionado na seção 4.1) para $\langle Re \rangle = 52800$.

Note que o aumento do número de *Reynolds* promove maiores variações de perda de carga por canal. Na tabela 5-14 são exibidas variações em relação à média superiores a +200% e inferiores a -40% para n_{canais} igual a 300. Note também que a perda de carga média aumenta à medida que os números de canais se elevam. De 25 a 300 canais, $\langle \Delta P \rangle$ varia entre -3,86 MPa e -4,31 MPa. O aumento da má-distribuição promove aumento da potência de bombeamento.

Figura 5.13. Efeito do número total de canais na perda de carga por canal para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]. β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-14. Principais resultados da perda de carga por canal para $Re \geq 52800$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
25	-3,89E+06	-3,86E+06	-3,86E+06	-3,84E+06	1,01	1,00
80	-4,41E+06	-4,07E+06	-4,07E+06	-3,90E+06	1,08	0,96
135	-5,09E+06	-4,11E+06	-4,14E+06	-3,66E+06	1,24	0,89
190	-6,12E+06	-4,15E+06	-4,23E+06	-3,29E+06	1,47	0,79
245	-7,55E+06	-4,21E+06	-4,42E+06	-2,86E+06	1,79	0,68
300	-9,40E+06	-4,31E+06	-4,74E+06	-2,42E+06	2,18	0,56

Fonte: Autoria própria.

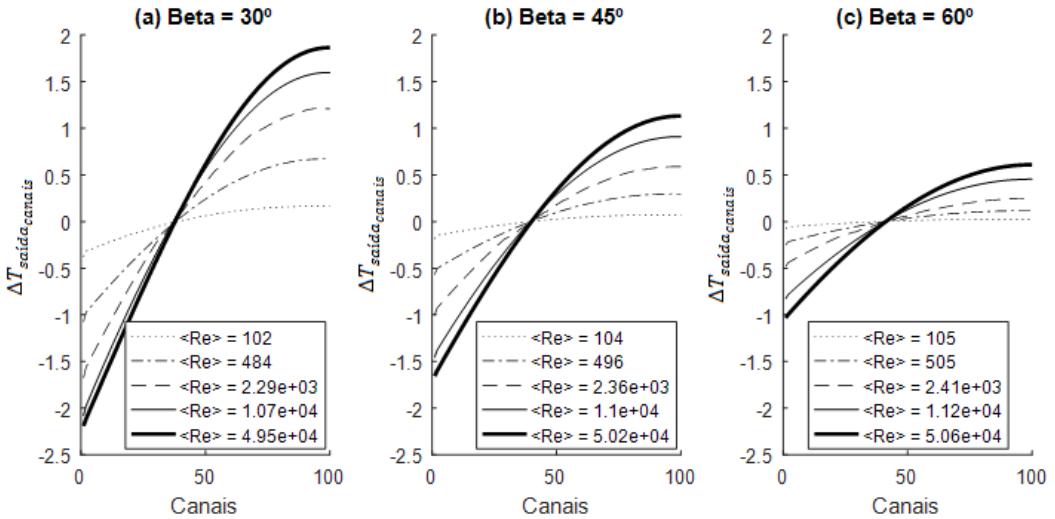
Por fim, nota-se que a pressão de entrada deve ser levada em conta nas distribuições de vazão. Caso a perda de carga seja bastante elevada em um determinado canal (*e.g.* da mesma magnitude da pressão de entrada), o perfil de distribuições de vazão será modificado. Obviamente, nesses casos, a vazão será reduzida nesse canal com o consequente aumento de vazão em canais adjacentes para promover conservação da massa e energia.

5.7 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída

Na Fig. 5.14 são exibidos os efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída para *Reynolds* médio variando entre 100 e 50200 para o fluido 1 (frio). Resultados são apresentados para número de canais igual a 100.

A variação da temperatura de saída é aumentada à medida que o ângulo de *Chevron* é reduzido. Maiores valores de temperaturas médias são obtidos com $\beta = 60^\circ$. Note que maiores valores de *Nu* foram obtidos com $\beta = 60^\circ$ na seção 5.3. Nas tabelas 5-15, 5-16 e 5-17 são resumidos os principais resultados.

Figura 5.14. Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 102 e 50600. Valores em $[\text{°C}]$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-15. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída para ângulo de *Chevron* 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 102 e 49500.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$T_{\max}(\text{°C})$	$\langle T \rangle(\text{°C})$	$T_{\min}(\text{°C})$	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
102	57,598	57,4341	57,059	0,164	-0,376	0,540
484	52,223	51,5529	50,478	0,670	-1,075	1,746
2290	47,050	45,8383	44,162	1,212	-1,677	2,888
10700	41,153	39,5551	37,476	1,598	-2,079	3,677
49500	33,937	32,073	29,882	1,864	-2,191	4,054

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-16. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída para ângulo de *Chevron* 45°. $\langle Re \rangle$ varia entre 104 e 50200.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$T_{\max} (^\circ\text{C})$	$\langle T \rangle (^\circ\text{C})$	$T_{\min} (^\circ\text{C})$	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
104	59,020	58,948	58,765	0,072	-0,183	0,255
496	54,423	54,126	53,557	0,297	-0,569	0,866
2360	49,524	48,935	47,931	0,589	-1,004	1,593
11000	43,124	42,214	40,761	0,910	-1,453	2,363
50200	34,561	33,430	31,773	1,132	-1,657	2,788

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-17. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída para ângulo de *Chevron* 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 105 e 50600.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$T_{\max} (^\circ\text{C})$	$\langle T \rangle (^\circ\text{C})$	$T_{\min} (^\circ\text{C})$	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
105	60,102	60,076	60,004	0,026	-0,072	0,098
505	56,060	55,945	55,696	0,115	-0,250	0,364
2410	51,367	51,121	50,640	0,246	-0,482	0,728
11200	44,496	44,042	43,216	0,454	-0,826	1,280
50600	34,881	34,272	33,240	0,609	-1,033	1,641

Fonte: Autoria própria.

Note que o efeito da má-distribuição na variação da temperatura de saída cresce com o aumento do número de *Reynolds*. Para números de *Reynolds* na faixa de 50000, o desvio máximo absoluto em relação à média é inferior a 2,5 °C para $\beta = 30^\circ$ e inferior a 1,5 °C para $\beta = 60^\circ$. É importante ressaltar que a análise acima ocorre com distribuição irregular de vazões idênticas em cada ramal (ver Figura 5.11). Além de mesma vazão, têm-se capacidades térmicas similares, já que os fluidos de trabalho possuem mesma vazão e o calor específico da água apresenta pequena variação na faixa de temperatura testada.

A seguir é apresentada uma breve análise para fluidos de capacidades térmicas diferentes. A vazão do fluido 2 (quente) é selecionada como a metade da vazão para o fluido 1. A forma da distribuição obtida é distinta em relação ao caso anterior; compare as Figuras 5.14 e 5.15.

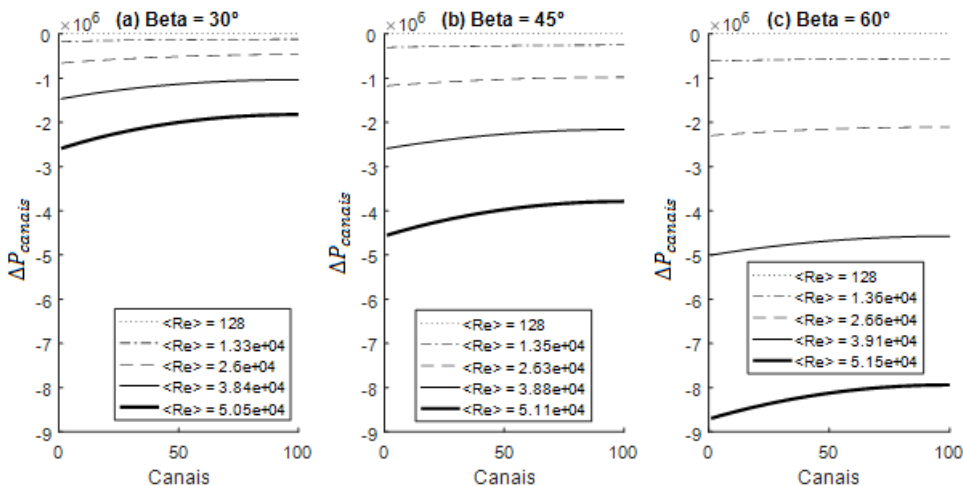
Note que o efeito do número de *Reynolds* na variação de temperatura de saída foi modificado na Fig. 5.15. Para valores de $\langle Re \rangle$ entre 500 e 2400, a variação máxima da temperatura de saída, $T_{max} - T_{min}$, é reduzida. Para valores de $\langle Re \rangle$ acima de 2400, a variação máxima da temperatura de saída é aumentada. Quando os dois ramais possuem capacidades térmicas semelhantes, obtêm-se valores similares de números de *Nusselt* e fatores de fricção nos lados quente e frio. Dessa forma, não há inflexão nas variações máximas da temperatura de saída à medida que o número de *Reynolds* é alterado (considerando-se a configuração de trocadores de placas gaxetadas conforme figuras 5.1 e 5.11). Quando as capacidades térmicas são alteradas, essa inflexão é possível; compare os resultados das Tabelas 5.15, 5.16 e 5.17, com os resultados obtidos para capacidades térmicas diferentes nas tabelas 5.18, 5.19 e 5.20.

5.8 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na perda de carga

Na Fig. 5.16 são exibidos os resultados da variação de perda de carga para o trocador do tipo *PHE* com $\langle Re \rangle$ variando entre 127 e 51700. O número de canais é igual a 100. Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 5.21, 5.22 e 5.23 para β igual a 30° , 45° e 60° , respectivamente.

Note na Fig. 5.15 e nas Tabelas que quanto menor o ângulo de *Chevron*, maior é a variação da perda de carga por canal. A variação da perda de carga é amplificada com o aumento de $\langle Re \rangle$. Note também que a seleção do ângulo de *Chevron* impacta a perda de carga média por canal. Com $\beta = 60^\circ$ e $\langle Re \rangle$ na faixa de 50000, a perda de carga média, $\langle \Delta P \rangle$, é aproximadamente 8,2 Mpa. Com $\beta = 30^\circ$ na mesma faixa de $\langle Re \rangle$, $\langle \Delta P \rangle$ é aproximadamente 2,0 Mpa. Dessa forma, a seleção de β afeta fortemente a escolha da potência de bombeamento.

Figura 5.15. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de pressão; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51500.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-18. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 50500.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\langle \Delta P_{\text{vazão}} \rangle$ (Pa)	ΔP_{min} (Pa)	$\Delta P_{\text{max}} / \langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\text{min}} / \langle \Delta P \rangle$
128	-3,29E+01	-3,08E+01	-3,08E+01	-2,98E+01	1,071	0,969
13300	-1,69E+05	-1,36E+05	-1,37E+05	-1,21E+05	1,242	0,887
26000	-6,60E+05	-5,29E+05	-5,32E+05	-4,68E+05	1,248	0,884
38400	-1,47E+06	-1,17E+06	-1,18E+06	-1,04E+06	1,251	0,883
50500	-2,59E+06	-2,07E+06	-2,08E+06	-1,82E+06	1,253	0,882

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-19. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51100.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\langle \Delta P_{\text{vazão}} \rangle$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
128	-5,78E+01	-5,56E+01	-5,56E+01	-5,46E+01	1,040	0,982
13500	-3,04E+05	-2,71E+05	-2,71E+05	-2,55E+05	1,120	0,942
26300	-1,17E+06	-1,04E+06	-1,04E+06	-9,81E+05	1,124	0,940
38800	-2,59E+06	-2,30E+06	-2,31E+06	-2,16E+06	1,126	0,939
51100	-4,55E+06	-4,04E+06	-4,05E+06	-3,79E+06	1,128	0,938

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-20. Principais resultados da perda de carga por canal para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 128 e 51500.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\langle \Delta P_{\text{vazão}} \rangle$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
128	-1,25E+02	-1,23E+02	-1,23E+02	-1,22E+02	1,018	0,992
13600	-6,09E+05	-5,77E+05	-5,77E+05	-5,61E+05	1,056	0,973
26600	-2,30E+06	-2,17E+06	-2,17E+06	-2,11E+06	1,059	0,971
39200	-5,00E+06	-4,72E+06	-4,72E+06	-4,58E+06	1,061	0,970
51500	-8,69E+06	-8,19E+06	-8,19E+06	-7,94E+06	1,062	0,970

Fonte: Autoria própria.

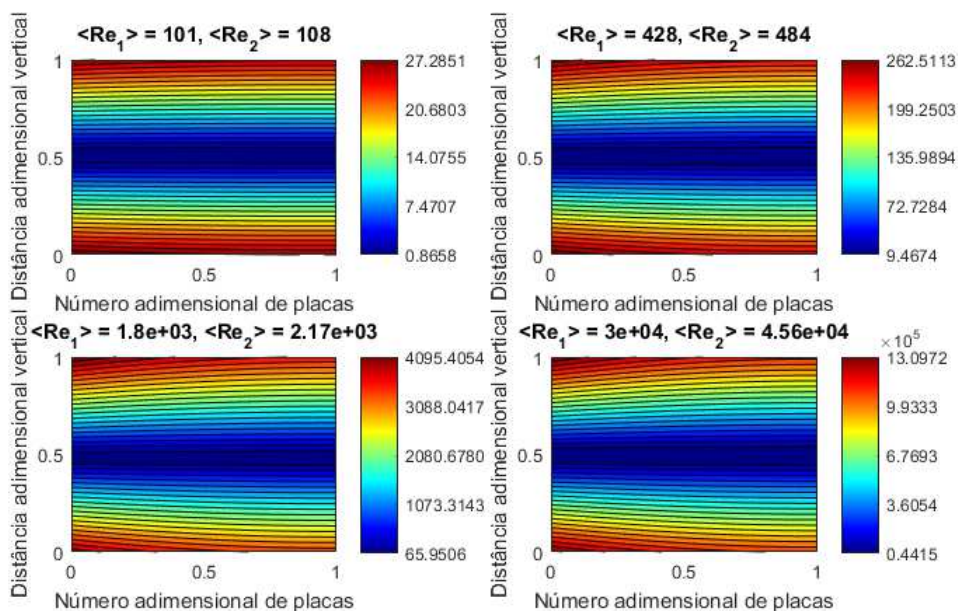
5.9 Campos de Pressão e Temperatura

A análise dos campos de pressão e temperatura envolve a apresentação simultânea de dados dos lados quente e frio. A análise é realizada com 100 canais. Como informado no Capítulo 4, dados de pressão e temperatura são apresentados com uma discretização de 20 nós por cada canal quente e frio. São objetivos identificar e quantificar o efeito da má-distribuição nas diferenças de temperatura e pressão entre os canais do trocador de calor. Os locais com as maiores diferenças estão associados com elevadas tensões estruturais, sendo regiões propícias a falhas.

Nas figuras 5.17 e 5.18, são apresentados os campos de pressão e temperatura, respectivamente. No eixo x, é exibido o número adimensional de canais e no eixo y, a distância vertical adimensional.

Note que as vazões mássicas de entrada são iguais. As diferenças no valor médio do *Reynolds* de entrada decorrem de diferenças nas propriedades dos fluidos de entrada (em decorrência das diferenças entre a temperatura de entrada de cada corrente). Nas figuras abaixo, os resultados são exibidos com valores médios de *Reynolds* entre 101 e 30000 para o lado frio (correspondendo a valores médio de *Reynolds* para o lado quente entre 108 e 45600). A entrada dos fluidos 1 e 2 ocorre nas distâncias verticais 1 e 0, respectivamente.

Figura 5.16. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de pressão entre os canais [Pa].

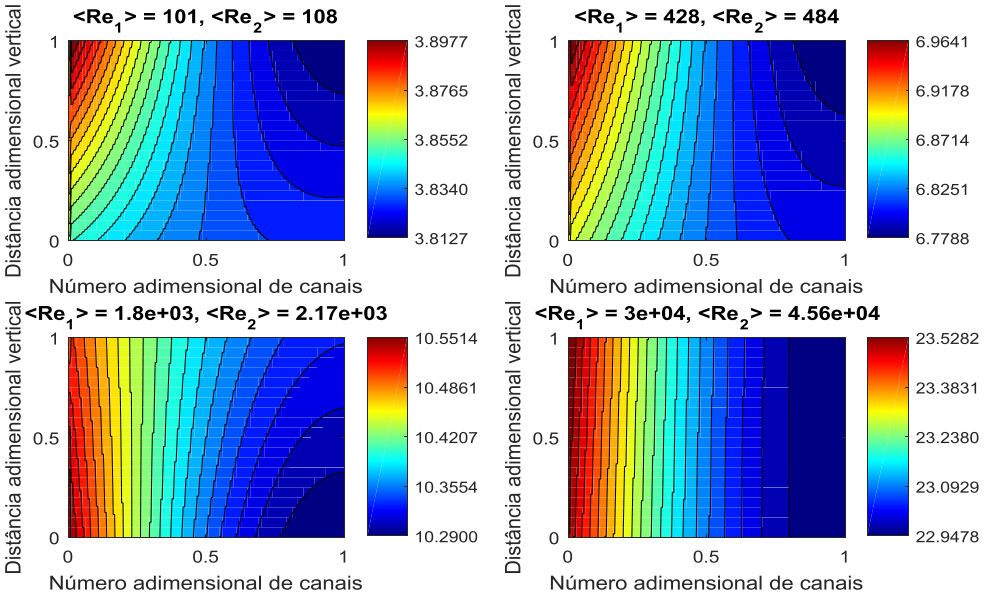


Fonte: Autoria própria.

Note, na figura 5.17, que a diferença de pressão entre as placas é maior na entrada de cada trocador (distância adimensional 0 e 1) e mínima no centro do trocador (distância adimensional 0.5) para trocadores *PHE* com configuração em “U” com as presentes condições de entrada. Note também que as máximas diferenças de pressão ocorrem onde as vazões são máximas (canal adimensional 0). O aumento do número de *Reynolds* afeta significativamente a diferença de pressão entre os canais.

Note, na Fig. 5.18, que a variação da diferença de temperatura entre os canais é pequena para trocadores *PHE* com configuração em “U” com as presentes condições de entrada. Com $Re_1=30000$ e $Re_2=45600$, as diferenças de temperatura variam entre $23,52^\circ\text{C}$ e $22,94^\circ\text{C}$. Esse resultado é atribuído às distribuições simétricas de vazões (com capacidade térmica semelhante). De qualquer forma, as máximas diferenças são encontradas na entrada do trocador (canal adimensional 0). Note que o aumento do *Reynolds* de entrada promove maiores diferenças de temperatura.

Figura 5.17. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de temperatura entre os canais [$^\circ\text{C}$].



Fonte: Autoria própria.

Por fim, note que o local mais propício a falhas é o canal adimensional 0 (na distância adimensional 1). Trata-se da localidade com as maiores diferenças combinadas de temperatura e pressão.

5.10 Resumo do capítulo

As principais conclusões e observações a respeito de trocadores de placas gaxetadas com configuração em 'U' operando com distribuições de vazões e capacidades térmicas similares em ambos os lados dos trocadores (fluido frio e fluido quente) são apresentadas abaixo:

- À medida que o número de canais e o número de *Reynolds* médio aumentam, a variação de *Nusselt* se intensifica. Contudo, $\langle Nu \rangle$ é praticamente constante à medida que o número de canais aumenta;

- À medida que o número de canais aumenta e o número de *Reynolds* médio diminui, a variação do fator de fricção se intensifica;

- Nota-se que o padrão de distribuição de valores de f e Nu são diferentes: maiores valores de f são encontrados nas placas mais afastadas da entrada do trocador; o oposto ocorre com Nu ;

- À medida que o ângulo de *Chevron* aumenta, o número de *Nusselt* e o fator de fricção médios também aumentam. Entretanto, a distribuição irregular de Nu e f se intensificam com valores reduzidos de β ;

- Há aumento da variação da temperatura de saída com o aumento do número de *Reynolds* e do número de canais, e com a redução do ângulo de *Chevron*;

- A temperatura média de saída é levemente afetada pela variação do número de canais. Nas condições estudadas, a má-distribuição pouco afeta a troca global de calor;

- A variação da perda de carga por canal aumenta com o aumento do número de canais e do número de *Reynolds*, e com a redução do ângulo de *Chevron*;

- A perda de carga média aumenta com o aumento do número de canais e com o aumento do ângulo de *Chevron*;

- Os pontos mais propícios a falhas em decorrência de elevadas diferenças de temperatura e pressão estão localizados na entrada do trocador.

6 DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS CIRCULARES SEM DISTRIBUIDOR ESTÁTICO NO CASCO EXTERNO

Para avaliar os efeitos da distribuição irregular de vazões em trocadores de placas circulares, em particular no número de *Nusselt* e no fator de fricção, as mesmas condições de operação e características de trocadores de calor *PSHE*, conforme apresentadas no capítulo 4, serão utilizadas. As análises serão realizadas ao assumir as mesmas vazões de entrada em ambos os lados dos trocadores (fluido frio e fluido quente). Conforme relatado no capítulo 5, mesmas vazões de entrada nas condições especificadas promovem números de *Reynolds* para o lado quente aproximadamente 60% maiores em relação ao lado frio. A análise também terá enfoque nas distribuições e variações de Nu , f , T e ΔP .

No caso de trocadores *PHE* com configuração industrial usual (*i.e.* configuração em “U”), foram utilizadas distribuições de vazão semelhantes para os ramais quente e frio; ver justificativas no capítulo 5. No lado interno do trocador *PSHE*, é esperada uma distribuição de vazão mássica semelhante às encontradas no trocador *PHE* e representada pelo modelo de Bassionouy e Martin (1983a). No lado externo do *PSHE*, espera-se uma distribuição mássica semelhante a uma curva normal na ausência de distribuidores estáticos; conforme demonstrado nos resultados numéricos obtidos por Liu *et al.* (2015).

Uma tentativa de representar a distribuição mássica no lado externo do *PSHE* foi apresentada na seção 3.1.2 a partir das soluções para um bocal divergente conforme apresentado por Vujicic e Crnojevic (2003). Contudo, esse modelo fornece vazões praticamente nulas nos canais mais afastados do centro do trocador. Essa aproximação é considerada grosseira, promovendo singularidades nas extremidades do trocador (*i.e.* valores coeficientes de atrito). De modo a evitar o inconveniente acima, mas sem se afastar da solução do bocal divergente, a seguinte correção é proposta:

$$\dot{m}_{canais; novo} = 0.9 \dot{m}_{canais} + 0.1 \langle \dot{m}_{canais} \rangle \quad (6.1)$$

onde $\dot{m}_{canais; novo}$ é a vazão mássica corrigida, \dot{m}_{canais} é a distribuição obtida pelo método do bocal divergente e $\langle \dot{m}_{canais} \rangle$ é vazão mássica média por canal. A partir da Eq. (6.1), a distribuição mássica foi multiplicada por 0.9 e posteriormente todos os canais sofreram um

acréscimo uniforme de 10% da vazão média. Esses valores foram escolhidos para estabelecer um padrão de distribuição mais próximo ao obtido por Liu *et al.* (2015); ver seção 2.6.2.

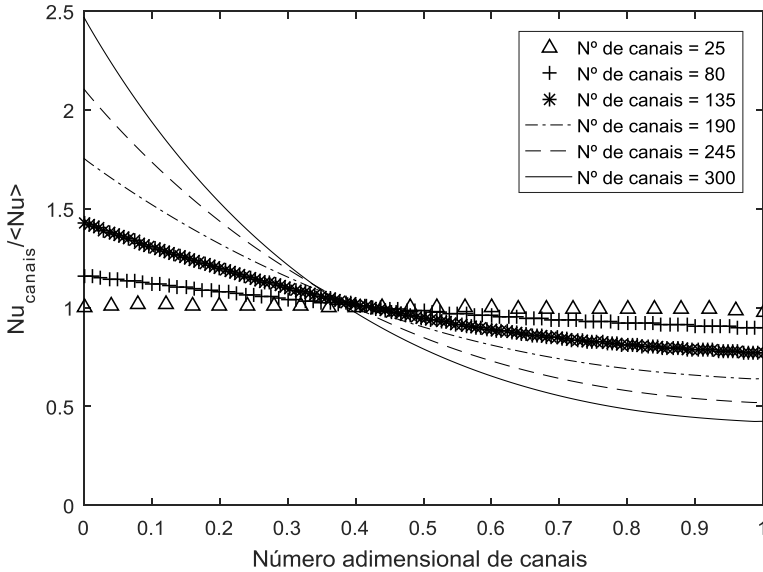
De forma a permitir comparações com os resultados do capítulo 5 (mas evitando repetições nas descrições dos resultados), os resultados do capítulo 6 serão apresentados com enfoque no valor de *Reynolds* médio igual a 52800, embora resultados em outros valores de *Reynolds* também sejam exibidos. Trata-se de um valor representativo de regime turbulento, comum à indústria de óleo e gás. Resultados para valores de *Reynolds* médio igual a 504, representativo de regime laminar, são apresentados no apêndice C.

Por fim, as avaliações foram realizadas considerando-se a presença do fluido frio no lado (interno ou externo) em análise. Por exemplo, quando a parte interna é avaliada, o fluido quente é encontrado no casco. O oposto ocorre, quando o lado do casco é avaliado (fluido frio no casco e fluido quente na parte interna). Dessa forma, a avaliação entre o lado interno e externo é realizada com as mesmas propriedades do fluido na entrada.

6.1 Efeito do número de canais no número de *Nusselt*

O efeito do número de canais no número de *Nusselt* é apresentado para *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 6.1 (parte interna do *PSHE*) e 6.2 (parte externa do *PSHE*). Para avaliar a variação do número de *Nusselt* em relação à média, o número de *Nusselt* de cada canal foi dividido pelo número de *Nusselt* médio ($Nu_{canais}/\langle Nu \rangle$). O subscrito canais indica um determinado canal do trocador. Os resumos dos principais resultados ($\langle Nu \rangle$, Nu_{min} e Nu_{max}) são exibidos nas Tabelas 6.1 para a parte interna do *PSHE* e 6.2 para a parte externa do *PSHE*.

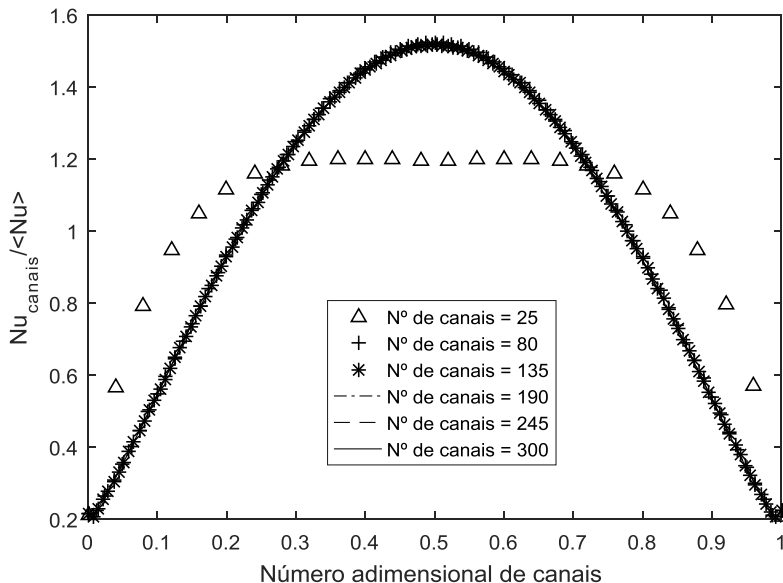
Figura 6.1. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Note que, no lado interno do *PSHE*, o número de *Nusselt* médio ponderado por canal varia entre 585 e 614. Para número de canais superiores a 80, $\langle Nu \rangle$ diminui com o aumento do número de canais, enquanto $Nu_{vazão}$ aumenta. Note também que os valores de $\langle Nu \rangle$ são maiores para o trocador *PHE* no mesmo *Reynolds* médio testado (comparação com o *PSHE* tanto no lado interno quanto no lado externo); compare a segunda coluna das Tabelas 5.2, 6.1 e 6.2.

Figura 6.2. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-1. Principais resultados das variações de *Nu* em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	612,294	603,970	604,033	588,600	1,014	0,975
80	714,437	614,391	619,809	551,908	1,163	0,898
135	876,997	613,081	645,918	474,045	1,430	0,773
190	1064,797	606,591	697,365	387,802	1,755	0,639
245	1257,072	596,699	769,368	309,973	2,107	0,519
300	1445,316	585,137	852,511	247,959	2,470	0,424

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $< Re > = 52800$.

Canais	Numax	$<Nu>$	$Nu_{vazão}$	Numin	Numax/ $<Nu>$	Numin/ $<Nu>$
25	710,76	593,14	654,85	122,28	1,198	0,206
80	903,61	593,50	732,69	125,92	1,523	0,212
135	903,52	595,93	733,02	122,72	1,516	0,206
190	903,26	596,73	732,88	120,71	1,514	0,202
245	902,81	596,90	732,50	121,32	1,512	0,203
300	902,22	596,75	731,99	121,44	1,512	0,204

Fonte: Autoria própria.

A distribuição irregular de vazão do *PSHE* afeta de forma significativa a distribuição de valores de Nu no lado interno. Note que a variação máxima e mínima do número de *Nusselt* em relação à $< Nu >$ é de +147% e -68% para número de canais igual a 300. Em condições similares, esses valores eram de, aproximadamente, +40% e -20% para o *PHE*; ver seção 5.1. Note também que o maior valor de Nu ocorre no primeiro canal (canal adimensional 0) e o menor no último canal (canal adimensional 1). Isso decorre da combinação de vazões acima da média no lado interno e abaixo da média no lado externo para canal adimensional 0; e da combinação de vazões abaixo da média no lado interno e externo para canal adimensional 1. No lado externo, os valores máximos de *Nusselt* são obtidos no centro do trocador *PSHE* (canal adimensional 0,5). É o local de máxima vazão no lado externo. A variação máxima e mínima do número de *Nusselt* em relação a $< Nu >$ é de +50% e -80%, aproximadamente, no lado do casco.

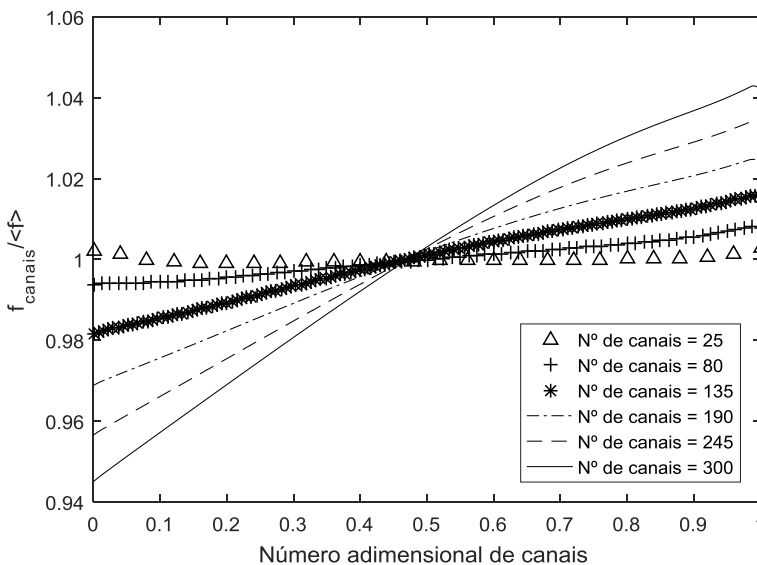
Observe que, no lado externo do *PSHE*, $< Nu >$ é praticamente constante, ~ 596, para número de canais maiores que 80. Conforme visto no capítulo 4, a má-distribuição é acentuada com o aumento do número de canais. Com 25 canais, obtém-se um perfil de escoamento com vazão adimensional praticamente uniforme entre os canais adimensionais de 0,3 a 0,7. Nas extremidades, o perfil de vazão é decrescente em direção às paredes do *header*. Para número de canais igual ou superior a 80, o perfil é semelhante ao da distribuição normal.

6.2 Efeito do número de canais no fator de fricção

O efeito do número de canais no fator de fricção f é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 6.3 (parte

interna do *PSHE*) e 6.4 (parte externa do *PSHE*), assumindo-se distribuição de vazões conforme a Eq. 6.1 para a parte externa. Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 6.3 (parte interna do *PSHE*) e 6.4 (parte externa do *PSHE*).

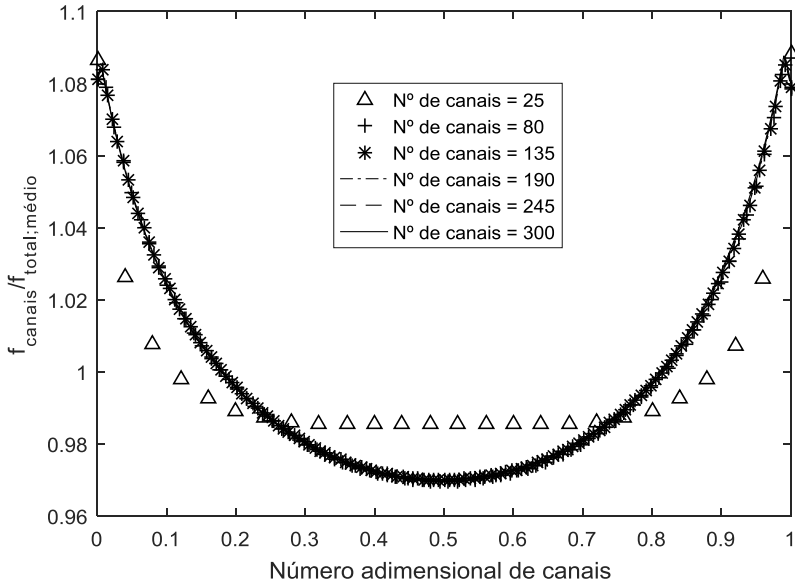
Figura 6.3. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Observe, no lado interno do *PSHE*, que o fator de fricção médio, $\langle f \rangle$, aumenta com o aumento do número de canais. Porém, essa variação é pequena: entre 0,189 e 0,191. No lado externo, o valor de $\langle f \rangle$ é praticamente constante: 0,191. Note que os valores de $\langle f \rangle$ para trocadores *PSHE* (lado interno e externo) são superiores aos valores para trocadores *PHE*; comparar com os resultados da seção 5.2. Devido à seleção de placas com mesma área efetiva de análise, maiores fatores de fricção são esperados para placas de *PSHEs*; ver Figura 4.8 e explicações na seção 4.2.1.

Figura 6.4. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,190	0,189	0,188	0,188	1,003	0,999
80	0,191	0,189	0,187	0,187	1,008	0,994
135	0,192	0,189	0,187	0,184	1,016	0,982
190	0,194	0,190	0,187	0,182	1,025	0,969
245	0,197	0,190	0,187	0,180	1,034	0,957
300	0,199	0,191	0,187	0,179	1,043	0,945

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,207	0,190	0,189	0,188	1,088	0,985
80	0,207	0,191	0,188	0,185	1,083	0,970
135	0,207	0,191	0,188	0,185	1,085	0,970
190	0,207	0,191	0,188	0,185	1,086	0,970
245	0,207	0,191	0,188	0,185	1,087	0,970
300	0,207	0,191	0,188	0,185	1,087	0,970

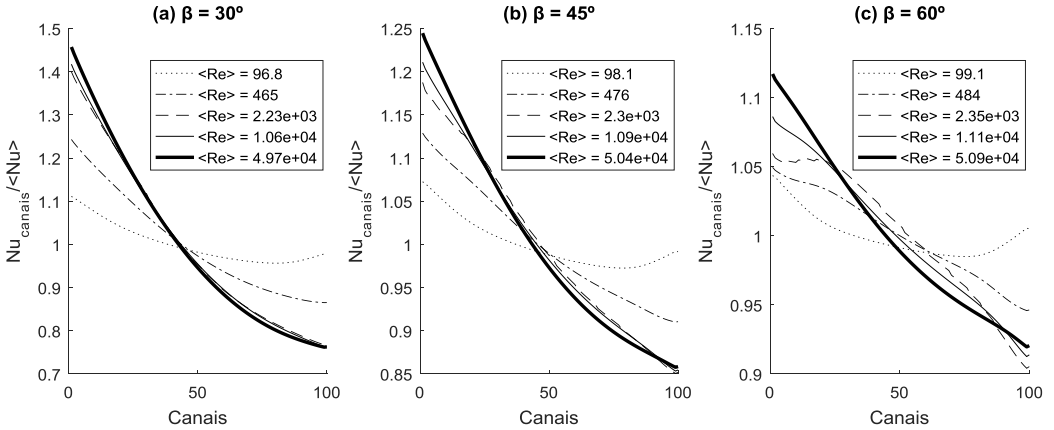
Fonte: Autoria própria.

A distribuição irregular do fator de fricção é intensificada com o aumento do número de canais no lado interno. Contudo, as variações em relação a $\langle f \rangle$ são inferiores a +4,3% e -6,5%. Os locais de máximo e mínimo f ocorrem no canal adimensional 1 e 0, respectivamente. No lado externo, a distribuição irregular do fator de fricção é pouco dependente do número de canais, para número de canais maior ou igual a 80. As variações em relação a $\langle f \rangle$ são inferiores a +8,7% e -3,0%. O local de mínimo f ocorre no canal adimensional 0,5, e os locais de máximo, nos canais 0 e 1. Obviamente, os maiores valores de f ocorrem com as menores vazões. Note também que as variações de f são também maiores em trocadores *PSHE* se comparadas ao *PHE* equivalente; comparar as Tabelas 6.3 e 6.4 com a Tabela 5.4.

6.3 Efeito do ângulo de *Chevron* no número de *Nusselt*

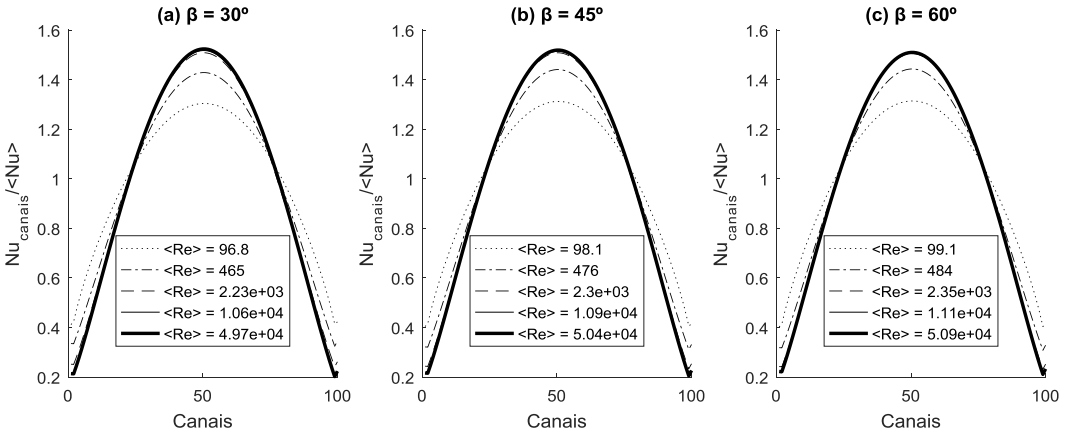
O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* em placas circulares é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30°, 45° e 60°; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds* médio numa faixa que varia entre 97 e 50900. São valores próximos aos utilizados na seção 5.3. Os resultados são exibidos na Fig. 6.5 (lado interno) e na Figura 6.6 (lado externo), enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 6-5, 6-6 e 6-7 (lado interno) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°, respectivamente; e nas Tabelas 6-8, 6-9 e 6-10 (lado externo) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°, nessa ordem.

Figura 6.5. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de Nu (lado interno); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Note as diferenças na escala do eixo y entre as figuras.



Fonte: Autoria própria.

Figura 6.6. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de Nu (lado externo); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-5. Fator de fricção no lado interno do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
97	6,630	5,967	5,990	5,709	1,111	0,957
465	17,400	13,996	14,316	12,109	1,243	0,865
2230	57,165	40,828	42,918	31,348	1,400	0,768
10600	189,045	133,357	140,508	101,788	1,418	0,763
49700	633,533	434,679	460,602	331,227	1,457	0,762

Tabela 6-6. Fator de fricção no lado interno do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
98	8,340	7,775	7,786	7,562	1,073	0,973
476	21,337	18,899	19,038	17,202	1,129	0,910
2300	67,045	56,450	57,277	48,016	1,188	0,851
10900	222,919	184,061	187,021	157,066	1,211	0,853
50400	740,335	594,753	605,902	510,116	1,245	0,858

Tabela 6-7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
99	10,316	9,885	9,888	9,737	1,044	0,985
484	25,432	24,231	24,269	22,920	1,050	0,946
2350	77,109	72,770	72,989	65,791	1,060	0,904
11100	253,745	233,579	234,450	213,164	1,086	0,913
50900	825,172	738,621	742,263	679,240	1,117	0,920

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-8. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
97	7,440	5,716	6,468	2,373	1,302	0,415
465	20,370	13,978	16,799	4,405	1,457	0,315
2230	66,414	43,185	53,425	9,680	1,538	0,224
10600	220,466	142,766	177,284	26,740	1,544	0,187
49700	737,934	478,283	593,815	89,138	1,543	0,186

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-9. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
98	9,831	7,486	8,501	3,035	1,313	0,405
476	27,757	18,873	22,783	5,695	1,471	0,302
2300	90,606	58,864	72,870	12,883	1,539	0,219
10900	299,228	193,961	240,757	36,517	1,543	0,188
50400	993,511	645,298	800,500	121,227	1,540	0,188

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-10. Número de *Nusselt* no lado externo do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
99	12,534	9,528	10,827	3,842	1,315	0,403
484	35,545	24,132	29,151	7,228	1,473	0,300
2350	115,003	74,943	92,681	16,448	1,535	0,219
11100	372,391	242,667	300,528	46,787	1,535	0,193
50900	1207,601	789,486	976,617	153,204	1,530	0,194

Fonte: Autoria própria.

Note, em ambos os lados do *PSHE*, que à medida que o ângulo de *Chevron* aumenta, o número de *Nusselt* médio também aumenta para um

mesmo valor de *Reynolds* médio. Para ângulos reduzidos de *Chevron*, as placas se aproximam de tubos verticais. O escoamento é pouco perturbado nessa condição, implicando em menores valores de *Nu*. Note também que numa mesma condição experimental (β , n_{canais} , $\langle Re \rangle$), valores médios de *Nusselt*, $\langle Nu \rangle$, em geral são maiores no lado externo; compare Tabelas 6.5 e 6,8; 6.6 e 6.9; e 6.7 e 6.10.

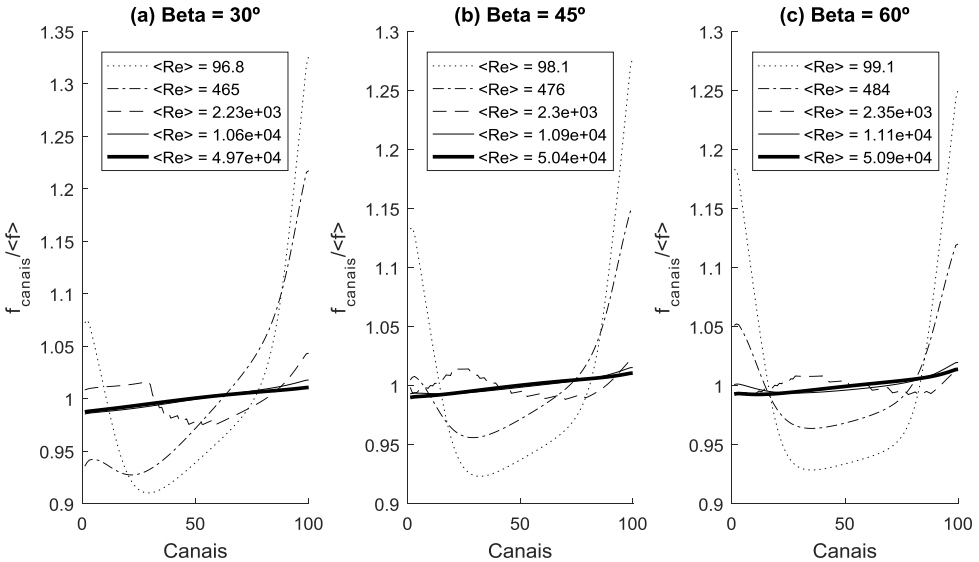
A distribuição irregular do número de *Nusselt* (*i.e.* variações de $Nu_{\text{max}}/\langle Nu \rangle$ e $Nu_{\text{min}}/\langle Nu \rangle$) se intensifica com valores reduzidos de β no lado interno do *PSHE*; verificar Tabelas 6.5 a 6.7. A distribuição irregular de *Nu* é mais intensa no lado externo, porém pouco afetada pelas variações de β ; verificar Tabelas 6.8 a 6.10. Note também que a distribuição do número de *Nusselt* aumenta com o aumento do número de *Reynolds* tanto para o lado externo quanto para o lado interno.

Observe que as distribuições dos valores de *Nu* ($Nu_{\text{max}}/\langle Nu \rangle$ e $Nu_{\text{min}}/\langle Nu \rangle$) são mais acentuadas no *PSHE* (tanto no lado interno quanto no lado externo); compare com os resultados para o trocador *PHE* na seção 5.3. Por fim, note que os valores de $\langle Nu \rangle$ são aproximadamente 12% inferiores no lado interno do *PSHE*, se comparados aos valores dos casos correspondentes para o trocador *PHE*. No lado externo do *PSHE*, os valores de $\langle Nu \rangle$ são aproximadamente 6% inferiores a valores de $\langle Nu \rangle$ no *PHE*.

6.4 Efeito do ângulo de *Chevron* no fator de fricção

O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção em placas circulares é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30°, 45° e 60°; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds* médio numa faixa que varia entre 97 e 50900. Os resultados são exibidos na Fig. 6.7 (lado interno) e na Figura 6.8 (lado externo), enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 6-11, 6-12 e 6-13 (lado interno) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°, respectivamente; e nas Tabelas 6-14, 6-15 e 6-16 (lado externo) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60°, nessa ordem.

Figura 6.7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de f no lado interno do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Note a diferença entre as escalas no eixo “y”.

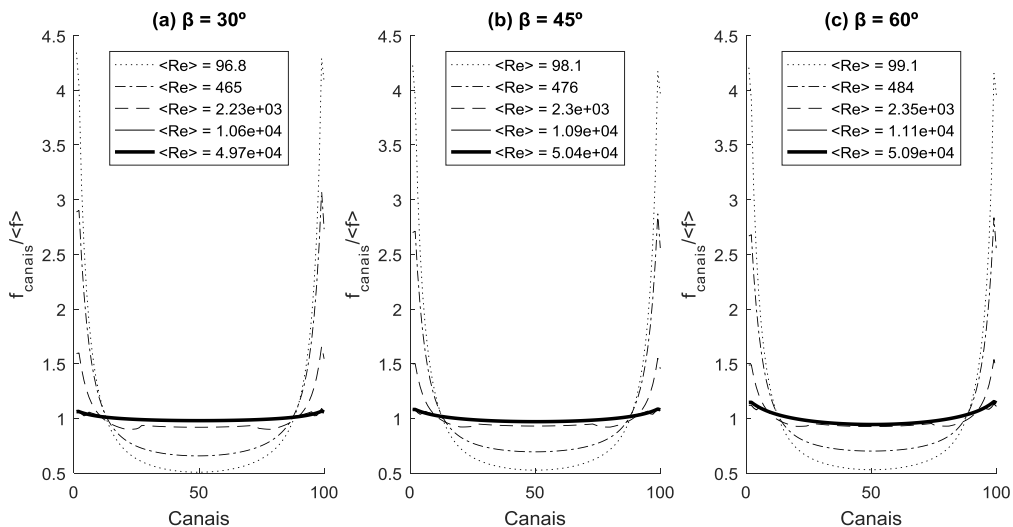


Fonte: Autoria própria.

Note, em ambos os lados do *PSHE*, que à medida que o ângulo de *Chevron* aumenta, o fator de fricção médio, $\langle f \rangle$, também aumenta para um mesmo valor de *Reynolds* médio; mesmo comportamento em relação aos valores de $\langle Nu \rangle$. Na mesma condição experimental (β , n_{canais} , $\langle Re \rangle$), valores de $\langle f \rangle$ são maiores no lado externo; compare Tabelas 6.5 e 6,8; 6.6 e 6.9; e 6.7 e 6.10. Trata-se de comportamento similar ao observado para $\langle Nu \rangle$, onde os maiores valores foram observados no lado externo.

A distribuição irregular do fator de fricção (*i.e.* variações de $f_{\text{max}}/\langle f \rangle$ e $f_{\text{min}}/\langle f \rangle$) se intensifica com valores reduzidos de β nos lados interno e externo do *PSHE*; verificar Tabelas 6.11 a 6.13 e Tabelas 6.14 a 6.16, respectivamente. A distribuição irregular de f é mais intensa no lado externo: a má-distribuição provocada pelo casco é mais intensa. Note também que a distribuição do fator de fricção é reduzida com o aumento do número de *Reynolds* tanto para o lado externo quanto para o lado interno: resultado já esperado, uma vez que valores do fator de fricção são reduzidos com o aumento do número de *Reynolds*.

Figura 6.8. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de f no lado externo do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 51900.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-11. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
97	0,522	0,393	0,379	0,358	1,327	0,910
465	0,188	0,154	0,152	0,143	1,217	0,927
2230	0,112	0,107	0,106	0,104	1,043	0,975
10600	0,103	0,102	0,102	0,100	1,018	0,985
49700	0,098	0,097	0,097	0,095	1,011	0,987

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-12. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
98	0,875	0,685	0,658	0,632	1,278	0,923
476	0,335	0,291	0,286	0,278	1,149	0,956
2300	0,219	0,214	0,214	0,212	1,022	0,988
10900	0,206	0,203	0,203	0,201	1,015	0,993
50400	0,191	0,189	0,189	0,188	1,011	0,990

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-13. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
99	1,870	1,495	1,435	1,389	1,251	0,929
484	0,723	0,646	0,633	0,622	1,120	0,964
2350	0,488	0,481	0,482	0,477	1,013	0,992
11100	0,445	0,437	0,436	0,434	1,020	0,994
50900	0,392	0,387	0,387	0,384	1,014	0,993

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-14. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado externo do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
97	2,463	0,567	0,381	0,288	4,345	0,508
465	0,606	0,197	0,150	0,129	3,079	0,657
2230	0,193	0,116	0,109	0,104	1,660	0,899
10600	0,112	0,102	0,101	0,100	1,090	0,974
49700	0,104	0,097	0,096	0,095	1,066	0,979

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-15. Fator de fricção no lado externo do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 98 e 50400; $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
98	4,117	0,974	0,666	0,513	4,227	0,527
476	1,042	0,363	0,286	0,252	2,871	0,694
2300	0,358	0,231	0,218	0,212	1,550	0,920
10900	0,223	0,204	0,201	0,198	1,091	0,969
50400	0,208	0,191	0,188	0,185	1,086	0,970

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-16. Fator de fricção no lado externo do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900; $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
99	8,933	2,123	1,456	1,126	4,207	0,530
484	2,276	0,803	0,636	0,563	2,835	0,701
2350	0,793	0,516	0,488	0,477	1,538	0,925
11100	0,501	0,443	0,431	0,420	1,131	0,949
50900	0,454	0,393	0,382	0,371	1,154	0,944

Fonte: Autoria própria.

Observe que as distribuições dos valores de f ($f_{max}/\langle f \rangle$ e $f_{min}/\langle f \rangle$) são mais acentuadas no *PSHE* (tanto no lado interno quanto no lado externo); compare com os resultados para o trocador *PHE* na seção 5.4. Note que os valores de $\langle f \rangle$ são inferiores para os casos correspondentes no trocador *PHE*.

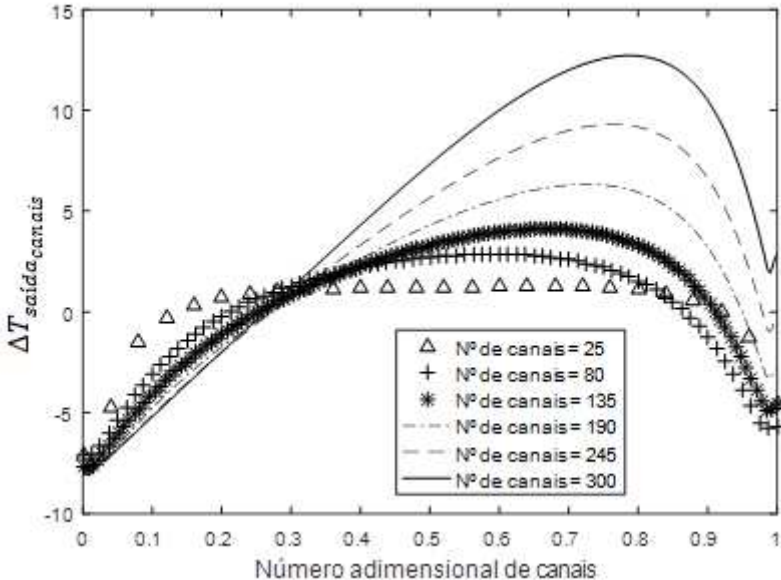
Por fim, foi observado um comportamento regular de f na figura 5.7 para trocadores *PHE* em virtude de distribuições de vazão iguais para o lado quente e para o lado frio. Nota-se na Figura 6.7 um comportamento irregular de f devido às diferenças de distribuição de vazão no lado quente e no lado frio.

6.5 Efeito do número de canais na temperatura de saída

O efeito do número de canais na temperatura de saída do trocador *PSHE* é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas

Figuras 6.9 (parte interna do *PSHE*) e 6.10 (parte externa do *PSHE*). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 6.17 (parte interna do *PSHE*) e 6.18 (parte externa do *PSHE*). Note que os dados de entrada foram apresentados na Tabela 4.8: as temperaturas de entrada nos ramais frio e quente são 22°C e 65°C, respectivamente. Conforme mencionado na introdução desse capítulo, as avaliações foram realizadas considerando-se a presença do fluido frio no lado (interno ou externo) em análise. Para obter equivalência entre os resultados em escalas Kelvin e Celsius, a diferença de temperatura é exibida da seguinte forma: diferença entre a temperatura de saída de cada canal, $T_{saída_{canal}}$, em relação à temperatura média de saída do trocador, $\langle T \rangle$; ver Equação 5.1. Logo, apresenta-se a diferença da seguinte forma: $\Delta T_{saída_{canais}} = T_{saída_{canal}} - \langle T \rangle$.

Figura 6.9. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 52800$.

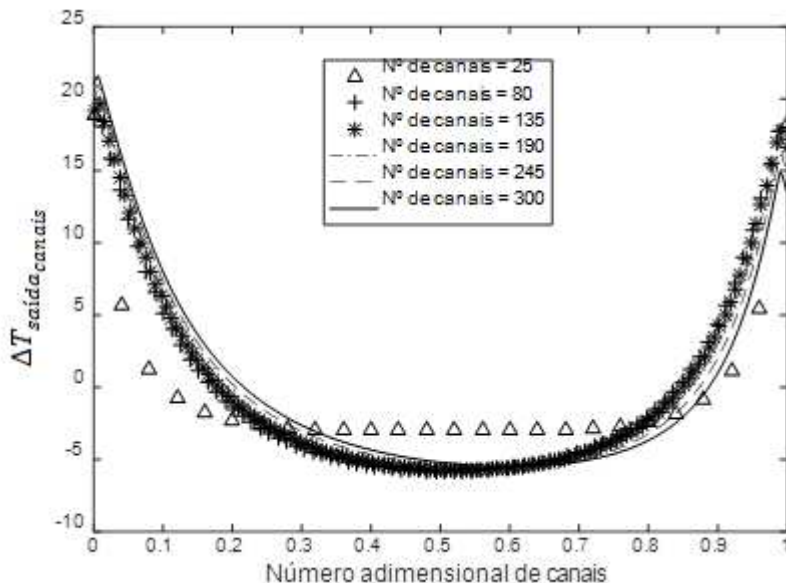


Fonte: Autoria própria.

Altas temperaturas no lado interno ocorrem quando há a combinação de vazões abaixo da média no lado interno e vazões acima da média no lado externo. Os locais de máximo ocorrem entre os canais adimensionais 0,5 (25 canais) e 0,82 (300 canais). Note que o número de

canais afeta o perfil de temperatura. O local de máximo se desloca para a direita (em direção ao canal adimensional 1) com o aumento do número de canais; ver Figura 6.9.

Figura 6.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do *PSHE* para $Re \geq 52800$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-17. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $Re \geq 52800$ na parte interna do *PSHE*.

Canais	Tmax(°C)	<T>(°C)	Tmin(°C)	Tmax-<T>	Tmin-<T>	Tmax-Tmin
25	34,058	32,807	25,663	0,928	-5,281	8,396
80	35,015	32,146	25,059	2,259	-5,418	9,956
135	36,153	32,034	24,310	3,705	-5,987	11,843
190	38,140	31,809	23,761	6,144	-6,234	14,379
245	40,792	31,489	23,415	9,313	-6,216	17,377
300	43,814	31,101	23,167	12,788	-6,073	20,647

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-18. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $< Re > = 52800$ na parte externa do *PSHE*.

Canais	$T_{max}(^{\circ}C)$	$\langle T \rangle (^{\circ}C)$	$T_{min} (^{\circ}C)$	$T_{max} - \langle T \rangle$	$T_{min} - \langle T \rangle$	$T_{max} - T_{min}$
25	56,652	32,819	31,561	23,833	-1,258	25,091
80	56,591	32,240	29,345	24,351	-2,894	27,246
135	57,374	32,096	29,189	25,279	-2,906	28,185
190	57,905	31,854	28,937	26,051	-2,917	28,968
245	57,923	31,519	28,583	26,403	-2,936	29,339
300	58,048	31,119	28,132	26,929	-2,987	29,916

Fonte: Autoria própria.

No lado externo, temperaturas elevadas são encontradas nas extremidades do trocador (entre canais 0 e 0,1; e canais 0,9 a 1). Nessas regiões, há a presença de vazões baixas no casco. Os maiores valores de diferença de temperatura ocorrem entre canais 0 e 1, pois as vazões são maiores que a média na entrada do lado interno. O número de canais afeta o perfil de temperatura para número de canais inferiores a 80. Note, na Figura 6.10, que a partir de 80 canais, os perfis são semelhantes.

Observe que as variações de temperaturas de saída são mais elevadas no casco externo do que no lado interno. Para 300 canais, a diferença entre a máxima e mínima temperatura, $T_{max} - T_{min}$, é $29,91^{\circ}C$ para o casco, e $20,64^{\circ}C$ para o lado interno. As variações aumentam com o aumento do número de canais.

Note que a temperatura média, $\langle T \rangle$, é maior para o lado externo, entre $32,82^{\circ}C$ e $31,12^{\circ}C$. No lado interno, $\langle T \rangle$ variou entre $32,81^{\circ}C$ e $31,10^{\circ}C$. Essa variação implica num maior valor do coeficiente médio global de transferência de calor ($\langle U \rangle$) quando o fluido frio está presente no lado do casco; ver tabela C-9 no apêndice C.

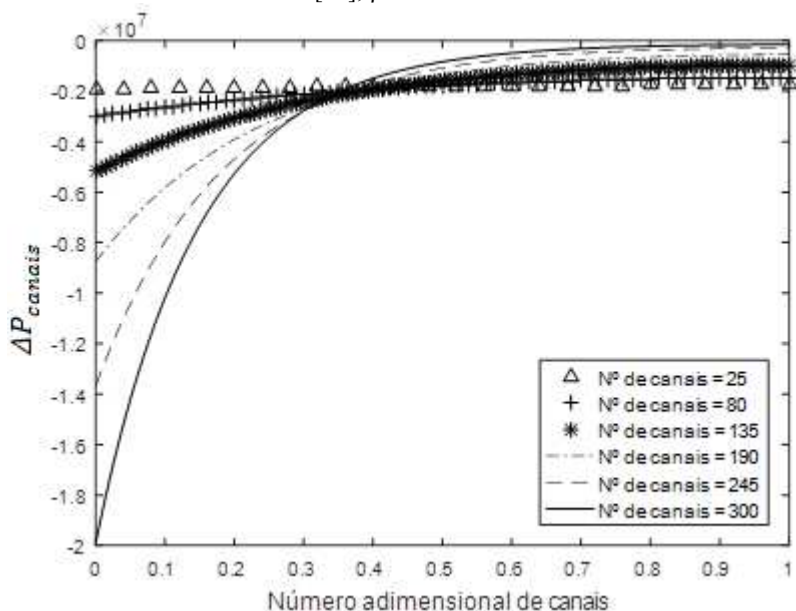
Note, na seção 5.5, que as variações de temperaturas de saída são menores para o *PHE* em configuração em U. Para 300 canais, a diferença entre a máxima e mínima temperatura, $T_{max} - T_{min}$, é $4,6^{\circ}C$. Note também que $\langle T \rangle$ variou entre $38,1^{\circ}C$ e $37,6^{\circ}C$ para o *PHE*. O local de máxima temperatura é encontrado no canal adimensional 1, onde as vazões são as menores para o lado quente e frio. O valor de $\langle Nu \rangle$ é superior para o *PHE*. O desempenho do *PSHE* poderia ser aumentado caso a má-distribuição de vazões fosse reduzida, principalmente no lado do casco; ver capítulo 7.

6.6 Efeito do número de canais na perda de carga

O efeito do número de canais na perda de carga do trocador *PSHE* é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 6.11 (parte interna do *PSHE*) e 6.12 (parte externa do *PSHE*). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 6-19 (parte interna do *PSHE*) e 6-20 (parte externa do *PSHE*). Efeitos dos *manifolds* de entrada e de saída não são considerados, apenas as perdas por fricção nas placas são avaliadas.

A primeira observação é referente aos níveis de perda de carga. Como observado na seção 5.6, as pressões de entrada deveriam ser bem superiores a 5 bar para $\langle Re \rangle = 52800$.

Figura 6.11. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .

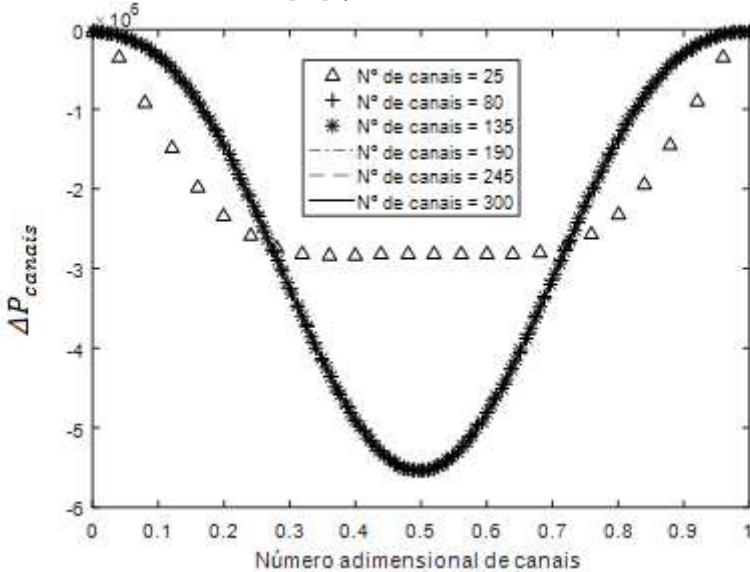


Fonte: Autoria própria.

No lado externo do *PSHE*, as maiores vazões se encontram no centro do trocador. Com a geometria de entrada do trocador *PSHE* proposto e com a consideração de que após o descolamento da camada limite o perfil adimensional de velocidades não é alterado no casco (bocal), a solução do campo adimensional de velocidades não é alterada

a partir de 80 canais. Como ΔP é proporcional a V^2 , valores extremamente altos são encontrados no centro do trocador e valores irrisórios são observados nas extremidades. O valor médio, $\langle \Delta P \rangle$, se mantém constante.

Figura 6.12. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

No lado interno, as maiores perdas de carga ocorrem próximo ao *manifold* de entrada onde as maiores vazões estão presentes. O valor de $\langle \Delta P \rangle$ cresce com o aumento do número de canais. Note que, no lado externo, baixas vazões são encontradas e, dessa forma, pouco calor é transferido para os canais adimensionais próximos a zero. Dessa forma, o fluido frio possui menor temperatura e maior viscosidade, implicando em maior perda de carga local se comparado com a perda de carga local do trocador *PHE* na seção 5.6. Note que as variações de perda de carga por canal são maiores no lado interno do trocador *PSHE* em relação ao *PHE*. É importante frisar que, na análise proposta, os canais podem ser mantidos com as vazões informadas. A determinação do campo de pressões é complexa, envolvendo a determinação do campo de pressões nos *manifolds* de entrada e saída, que podem afetar o campo de vazões e, por conseguinte, o campo de pressões e temperaturas.

Tabela 6-19. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno para $Re = 52800$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
25	-1,9E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	1,057	0,971
80	-3,0E+06	-1,9E+06	-2,0E+06	-1,5E+06	1,546	0,763
135	-5,2E+06	-2,1E+06	-2,4E+06	-9,7E+05	2,519	0,471
190	-8,7E+06	-2,3E+06	-3,3E+06	-5,6E+05	3,785	0,241
245	-1,4E+07	-2,7E+06	-4,7E+06	-3,0E+05	5,121	0,112
300	-2,0E+07	-3,1E+06	-6,6E+06	-1,6E+05	6,435	0,052

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-20. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo para $Re = 52800$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
25	-2,8E+06	-2,0E+06	-2,4E+06	-2,0E+04	1,393	0,010
80	-5,5E+06	-2,5E+06	-3,5E+06	-2,2E+04	2,234	0,009
135	-5,5E+06	-2,5E+06	-3,5E+06	-2,0E+04	2,221	0,008
190	-5,5E+06	-2,5E+06	-3,5E+06	-2,0E+04	2,217	0,008
245	-5,5E+06	-2,5E+06	-3,5E+06	-2,0E+04	2,214	0,008
300	-5,5E+06	-2,5E+06	-3,5E+06	-2,0E+04	2,212	0,008

Fonte: Autoria própria.

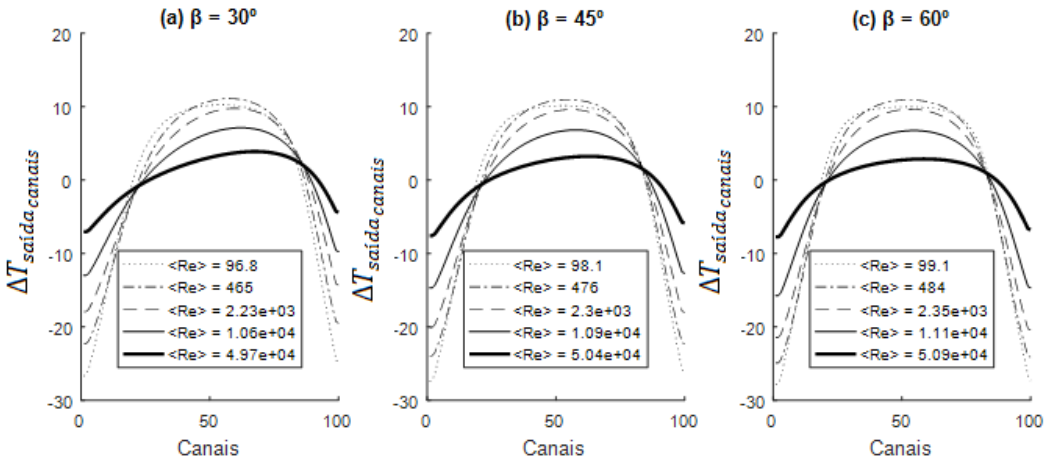
A perda de carga média, $\langle \Delta P \rangle$, é maior no *PHE* devido ao seu maior comprimento efetivo. A perda de carga é diretamente proporcional ao comprimento efetivo do trocador. No *PSHE* o comprimento é de 0,764 m enquanto o *PHE* possui um comprimento de 1,35 m. Essa diferença (76%) possui mesma ordem de magnitude em relação às perdas de carga média entre os trocadores *PHE* e *PSHE* com mesma área efetiva.

6.7 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída

Na Fig. 6.13 são exibidos os efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída para *Reynolds* médio variando entre 97 e 50900 para o lado interno do *PSHE*. Resultados são

apresentados para número de canais igual a 100. Resultados para o lado externo são apresentados na Fig. 6.14. Os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 6-21 a 6-23 (lado interno) e nas Tabelas 6-24 a 6-26 (lado externo) para β igual a 30° , 45° e 60° , respectivamente.

Figura 6.13. Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída no lado interno do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $[\text{°C}]$.

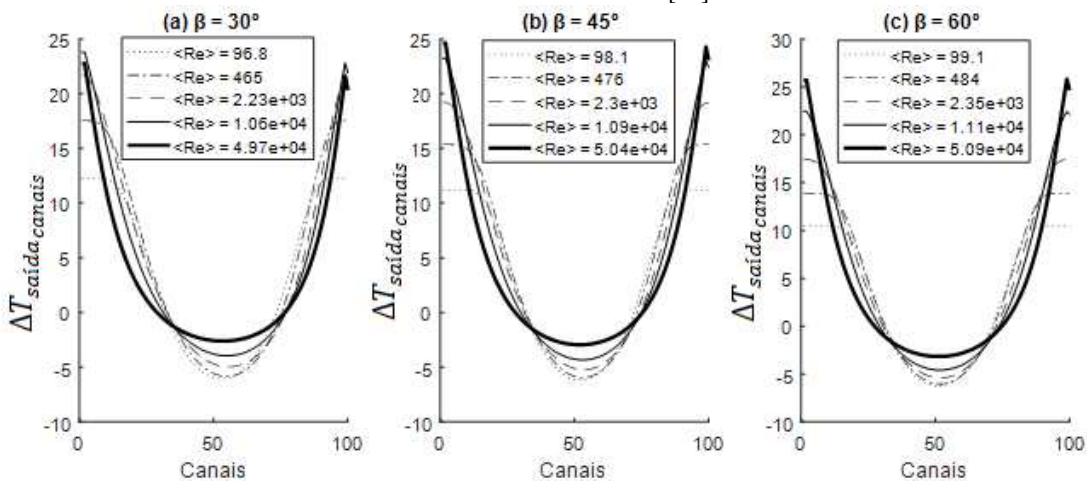


Fonte: Autoria própria.

No lado interno do *PSHE*, o efeito da má-distribuição na variação de temperatura de saída entre os canais é reduzido com o aumento do número de *Reynolds*. Esse resultado é oposto ao ocorrido para o trocador *PHE*, onde $T_{max} - T_{min}$ aumenta com o aumento de *Reynolds* médio. No lado externo do *PSHE*, não há tendência clara com relação ao efeito de *Reynolds* na temperatura de saída.

Em ambos os lados do trocador, as temperaturas médias são elevadas com o aumento do ângulo de *Chevron* por proporcionar maiores valores de *Nusselt*. Note também que a temperatura média de saída no trocador *PHE* (seção 5.7) é mais elevada em função dos arranjos simétricos de vazões promovendo maior coeficiente global de troca de calor.

Figura 6.14. Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída no lado externo do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $^\circ\text{C}$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-21. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de *Chevron* 30° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	T_{\max} ($^\circ\text{C}$)	$\langle T \rangle$ ($^\circ\text{C}$)	T_{\min} ($^\circ\text{C}$)	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
97	62,977	52,715	26,026	10,262	-26,688	36,950
465	58,615	47,505	25,222	11,109	-22,283	33,393
2230	52,568	42,782	24,852	9,785	-17,931	27,716
10600	44,739	37,595	24,604	7,143	-12,991	20,134
49700	35,042	31,143	24,097	3,899	-7,046	10,945

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-22. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de *Chevron* 45°. < *Re* > varia entre 98 e 50400.

$\beta = 45^\circ$						
<Re>	Tmax (°C)	<T> (°C)	Tmin (°C)	Tmax-<T>	Tmin-<T>	Tmax-Tmin
98	63,925	53,770	26,323	10,155	-27,447	37,602
476	60,674	49,680	25,757	10,993	-23,923	34,916
2300	55,228	45,609	25,523	9,618	-20,086	29,705
10900	46,866	40,024	25,340	6,842	-14,684	21,526
50400	35,619	32,370	24,798	3,249	-7,572	10,822

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-23. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para ângulo de *Chevron* 30°. < *Re* > varia entre 99 e 50900.

$\beta = 60^\circ$						
<Re>	Tmax (°C)	<T> (°C)	Tmin (°C)	Tmax-<T>	Tmin-<T>	Tmax-Tmin
99	64,466	54,475	26,577	9,991	-27,898	37,889
484	62,084	51,143	26,218	10,941	-24,925	35,866
2350	57,210	47,540	26,081	9,670	-21,459	31,129
1110	48,440	41,673	25,941	6,767	-15,732	22,499
50900	36,016	33,135	25,389	2,881	-7,746	10,627

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-24. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de *Chevron* 30°. < *Re* > varia entre 97 e 49700.

$\beta = 30^\circ$						
<Re>	Tmax (°C)	<T> (°C)	Tmin (°C)	Tmax-<T>	Tmin-<T>	Tmax-Tmin
97	65,000	52,711	46,655	12,289	-6,056	18,345
465	64,998	47,459	41,620	17,539	-5,839	23,378
2230	64,605	42,884	37,923	21,720	-4,961	26,681
10600	61,443	37,655	33,709	23,788	-3,946	27,734
49700	53,959	31,181	28,576	22,778	-2,605	25,383

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-25. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de *Chevron* 45°. $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	T_{\max} (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	T_{\min} (°C)	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
98	65,000	53,770	47,610	11,227	-6,163	17,390
476	65,000	49,649	43,707	15,351	-5,942	21,293
2300	64,893	45,661	40,440	19,231	-5,222	24,453
10900	63,285	40,060	35,734	23,225	-4,325	27,550
50400	57,029	32,399	29,459	24,630	-2,940	27,571

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-26. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para ângulo de *Chevron* 60°. $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	T_{\max} (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	T_{\min} (°C)	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
99	65,000	54,477	48,201	10,523	-6,276	16,799
484	65,000	51,109	45,070	13,891	-6,040	19,930
2350	64,972	47,549	42,156	17,424	-5,392	22,816
1110	64,132	41,689	37,108	22,444	-4,580	27,024
50900	58,965	33,158	29,999	25,807	-3,158	28,965

Fonte: Autoria própria.

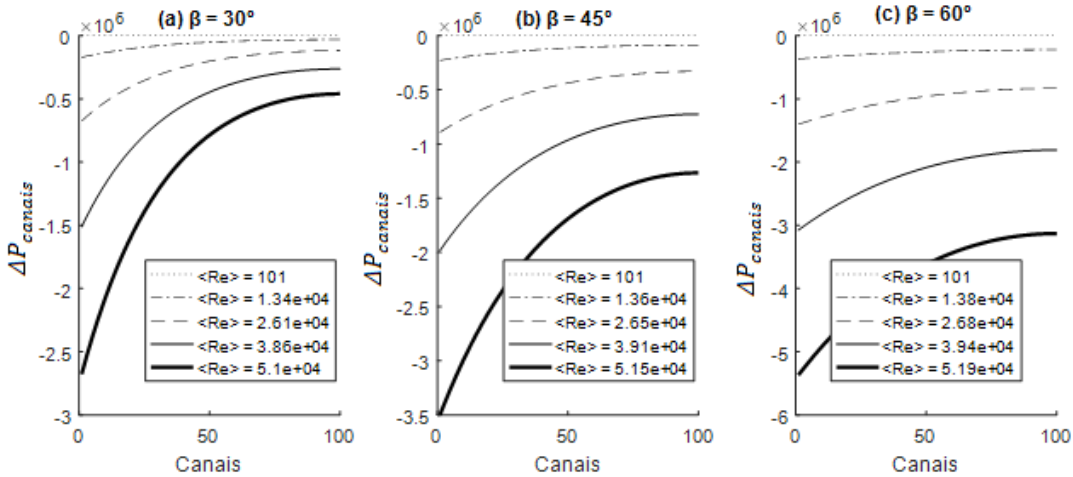
Por fim, é importante notar que a temperatura média da saída do fluido frio ($\langle T \rangle$) no lado externo ou interno, é dependente do comportamento de *Nusselt* no lado (quente) oposto. Obviamente, a avaliação da temperatura de saída do trocador é dependente do coeficiente médio de troca global, $\langle U \rangle$; ver apêndice C.

6.8 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na perda de carga

Na Fig. 6.15 são exibidos os efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na perda de carga para *Reynolds* médio variando entre 101 e 51900 para o lado interno do *PSHE*. Resultados são apresentados para número de canais igual a 100. Resultados para o lado externo são apresentados na Fig. 6.16. Os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 6-27 a 6-30 (lado interno) e nas

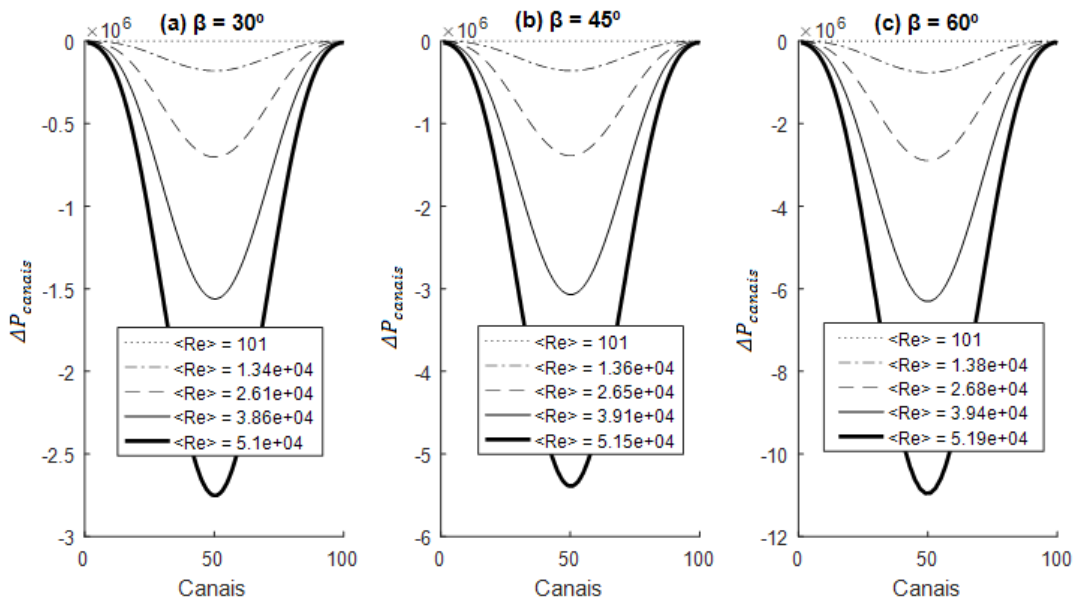
Tabelas 6-31 a 6-33 (lado externo) para β igual a 30° , 45° e 60° , respectivamente.

Figura 6.15. Efeito do ângulo de *Chevron* na perda de carga no lado interno; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.



Fonte: Autoria própria.

Figura 6.16. Efeito do ângulo de *Chevron* na perda de carga no lado externo; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-27. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do *PSHE* para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-1,56E+01	-1,04E+01	-1,06E+01	-8,17E+00	1,494	0,78
13400	-1,71E+05	-6,72E+04	-7,80E+04	-3,11E+04	2,542	0,46
26100	-6,75E+05	-2,62E+05	-3,06E+05	-1,19E+05	2,577	0,46
38600	-1,51E+06	-5,82E+05	-6,81E+05	-2,63E+05	2,595	0,45
51000	-2,68E+06	-1,03E+06	-1,20E+06	-4,61E+05	2,607	0,45

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-28. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do *PSHE* para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51500.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-2,50E+01	-1,86E+01	-1,88E+01	-1,56E+01	1,340	0,84
13600	-2,28E+05	-1,28E+05	-1,34E+05	-8,64E+04	1,786	0,68
26500	-8,91E+05	-4,93E+05	-5,18E+05	-3,30E+05	1,809	0,67
39100	-1,98E+06	-1,09E+06	-1,15E+06	-7,25E+05	1,822	0,67
51500	-3,50E+06	-1,91E+06	-2,02E+06	-1,27E+06	1,831	0,66

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-29. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do *PSHE* para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-5,08E+01	-4,13E+01	-4,14E+01	-3,63E+01	1,230	0,88
13800	-3,67E+05	-2,68E+05	-2,72E+05	-2,23E+05	1,368	0,83
26800	-1,40E+06	-1,01E+06	-1,03E+06	-8,35E+05	1,386	0,83
39400	-3,07E+06	-2,20E+06	-2,23E+06	-1,81E+06	1,397	0,82
51900	-5,37E+06	-3,82E+06	-3,88E+06	-3,13E+06	1,405	0,82

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-30. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo do *PSHE* para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-3,02E+01	-1,44E+01	-1,98E+01	-8,15E-02	2,102	0,01
13400	-1,81E+05	-8,13E+04	-1,16E+05	-6,44E+02	2,227	0,01
26100	-7,03E+05	-3,16E+05	-4,50E+05	-2,51E+03	2,228	0,01
38600	-1,56E+06	-7,01E+05	-9,98E+05	-5,56E+03	2,229	0,01
51000	-2,75E+06	-1,23E+06	-1,76E+06	-9,80E+03	2,229	0,01

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-31. Perda de carga no lado externo do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 101 e 51500; $\beta = 45^\circ$

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\frac{\Delta P_{\max}}{\langle \Delta P \rangle}$	$\frac{\Delta P_{\min}}{\langle \Delta P \rangle}$
101	-5,33E+01	-2,53E+01	-3,49E+01	-1,47E-01	2,108	0,01
13600	-3,60E+05	-1,62E+05	-2,31E+05	-1,28E+03	2,225	0,01
26500	-1,39E+06	-6,25E+05	-8,89E+05	-4,93E+03	2,226	0,01
39100	-3,07E+06	-1,38E+06	-1,96E+06	-1,09E+04	2,226	0,01
51500	-5,39E+06	-2,42E+06	-3,45E+06	-1,91E+04	2,227	0,01

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6-31. Principais resultados da perda de carga por canal; lado externo do *PSHE* para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\frac{\Delta P_{\max}}{\langle \Delta P \rangle}$	$\frac{\Delta P_{\min}}{\langle \Delta P \rangle}$
101	-1,17E+02	-5,55E+01	-7,67E+01	-3,24E-01	2,111	0,01
13800	-7,69E+05	-3,46E+05	-4,93E+05	-2,69E+03	2,220	0,01
26800	-2,90E+06	-1,30E+06	-1,86E+06	-1,01E+04	2,221	0,01
39400	-6,31E+06	-2,84E+06	-4,04E+06	-2,20E+04	2,221	0,01
51900	-1,10E+07	-4,93E+06	-7,02E+06	-3,82E+04	2,221	0,01

Fonte: Autoria própria.

Como observado na seção 5.6, as pressões de entrada deveriam ser superiores a 5 bar para $\langle Re \rangle$ superiores a 15000.

Tanto no lado externo quanto lado interno, os valores de $\langle \Delta P \rangle$ são significativamente reduzidos com o a redução de β . No lado externo, a variação de β não afeta a distribuição dos valores de ΔP . No lado interno, a distribuição dos valores de ΔP é reduzida com o aumento de β .

Demais comentários aos efeitos de *Reynolds* e sobre o comportamento de ΔP já foram exibidos na seção 6.6.

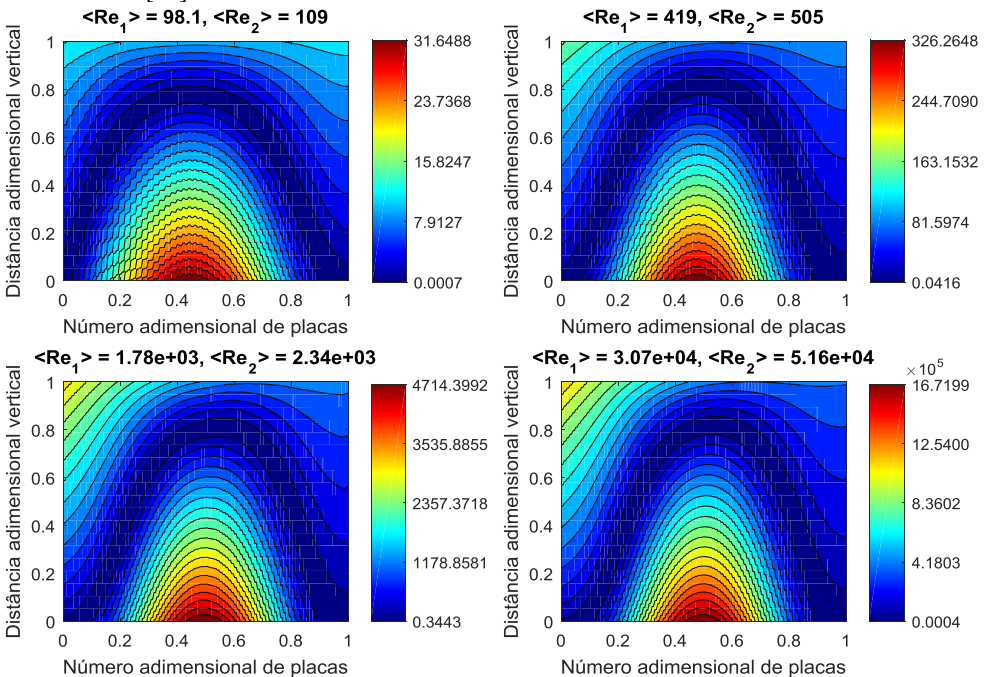
6.9 Campo de Pressão e Temperatura

A análise dos campos de pressão e temperatura envolve a apresentação simultânea de dados dos lados quente e frio. A análise é

realizada em condições similares às apresentadas na seção 5.9: 100 canais, discretização de 20 nós por cada canal quente e frio, Re_1 variando aproximadamente entre 100 e 30700, e Re_2 variando aproximadamente entre 110 e 51500. Como já mencionado, os locais com as maiores diferenças de pressão e temperatura estão associados com elevadas tensões estruturais, sendo regiões propícias a falhas.

Nas figuras 6.17 e 6.18 (índice 1 indica fluido frio e 2 fluido quente), são apresentados os campos de pressão e temperatura, respectivamente.

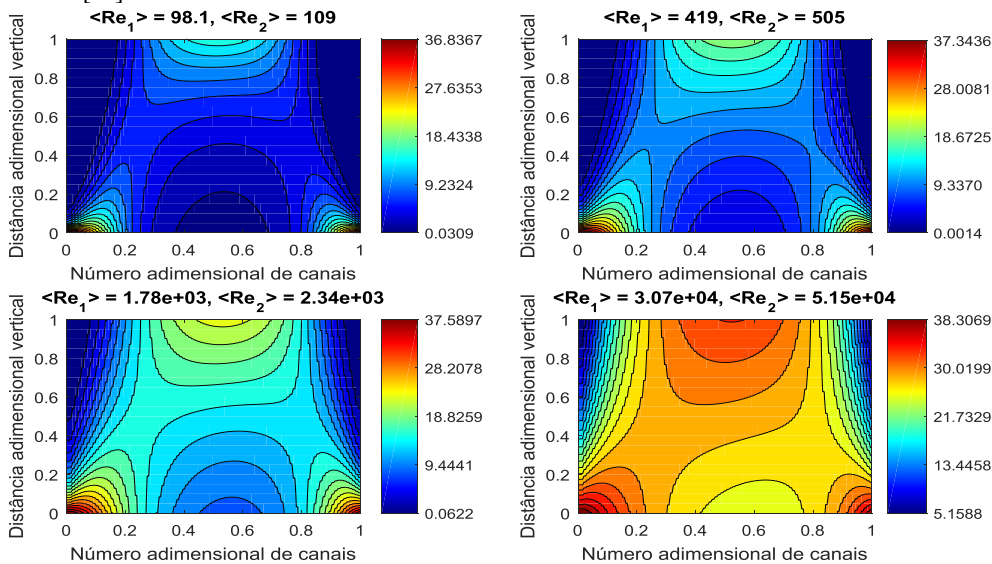
Figura 6.17. Efeito da má-distribuição de vazões na diferença de pressão entre os canais [Pa].



Fonte: Autoria própria.

No eixo x, é exibido o número adimensional de canais e no eixo y, a distância vertical adimensional. As vazões mássicas de entrada são iguais. As diferenças no valor médio do *Reynolds* de entrada decorrem de diferenças nas propriedades dos fluidos de entrada. A entrada dos fluidos 1 e 2 ocorre nas distâncias verticais 1 e 0, respectivamente.

Figura 6.18. Má distribuição de vazões: diferença de temperatura entre os canais [°C].



Fonte: Autoria própria.

Note, na figura 6.17, que há um local preferencial onde a diferença de pressão entre os canais é máximo: em $y = 0$ e no canal adimensional igual a 0,5 (eixo x). Note que na figura acima, o fluido entra pelo casco [$y=1$] e sai no centro do *PSHE* [$x=0,5$; $y=0$] com baixa pressão.

Na figura 6.18 são observadas 3 regiões propícias a falhas: $x=0$ e $y=1$; $x=1$ e $y=1$; e $x=0,5$ e $y=0$. Os valores encontrados nos dois primeiros pontos são compreendidos da seguinte forma: o fluido entra pela parte interna do *PSHE* em $y=0$. A distribuição de vazões é relativamente melhor distribuída na parte interna, enquanto na parte externa a mesma é reduzida em $x=0$ e $x=1$. Os canais da parte interna em $x=0$ e $x=1$ cedem pouco calor para os canais adjacentes na parte externa. A temperatura de saída nas extremidades da parte interna ($x=0$ e $y=1$; $x=1$ e $y=1$) são próximas às da entrada na parte interna ($x=0$ e $y=0$; $x=1$ e $y=0$). Dessa forma, explica-se as máximas diferenças de temperatura que ocorrem em $x=0$ e $y=1$; $x=1$ e $y=1$.

Já no ponto $x=0,5$ e $y=0$, vazões extremamente elevadas na região central do lado do casco promovem a saída de fluido em $x=0,5$ e $y=0$ com reduzida variação em relação à temperatura de entrada ($x=0,5$ e

$y=1$). No entanto, a diferença de temperaturas ainda é superior nos pontos anteriores.

Por fim, note que o local mais propício a falhas é a região próxima a $x=0,5$ e $y=0$. Trata-se da localidade com as maiores diferenças combinadas de temperatura e pressão.

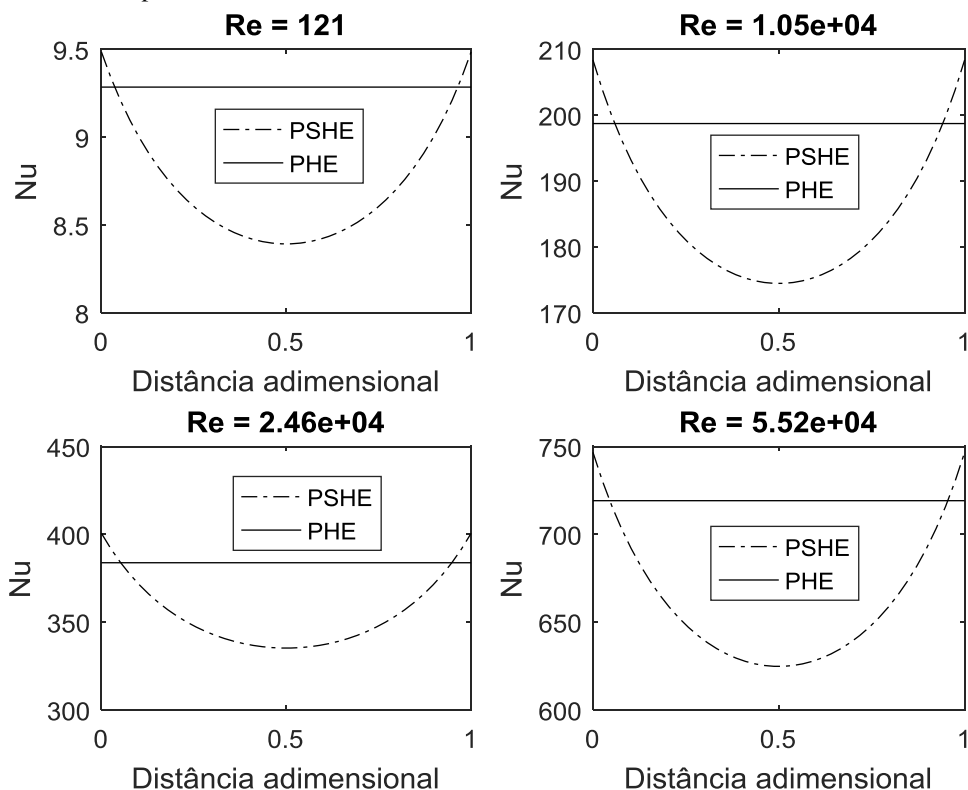
6.10 Efeito da geometria das placas no valor de *Nusselt*

É interessante apresentar a variação de *Nusselt* ao longo de um canal e comparar com o valor obtido para o *PHE* com mesma área efetiva para um mesmo valor de *Reynolds* de entrada.

São apresentados, na figura 6.19, os valores de *Nu* ao longo do comprimento efetivo. Note que o comprimento efetivo é apresentado de forma adimensional para permitir comparação direta entre *PHE* e *PSHE*, já que os comprimentos efetivos são diferentes. São apresentados resultados para quatro valores de *Re* de entrada: 121, 10500, 24600 e 55200.

Como a seção transversal não é alterada no *PHE*, o valor de *Nu* é mantido constante ao longo da distância adimensional. No caso do *PSHE*, o escoamento é desacelerado da entrada até o centro, e acelerado do centro até a saída. Considerando que o efeito da variação da velocidade na direção principal do escoamento não afeta o comportamento de *Nusselt* (e.g. não há descolamento da camada limite), são esperados valores elevados nas entradas e saídas, e valores reduzidos no centro.

Figura 6.19. Efeito da geometria das placas de *PHEs* e *PSHES* no comportamento do número de *Nusselt*, Nu .



Fonte: Autoria própria.

6.11 Resumo do capítulo

As principais conclusões e observações a respeito de trocadores de placas circulares soldadas operando com capacidades térmicas similares em ambos os lados dos trocadores (fluido frio e fluido quente) e na ausência de distribuidor estático no casco externo são apresentadas abaixo:

- Semelhante ao *PHE*, a distribuição irregular de Nu e f se intensifica com valores reduzidos de *Chevron* no lado interno do trocador;

- Há aumento da variação da temperatura de saída com o aumento do número de *Reynolds* e do número de canais, e com a redução do ângulo de *Chevron* em ambos os lados do trocador *PSHE*;

- A temperatura média de saída é significativamente afetada pela variação do número de canais. A má-distribuição acentua as variações de temperatura no trocador *PSHE* e reduz a efetividade se comparado ao trocador *PHE* com configuração em U;

- Para trocadores *PHE* com mesma área efetiva, a perda de carga média verificada no trocador *PSHE* é menor devido ao menor comprimento efetivo;

- Os valores da perda de carga média são significativamente reduzidos com a redução do ângulo de *Chevron* tanto no lado interno quanto no externo;

- Os locais preferenciais para ocorrência de falhas estão localizados nas extremidades (na entrada do casco/saída da parte interna) e na região central (na saída do casco/entrada da parte interna).

7 DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE VAZÕES EM TROCADORES DE PLACAS CIRCULARES COM DISTRIBUIDOR ESTÁTICO NA PARTE EXTERNA (DISTRIBUIÇÃO HOMOGÊNEA)

A avaliação do trocador *PSHE* é realizada, nesse capítulo, em condições similares de operação e com as mesmas características do trocador de calor *PSHE*, apresentado no capítulo anterior. Entretanto, será avaliado o desempenho do trocador *PSHE* com a inserção de um distribuidor estático no casco, conforme fotografia na Fig. 7.1. Será considerado que, na presença do distribuidor, a distribuição de vazões no lado externo do *PSHE* é uniforme.

Figura 7.1. Fotografias de um protótipo de trocador *PSHE* da empresa Vahterus (a) e do distribuidor estático localizado no *header* de entrada (b).



(a)



(b)

Fonte: Cortesia de Vahterus.com.

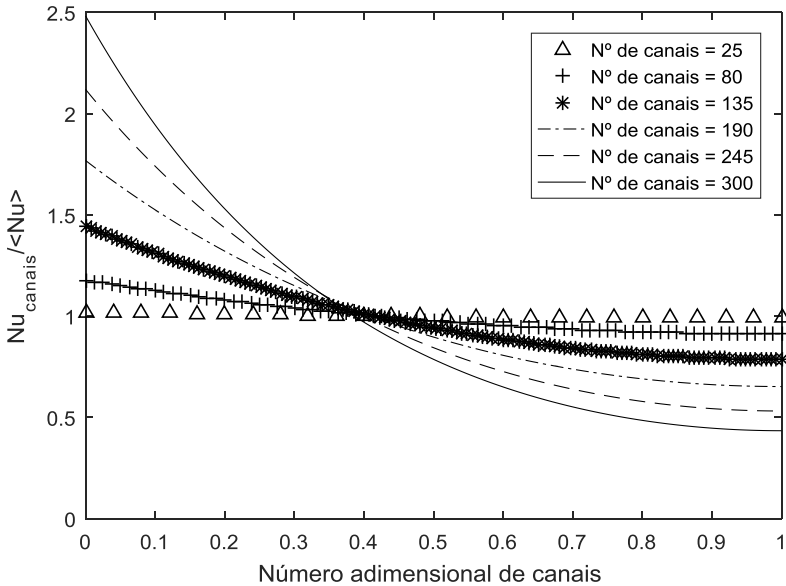
A motivação para a utilização do distribuidor é reduzir a má-distribuição de vazões no lado do casco, evitando elevadas diferenças de temperatura e pressão em regiões da solda. Essas podem promover elevadas tensões e falhas. A partir das explicações acima, o desempenho de trocadores *PSHE* será analisado da seguinte forma: assumindo-se distribuições representadas pelo modelo de Bassionouy e Martin (1983a) no lado interno do *PSHE*; e assumindo-se distribuição

homogênea no lado externo do *PSHE* devido à presença de distribuidor estático. Resultados para valores de *Reynolds* médio igual a 504, representativo de regime laminar, são apresentados no apêndice C.

7.1 Efeito do número de canais no número de *Nusselt*

O efeito do número de canais no número de *Nusselt* é apresentado para *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 7.2 (parte interna do *PSHE*) e 7.3 (parte externa do *PSHE*). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 7.1 para a parte interna do *PSHE* e 7.2 para a parte externa do *PSHE*.

Figura 7.2. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $Re \geq 52800$; parte interna do *PSHE*.

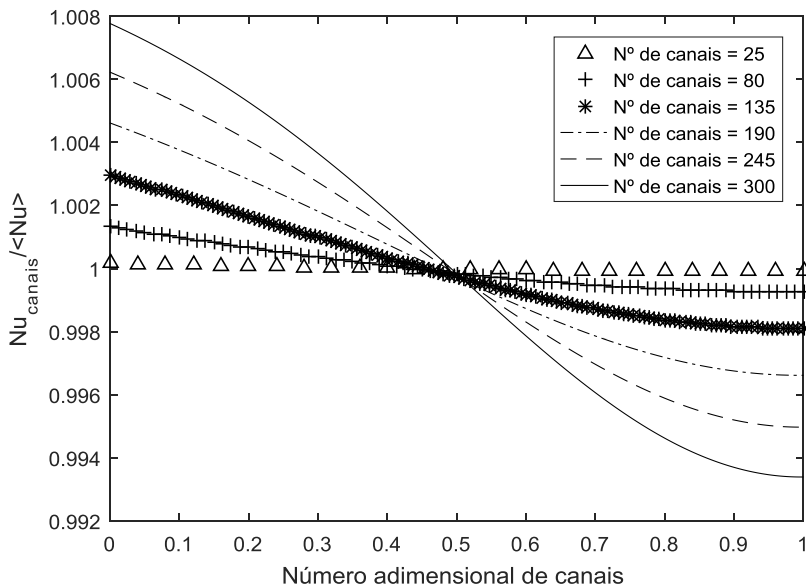


Fonte: Autoria própria.

A distribuição homogênea no casco afeta levemente os valores de *Nu* na parte interna. O valor de *Nu* médio por canal, $\langle Nu \rangle$, variou entre 616 e 586. Sem o distribuidor estático, esses valores foram de 615 e 585. As distribuições de Nu_{min} e Nu_{max} são similares na parte interna; compare Figuras 7.2 e 6.1, e Tabelas 6.1 e 7.1. Demais observações a respeito do comportamento de *Nu* na parte interna são

semelhantes às observadas na seção 6.1. As diferenças da parte interna do *PSHE* em relação ao *PHE* (Capítulo 5; seção 5.1) são dependentes das variações entre os canais circulares e retangulares selecionados.

Figura 7.3. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 52800$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-1. Principais resultados das variações de *Nu* em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	616,440	604,704	604,774	598,664	1,019	0,990
80	724,606	615,811	621,321	561,671	1,177	0,912
135	887,252	614,413	647,539	483,613	1,444	0,787
190	1074,987	607,839	699,197	396,606	1,769	0,652
245	1267,111	597,847	771,467	317,877	2,119	0,532
300	1455,172	586,180	854,908	254,613	2,482	0,434

Fonte: Autoria própria.

Note que a variação de vazões no lado interno pouco afeta a distribuição de valores de *Nu* no lado externo. Note que a

homogeneização de vazões no lado externo promove valores médio de Nu por canal, $\langle Nu \rangle$, superiores: ~ 619 . Sem distribuidor, esse valor era de aproximadamente 595.

Tabela 7-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	604,81	604,71	604,71	604,66	1,000	1,000
80	617,33	616,51	616,51	616,06	1,001	0,999
135	620,41	618,58	618,58	617,40	1,003	0,998
190	622,04	619,18	619,18	617,08	1,005	0,997
245	623,07	619,21	619,21	616,10	1,006	0,995
300	623,77	618,96	618,96	614,87	1,008	0,993

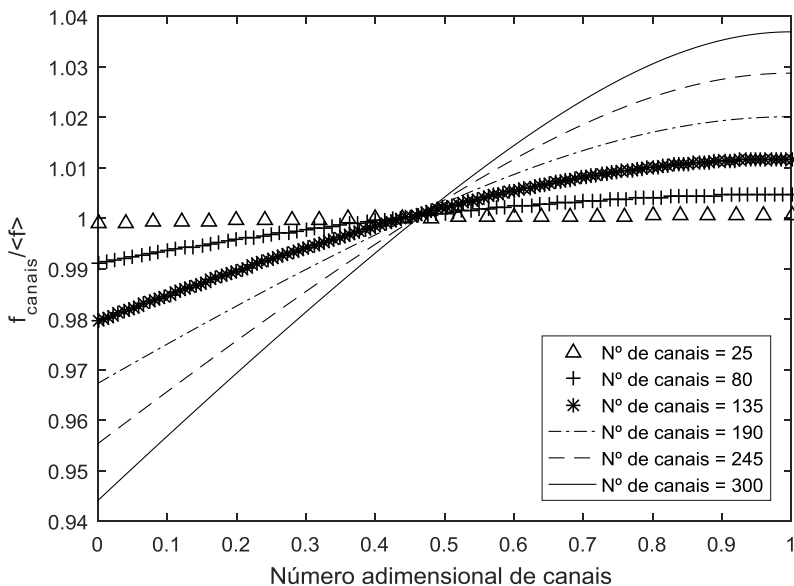
Fonte: Autoria própria.

7.2 Efeito do número de canais no fator de fricção

O efeito do número de canais no fator de fricção f é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 7.4 (parte interna do *PSHE*) e 7.5 (parte externa do *PSHE*), assumindo-se distribuição de vazões homogênea na parte externa. Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 7.3 (parte interna do *PSHE*) e 7.4 (parte externa do *PSHE*).

A distribuição do fator de fricção pode ser modificada a partir de alterações no fluxo de calor ao longo do trocador devido à má-distribuição de vazões, alterando a viscosidade do fluido em cada canal. Contudo, o fator de fricção pouco varia na faixa de *Reynolds* testada. Note que na parte interna, os valores de $\langle f \rangle$, $f_{max}/\langle f \rangle$ e $f_{min}/\langle f \rangle$ são praticamente os mesmos para o *PSHE* com ou sem distribuição homogênea no casco externo; compare valores da Tabela 7.3 e 6.4. No casco externo, a distribuição de valores de f se torna praticamente constante; compare as Tabelas 7.4 e 6.4.

Figura 7.4. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 52800$; parte interna do *PSHE*.



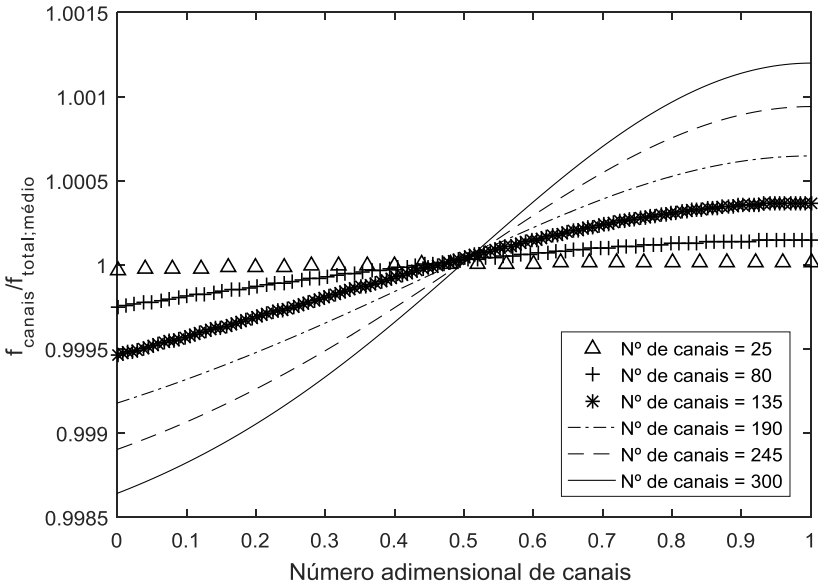
Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	f_{\max}	$\langle f \rangle$	$f_{\text{vazão}}$	f_{\min}	$f_{\max}/\langle f \rangle$	$f_{\min}/\langle f \rangle$
25	0,189	0,189	0,189	0,189	1,001	0,999
80	0,190	0,189	0,189	0,187	1,005	0,991
135	0,191	0,189	0,189	0,185	1,012	0,980
190	0,193	0,190	0,188	0,183	1,020	0,967
245	0,196	0,190	0,188	0,182	1,029	0,955
300	0,198	0,191	0,187	0,180	1,037	0,944

Fonte: Autoria própria.

Figura 7.5. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $< Re > = 52800$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $< Re > = 52800$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,189	0,189	0,189	0,189	1,000	1,000
80	0,189	0,189	0,189	0,189	1,000	1,000
135	0,189	0,189	0,189	0,189	1,000	0,999
190	0,189	0,189	0,189	0,189	1,001	0,999
245	0,189	0,189	0,189	0,189	1,001	0,999
300	0,189	0,189	0,189	0,189	1,001	0,998

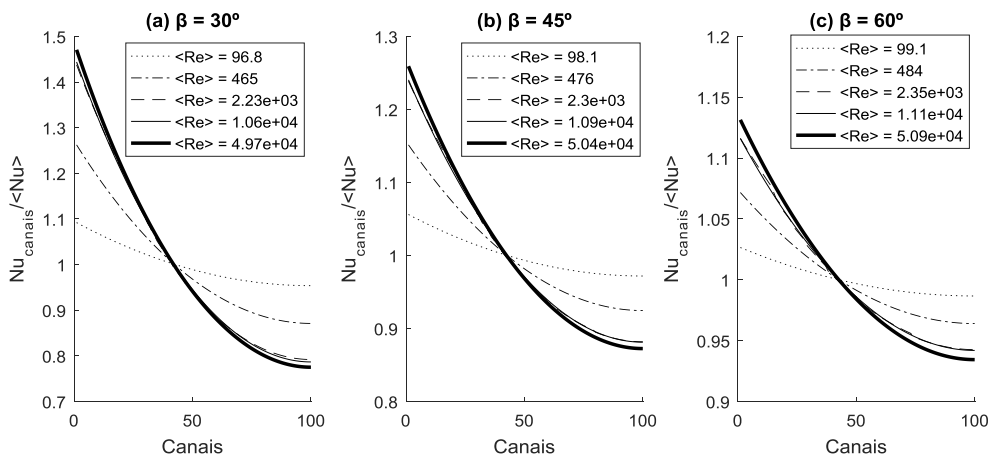
Fonte: Autoria própria.

7.3 Efeito do ângulo de *Chevron* no número de *Nusselt*

O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* em placas circulares é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30°, 45° e 60°; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds*

médio numa faixa que varia entre 97 e 50900. Os resultados são exibidos na Fig. 7.6 (lado interno) 7e na Figura 7.6 (lado externo), enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 7-5, 7-6 e 7-7 (lado interno) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , respectivamente; e nas Tabelas 7-8, 7-9 e 6-10 (lado externo) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , nessa ordem.

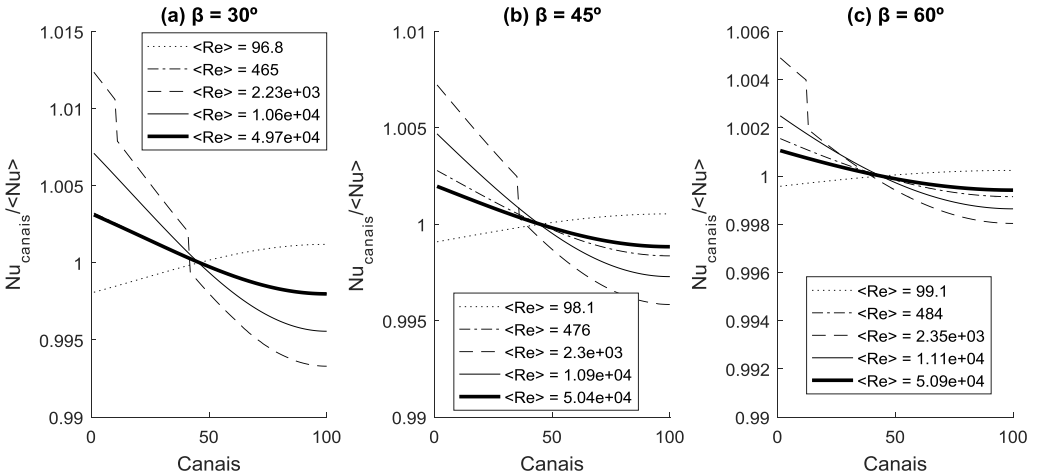
Figura 7.6. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de Nu (lado interno); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.



Fonte: Autoria própria.

A distribuição homogênea no casco externo pouco afeta os valores médios e a distribuição de Nu no lado interno do *PSHE*, na faixa testada para $\langle Re \rangle$ e β ; compare Figuras 6.5 e 7.6, e as Tabelas 7.5-7.7 e 6.5-6.7. Note que a variação de vazões no lado interno pouco afeta a distribuição de valores de Nu no lado externo. O termo $Nu_{\text{vazão}}$ apresentou pouca variação significativa em relação à $\langle Nu \rangle$ na parte interna do trocador. A máxima variação entre esses dois termos foi de 6% para $Re=49700$ e $\beta=30^\circ$.

Figura 7.7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de Nu (lado externo); β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 59000.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-5. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
97	6,490	5,944	5,966	5,669	1,092	0,954
465	17,705	14,027	14,357	12,217	1,262	0,871
2230	58,926	40,989	43,152	32,460	1,438	0,792
10600	193,273	133,859	141,167	105,292	1,444	0,787
49700	640,497	435,534	461,691	337,561	1,471	0,775

Fonte: Autoria própria.

Note que os valores de Nu médio ponderado com os canais, $\langle Nu \rangle$, se tornam levemente maiores para o lado externo, embora sejam próximos aos valores do lado interno. Observe que os valores no lado interno do *PSHE* são superiores aos valores do lado externo na ausência de distribuidor estático; ver seção 6.3. Por fim, os efeitos do ângulo de *Chevron* e do número de *Reynolds* nos valores de Nu são similares aos comentados na seção 6.3.

Tabela 7-6. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
98	8,182	7,748	7,758	7,529	1,056	0,972
476	21,835	18,964	19,110	17,532	1,151	0,925
2300	70,371	56,818	57,725	50,098	1,239	0,882
10900	229,322	184,870	187,944	162,904	1,240	0,881
50400	750,512	596,051	607,367	520,001	1,259	0,872

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-7. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado interno) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
99	10,110	9,849	9,852	9,718	1,026	0,987
484	26,069	24,325	24,367	23,450	1,072	0,964
2350	81,890	73,366	73,634	69,153	1,116	0,943
11100	261,879	234,651	235,586	221,026	1,116	0,942
50900	837,509	740,228	743,964	691,649	1,131	0,934

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-8. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
97	5,956	5,949	5,949	5,938	1,001	0,998
465	14,118	14,073	14,073	14,044	1,003	0,998
2230	41,502	40,995	40,995	40,721	1,012	0,993
10600	135,707	134,750	134,750	134,153	1,007	0,996
49700	440,105	438,739	438,739	437,855	1,003	0,998

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-9 Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
98	7,754	7,750	7,750	7,743	1,001	0,999
476	19,036	18,983	18,983	18,952	1,003	0,998
2300	57,202	56,792	56,792	56,556	1,007	0,996
10900	186,124	185,256	185,256	184,752	1,005	0,997
50400	598,666	597,490	597,490	596,794	1,002	0,999

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-10. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do número de *Nusselt* (lado externo) com $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
99	9,852	9,850	9,850	9,846	1,000	1,000
484	24,369	24,331	24,331	24,310	1,002	0,999
2350	73,670	73,310	73,310	73,166	1,005	0,998
11100	235,362	234,775	234,775	234,456	1,002	0,999
50900	741,519	740,736	740,736	740,303	1,001	0,999

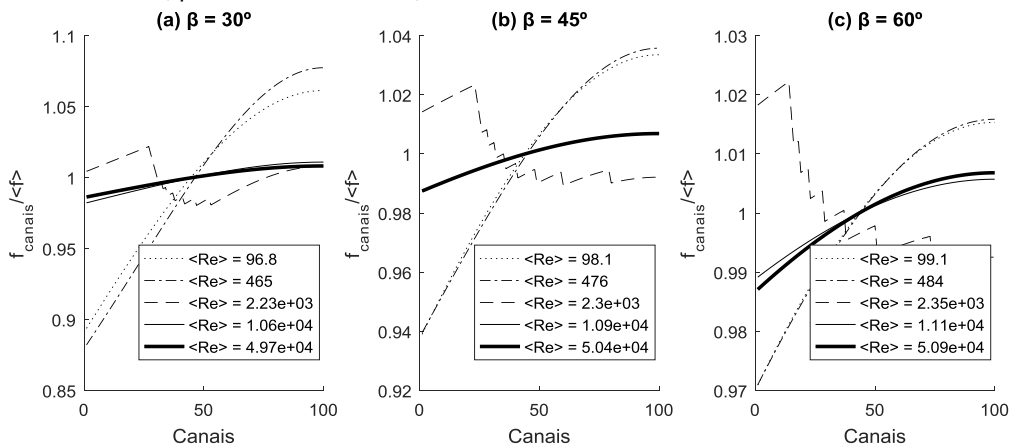
Fonte: Autoria própria.

7.4 Efeito do ângulo de *Chevron* no fator de fricção

O efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção em placas circulares é avaliado com: ângulos de *Chevron* iguais a 30° , 45° e 60° ; número de canais igual a 100 e número de *Reynolds* médio numa faixa que varia entre 97 e 50900. Os resultados são exibidos na Fig. 7.8 (lado interno) e na Figura 7.9 (lado externo), enquanto os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 7-11, 7-12 e 7-13 (lado interno) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , respectivamente; e nas Tabelas 7-14, 7-15 e 7-16 (lado externo) para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° , nessa ordem. Com a homogeneização de vazões no casco externo, o fator de fricção dos lados interno e externo se tornam mais próximos. Na parte interna, os valores de $\langle f \rangle$, $f_{max}/\langle f \rangle$ e $f_{min}/\langle f \rangle$ são similares com ou sem distribuição homogênea no casco externo; compare valores

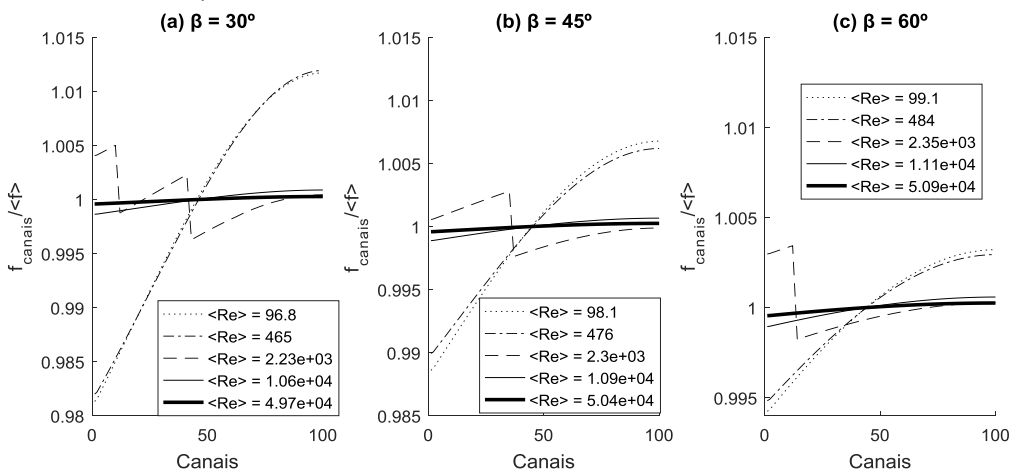
das Tabelas 7.11-7.13 a 6.11-6.13. No casco externo, a distribuição de valores de f se torna praticamente constante.

Figura 7.8. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de f no lado interno do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.



Fonte: Autoria própria.

Figura 7.9. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição de f no lado externo do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-11. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
97	0,401	0,378	0,376	0,338	1,061	0,894
465	0,164	0,152	0,150	0,134	1,077	0,882
2230	0,109	0,106	0,107	0,104	1,022	0,980
10600	0,103	0,102	0,101	0,100	1,011	0,982
49700	0,097	0,097	0,096	0,095	1,008	0,986

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-12. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
98	0,678	0,656	0,655	0,616	1,034	0,939
476	0,297	0,286	0,285	0,269	1,036	0,940
2300	0,219	0,214	0,214	0,212	1,023	0,989
10900	0,204	0,203	0,202	0,200	1,007	0,987
50400	0,191	0,189	0,189	0,187	1,007	0,987

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-13. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado interno do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 99 e 50900: $\beta = 60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
99	1,451	1,429	1,428	1,387	1,015	0,971
484	0,644	0,634	0,634	0,616	1,016	0,971
2350	0,492	0,482	0,482	0,478	1,022	0,991
11100	0,438	0,436	0,436	0,431	1,006	0,989
50900	0,389	0,386	0,386	0,381	1,007	0,987

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-14. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado externo do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 97 e 49700: $\beta = 30^\circ$.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
97	0,381	0,376	0,376	0,369	1,012	0,981
465	0,152	0,150	0,150	0,148	1,012	0,982
2230	0,105	0,105	0,105	0,104	1,005	0,996
10600	0,101	0,101	0,101	0,101	1,001	0,999
49700	0,097	0,096	0,096	0,096	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-15. Efeito do ângulo de *Chevron* na distribuição do fator de fricção no lado externo do *PSHE* para $\langle Re \rangle$ variando entre 98 e 50400: $\beta = 45^\circ$.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
98	0,660	0,655	0,655	0,648	1,007	0,989
476	0,287	0,286	0,285	0,283	1,006	0,990
2300	0,213	0,213	0,213	0,212	1,003	0,998
10900	0,203	0,202	0,202	0,202	1,001	0,999
50400	0,189	0,189	0,189	0,189	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-16. Distribuição de f ; lado externo do *PSHE*; $\langle Re \rangle$ entre 99 e 50900: $\beta=60^\circ$.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	fmax	$\langle f \rangle$	fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
99	1,433	1,428	1,428	1,420	1,003	0,994
484	0,636	0,634	0,634	0,630	1,003	0,995
2350	0,482	0,480	0,480	0,479	1,003	0,998
11100	0,436	0,436	0,436	0,435	1,001	0,999
50900	0,386	0,386	0,386	0,386	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

Como já explicado anteriormente, à medida que o ângulo de *Chevron* aumenta, o fator de fricção médio também aumenta para um

mesmo valor de *Reynolds* médio. Com a homogeneização de vazões no lado externo, valores de $\langle f \rangle$ são levemente inferiores no casco, embora os valores sejam muito próximos aos do lado interno.

A distribuição irregular do fator de fricção (*i.e.* variações de $f_{max}/\langle f \rangle$ e $f_{min}/\langle f \rangle$) se intensifica com valores reduzidos de β nos lados interno e externo do *PSHE*; verificar Tabelas 7.11 a 7.13 e Tabelas 7.14 a 7.16, respectivamente. A distribuição do fator de fricção é reduzida com o aumento do número de *Reynolds* médio tanto para o lado externo quanto para o lado interno.

Por fim, foi observado um comportamento regular de f na figura 5.7 para trocadores *PHE* em virtude de distribuições de vazão iguais para o lado quente e para o lado frio. Nota-se nas Figuras 7.8 e 7.9 um comportamento irregular de f devido às diferenças de distribuição de vazão entre o lado quente e o lado frio. Isso ocorre principalmente com $\langle Re \rangle$ próximo a 2000. Com o uso da correlação de Wang e Sundén (2003), canais são encontrados em regimes de escoamento diferentes. A variação máxima obtida entre $f_{vazão}$ e $\langle f \rangle$ foi 1,2%, indicando diferenças desprezíveis entre a média ponderada pela distribuição de vazão e a média ponderada por número de canais.

7.5 Efeito do número de canais na temperatura de saída

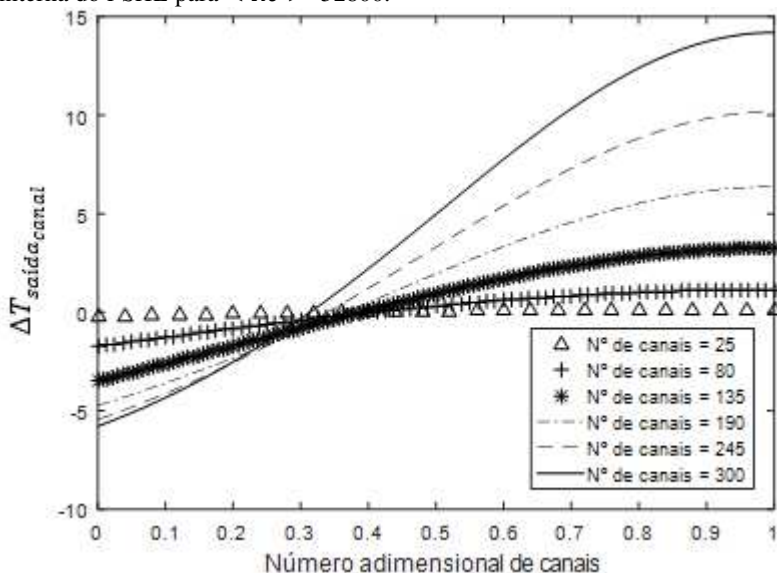
O efeito do número de canais na temperatura de saída do trocador *PSHE* é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 7.10 (parte interna do *PSHE*) e 7.11 (parte externa do *PSHE*). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 7.17 (parte interna do *PSHE*) e 7.18 (parte externa do *PSHE*). Os dados de entrada foram apresentados na Tabela 4.8.

Note que, ao promover homogeneização da vazão no casco externo, obtêm-se temperaturas de saída mais elevadas tanto no lado externo quanto no lado interno; compare as Tabelas 6.17 e 7.17, e 6.18 e 7.18. Note que os valores médios de *Nusselt* são também maiores; compare Tabelas 6.1 e 7.1, e 6.2 e 7.2.

No lado interno, as variações de temperatura permanecem significativas, enquanto no casco as variações de temperatura são reduzidas conforme esperado. Note que a temperatura de saída de um canal coincide com a temperatura de saída do trocador ($\Delta T_{saída_{canal}} \approx 0$) no canal adimensional igual a 0,3 (lado interno) e 0,5 (lado externo). Note que a temperatura máxima ocorre no canal adimensional 1 para o lado interno, e 0 para o casco. Note que a temperatura de saída é

reduzida com o aumento do número de canais. Trata-se de um efeito claro da má-distribuição: note que com n_{canais} igual a 25, temos praticamente distribuição uniforme no lado interno e, conseqüentemente, maior elevação de temperatura.

Figura 7.10. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 52800$.



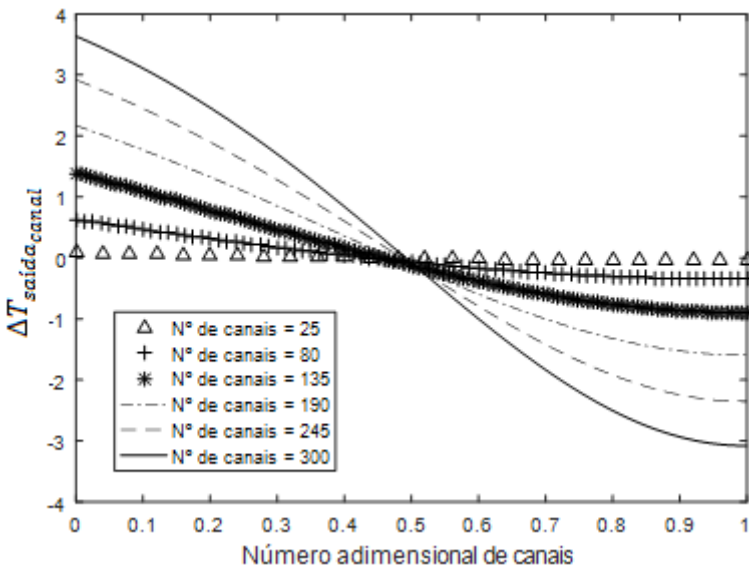
Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-15. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 52800$; na parte interna do *PSHE*.

Canais	Tmax(°C)	<T>(°C)	Tmin(°C)	Tmax-<T>	Tmin-<T>	Tmax-Tmin
25	33,485	33,367	33,143	0,119	-0,224	0,342
80	34,376	33,229	31,485	1,147	-1,744	2,891
135	36,328	33,070	29,578	3,258	-3,491	6,749
190	39,174	32,806	28,073	6,368	-4,732	11,101
245	42,615	32,439	26,995	10,176	-5,444	15,620
300	46,204	32,010	26,223	14,195	-5,786	19,981

Fonte: Autoria própria.

Figura 7.11. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do *PSHE* para $\langle Re \rangle \geq 52800$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-16. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle \geq 52800$; na parte externa do *PSHE*.

Canais	Tmax (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin (°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
25	33,445	33,369	33,326	0,076	-0,043	0,119
80	33,848	33,231	32,881	0,617	-0,350	0,967
135	34,451	33,070	32,172	1,382	-0,898	2,280
190	34,959	32,799	31,206	2,160	-1,593	3,753
245	35,334	32,423	30,068	2,911	-2,355	5,266
300	35,609	31,982	28,901	3,627	-3,081	6,708

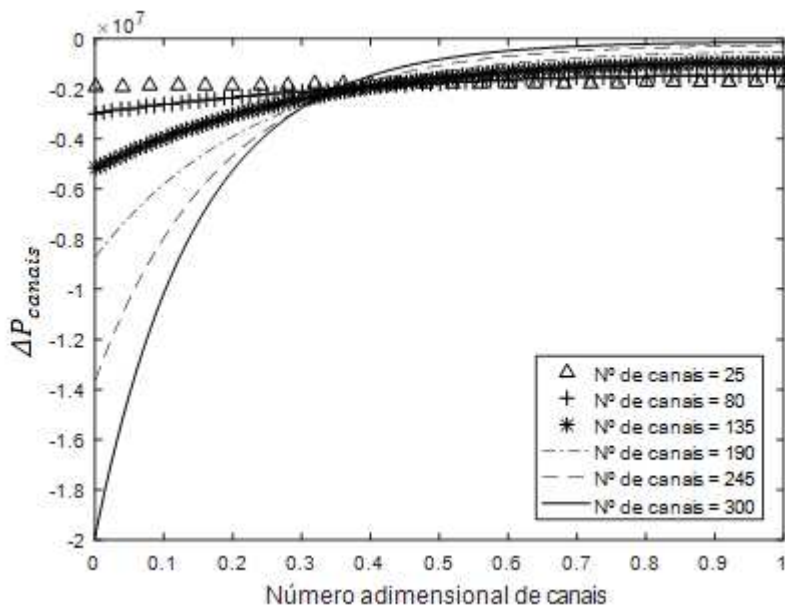
Fonte: Autoria própria.

Por fim, salienta-se que, se o distribuidor estático promover distribuição de vazões homogênea no lado externo (casco), a efetividade do trocador é aumentada.

7.6 Efeito do número de canais na perda de carga

O efeito do número de canais na perda de carga do trocador *PSHE* é apresentado para número de *Reynolds* médio igual a 52800 nas Figuras 7.12 (parte interna do *PSHE*) e 7.13 (parte externa do *PSHE*). Os resumos dos principais resultados são exibidos nas Tabelas 7.19 (parte interna do *PSHE*) e 7.20 (parte externa do *PSHE*). Efeitos dos *manifolds* de entrada e de saída não são considerados, apenas as perdas por fricção nas placas são avaliadas.

Figura 7.12. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .

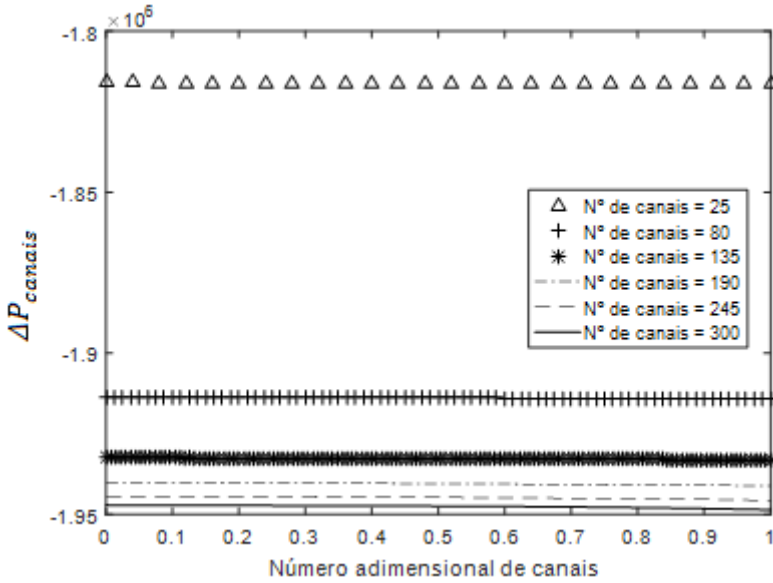


Fonte: Autoria própria.

Conforme mencionado na seção 6.6, as pressões de entrada deveriam ser bem superiores a 5 bar para $\langle Re \rangle = 52800$.

No lado interno do trocador, os valores de $\Delta P_{max}/\langle \Delta P \rangle$ e $\Delta P_{min}/\langle \Delta P \rangle$ são similares aos obtidos na seção 6.6. As pequenas divergências decorrem de modificações na viscosidade do fluido: a distribuição de vazões é alterada no casco, assim como o fluxo de calor e a temperatura do fluido frio na parte interna; compare valores das Tabelas 6-19 e 7-19. Os comentários referentes ao lado interno do *PSHE* na seção 6.6 também são válidos para essa seção.

Figura 7.13. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 52800$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-17. Principais resultados da perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 52800$.

Canais	$\Delta P_{\text{max}}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{min}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{max}} / \langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\text{min}} / \langle \Delta P \rangle$
25	-1,9E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	1,054	0,973
80	-3,0E+06	-1,9E+06	-2,0E+06	-1,5E+06	1,543	0,765
135	-5,2E+06	-2,1E+06	-2,4E+06	-9,7E+05	2,516	0,472
190	-8,7E+06	-2,3E+06	-3,3E+06	-5,6E+05	3,782	0,242
245	-1,4E+07	-2,7E+06	-4,7E+06	-3,0E+05	5,119	0,113
300	-2,0E+07	-3,1E+06	-6,6E+06	-1,6E+05	6,433	0,052

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-20. Principais resultados da perda de carga no lado externo para $< Re > = 52800$.

Canais	ΔP_{max} (Pa)	$<\Delta P>$ (Pa)	$\Delta P_{vazão}$ (Pa)	ΔP_{min} (Pa)	$\Delta P_{max}/<\Delta P>$	$\Delta P_{min}/<\Delta P>$
25	-1,8E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	-1,8E+06	1,000	1,000
80	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	1,000	1,000
135	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	1,000	1,000
190	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	1,000	1,000
245	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	1,000	1,000
300	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	-1,9E+06	1,001	1,000

Fonte: Autoria própria.

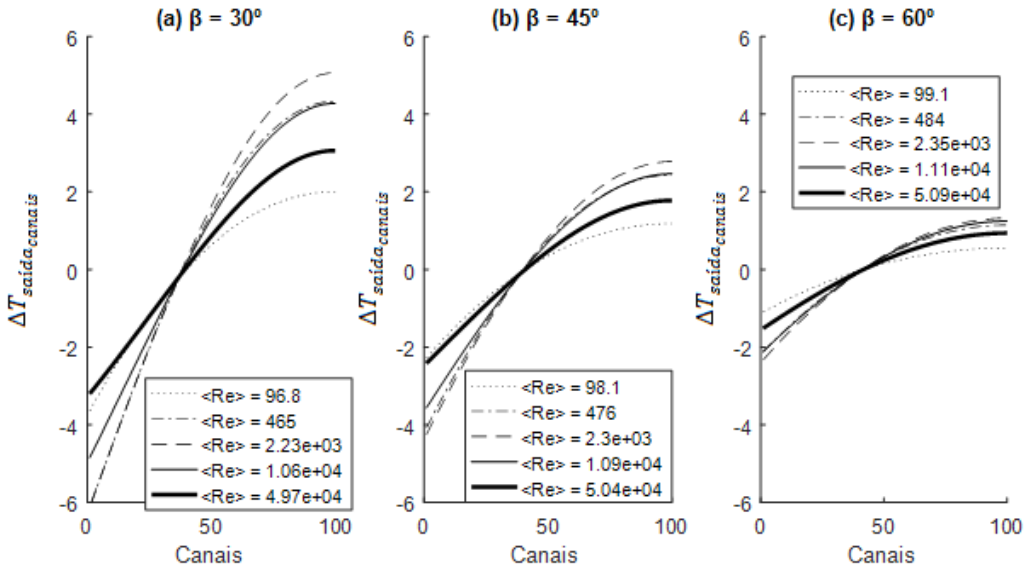
No lado externo, é observada perda de carga praticamente homogênea devido à distribuição homogênea de vazões. As diferenças de fluxo de calor entre os canais em razão da distribuição irregular de vazão na parte interna afetam o campo de temperatura no lado externo. Contudo, essas alterações pouco afetam a viscosidade.

Note que a perda carga média é reduzida devido à distribuição homogênea de vazões; compare Tabelas 6.20 e 7.20 e 7.19 e 7.20. Contudo, as perdas relacionadas à presença do distribuidor estático não são consideradas.

7.7 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de Chevron na temperatura de saída

Na Fig. 7.14 são exibidos os efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída para *Reynolds* médio variando entre 97 e 50900 para o lado interno do *PSHE*. Resultados são apresentados para número de canais igual a 100. Resultados para o lado externo são apresentados na Fig. 7.15. Os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 7-21 a 7-23 (lado interno) e nas Tabelas 7-24 a 7-26 (lado externo) para β igual a 30°, 45° e 60°, respectivamente.

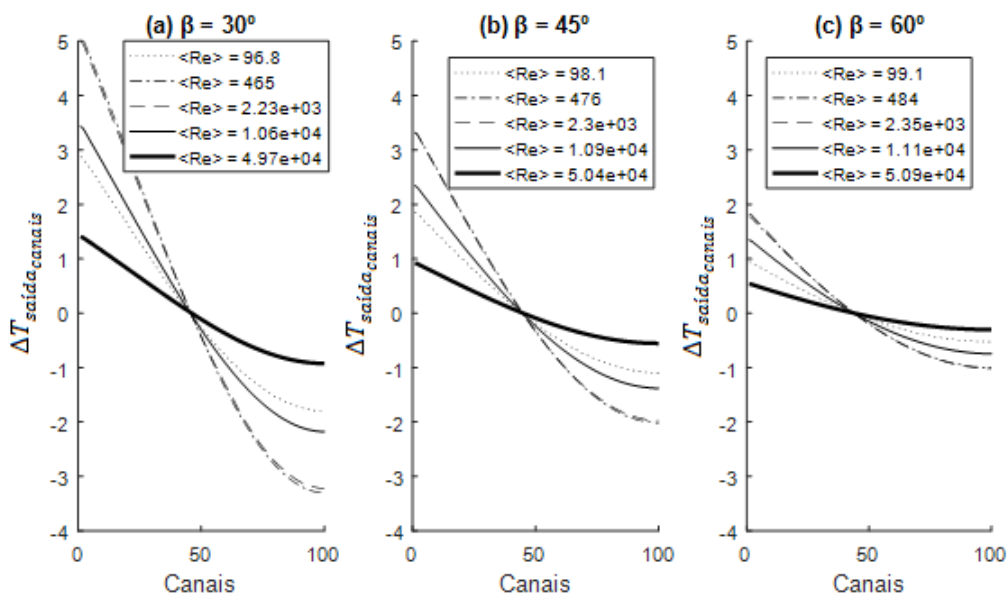
Figura 7.14. Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída no lado interno do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $[\text{C}^\circ]$.



Fonte: Autoria própria.

Conforme comentado na seção 7.5, ao promover distribuição homogênea de vazões no casco, obtêm-se maiores coeficientes globais de transferência de calor. Tanto no lado interno quanto no casco, foram obtidas maiores temperaturas na saída do trocador, $\langle T \rangle$; compare Tabelas 6.21-6.23 a Tabelas 7.21-7.23, e Tabelas 6.24-6.26 a Tabelas 7.24-7.26. Note que as variações de temperatura no trocador *PSHE*, $T_{max} - T_{min}$, também são reduzidas tanto no lado externo quanto no interno.

Figura 7.15. Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na temperatura de saída no lado externo do *PSHE*; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 50900. Valores em $[\text{C}]$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-21. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para $\beta = 30^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$T_{\max}(\text{C})$	$\langle T \rangle(\text{C})$	$T_{\min}(\text{C})$	$T_{\max} - \langle T \rangle$	$T_{\min} - \langle T \rangle$	$T_{\max} - T_{\min}$
97	60,191	57,370	55,675	2,821	-1,696	4,516
465	56,173	51,164	48,033	5,009	-3,131	8,140
2230	50,353	45,421	42,355	4,931	-3,066	7,997
10600	42,781	39,384	37,298	3,397	-2,086	5,483
49700	33,441	32,040	31,147	1,400	-0,893	2,293

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-18. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para $\beta = 45^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
98	60,782	58,975	57,944	1,807	-1,031	2,839
475	57,254	53,993	52,089	3,260	-1,905	5,165
2300	52,048	48,785	46,904	3,264	-1,881	5,145
10900	44,469	42,158	40,839	2,310	-1,319	3,629
50400	34,310	33,394	32,858	0,916	-0,536	1,452

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-19. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado interno para $\beta = 60^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
99	61,077	60,162	59,669	0,915	-0,493	1,408
484	57,697	55,967	55,023	1,730	-0,944	2,674
2350	52,901	51,115	50,155	1,785	-0,960	2,746
11100	45,377	44,055	43,343	1,322	-0,711	2,033
50900	34,768	34,235	33,943	0,533	-0,292	0,825

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-20. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 30^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 97 e 49700.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
97	59,475	57,469	53,830	2,007	-3,639	5,645
465	55,681	51,347	45,207	4,333	-6,141	10,474
2230	50,631	45,565	39,466	5,066	-6,099	11,165
10600	43,739	39,459	34,614	4,281	-4,845	9,126
49700	35,123	32,061	28,858	3,063	-3,203	6,266

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-21. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 45^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 98 e 50400.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
98	60,207	59,026	56,748	1,181	-2,277	3,459
476	56,523	54,088	50,006	2,435	-4,082	6,516
2300	51,639	48,858	44,607	2,781	-4,251	7,032
10900	44,668	42,202	38,638	2,466	-3,564	6,030
50400	35,183	33,406	30,989	1,777	-2,417	4,194

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-22. Efeito do número de *Reynolds* na variação da temperatura de saída no lado externo para $\beta = 60^\circ$. $\langle Re \rangle$ varia entre 99 e 50900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
99	60,733	60,180	59,082	0,553	-1,098	1,651
484	57,153	56,008	53,881	1,145	-2,126	3,271
2350	52,475	51,152	48,821	1,323	-2,331	3,654
1110	45,322	44,076	41,964	1,246	-2,112	3,358
50900	35,177	34,240	32,723	0,937	-1,517	2,454

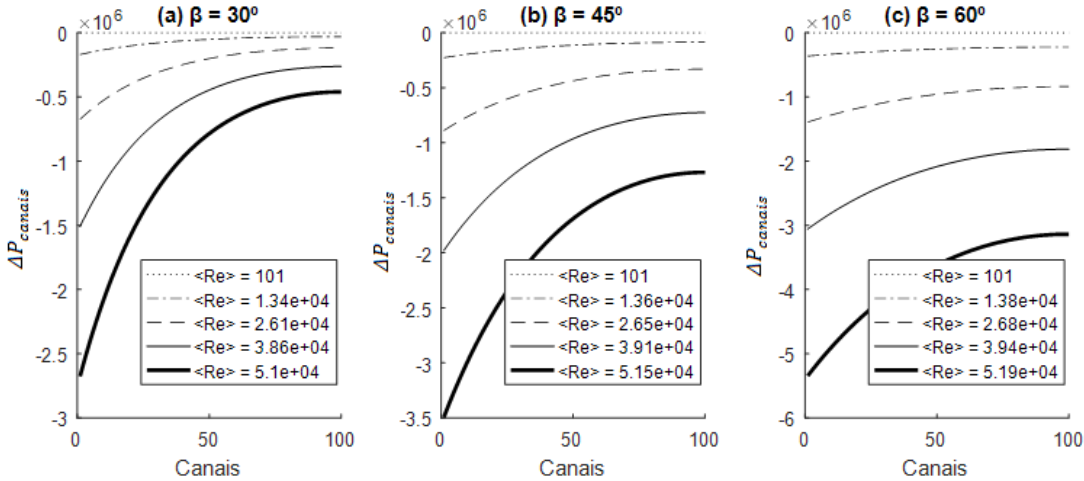
Fonte: Autoria própria.

Em ambos os lados do trocador, as temperaturas médias são elevadas com o aumento do ângulo de *Chevron* por proporcionar maiores valores de *Nusselt*. Note que as temperaturas de saída se tornaram próximas às obtidas no trocador *PHE* (seção 5.7).

7.8 Efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na perda de carga

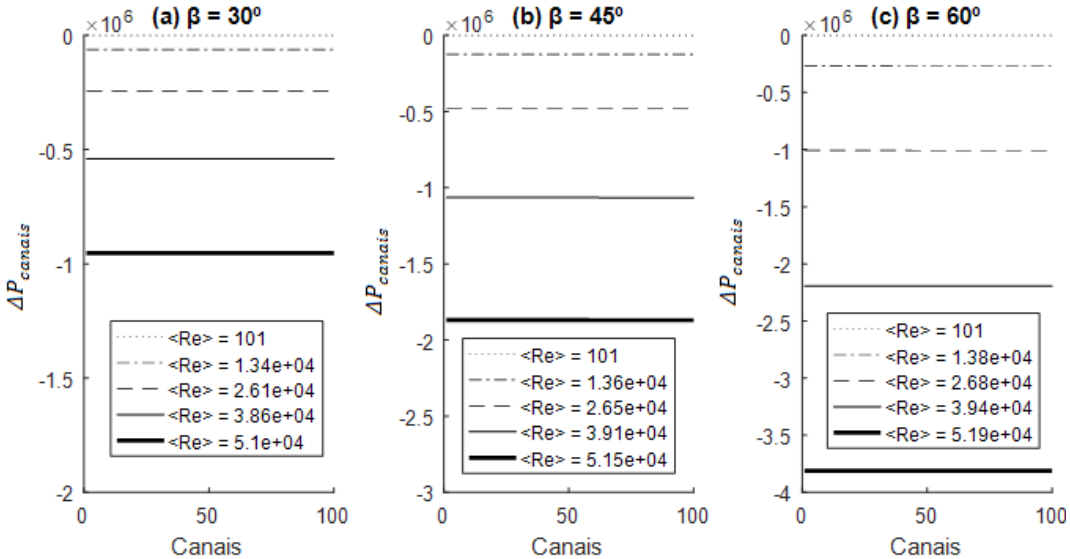
Na Fig. 7.16 são exibidos os efeitos do número de *Reynolds* e do ângulo de *Chevron* na perda de carga para *Reynolds* médio variando entre 101 e 51900 para o lado interno do *PSHE*. Resultados são apresentados para número de canais igual a 100 e os resultados para o lado externo são apresentados na Fig. 7.17.

Figura 7.16. Efeito do ângulo de *Chevron* na perda de carga no lado interno; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.



Fonte: Autoria própria.

Figura 7.17. Efeito do ângulo de *Chevron* na perda de carga no lado externo; β é escolhido como 30° , 45° e 60° . $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.



Fonte: Autoria própria.

Os resumos dos principais resultados são apresentados nas Tabelas 7-27 a 7-30 (lado interno) e nas Tabelas 7-31 a 7-33 (lado externo) para β igual a 30° , 45° e 60° , respectivamente.

Tabela 7-23. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do *PSHE* para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51000.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-1,38E+01	-1,03E+01	-1,04E+01	-8,79E+00	1,347	0,86
13400	-1,71E+05	-6,72E+04	-7,80E+04	-3,12E+04	2,540	0,47
26100	-6,75E+05	-2,62E+05	-3,06E+05	-1,20E+05	2,576	0,46
38600	-1,51E+06	-5,82E+05	-6,81E+05	-2,63E+05	2,594	0,45
51000	-2,68E+06	-1,03E+06	-1,20E+06	-4,61E+05	2,606	0,45

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-24. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do *PSHE* para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51500.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-2,21E+01	-1,84E+01	-1,85E+01	-1,68E+01	1,200	0,91
13600	-2,27E+05	-1,28E+05	-1,34E+05	-8,68E+04	1,782	0,68
26500	-8,89E+05	-4,92E+05	-5,18E+05	-3,31E+05	1,806	0,67
39100	-1,98E+06	-1,09E+06	-1,15E+06	-7,26E+05	1,820	0,67
51500	-3,49E+06	-1,91E+06	-2,01E+06	-1,27E+06	1,829	0,66

Fonte: Autoria própria.

Conforme já mencionado, as pressões de entrada deveriam ser bem superiores a 5 bar para $\langle Re \rangle$ acima de 15000.

Tanto no lado externo quanto lado interno, os valores de $\langle \Delta P \rangle$ são significativamente reduzidos com o a redução de β . No lado interno, a distribuição dos valores de ΔP é reduzida com o aumento de β .

Tabela 7-29. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno do PSHE para $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-4,46E+01	-4,09E+01	-4,09E+01	-3,92E+01	1,091	0,96
13800	-3,64E+05	-2,68E+05	-2,71E+05	-2,25E+05	1,359	0,84
26800	-1,39E+06	-1,01E+06	-1,02E+06	-8,39E+05	1,379	0,83
39400	-3,06E+06	-2,20E+06	-2,23E+06	-1,81E+06	1,391	0,83
51900	-5,34E+06	-3,82E+06	-3,88E+06	-3,14E+06	1,399	0,82

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-30. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo do PSHE para $\beta = 30^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101e 51000.

$\beta = 30^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-1,07E+01	-1,06E+01	-1,06E+01	-1,05E+01	1,010	0,988
13400	-6,28E+04	-6,28E+04	-6,28E+04	-6,28E+04	1,000	1,000
26100	-2,44E+05	-2,44E+05	-2,44E+05	-2,44E+05	1,000	1,000
38600	-5,41E+05	-5,41E+05	-5,41E+05	-5,41E+05	1,000	1,000
51000	-9,54E+05	-9,54E+05	-9,54E+05	-9,54E+05	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-31. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo do PSHE para $\beta = 45^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51500.

$\beta = 45^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-1,88E+01	-1,87E+01	-1,87E+01	-1,86E+01	1,006	0,993
13600	-1,25E+05	-1,25E+05	-1,25E+05	-1,25E+05	1,000	1,000
26500	-4,83E+05	-4,83E+05	-4,83E+05	-4,83E+05	1,000	1,000
39100	-1,07E+06	-1,07E+06	-1,07E+06	-1,07E+06	1,000	1,000
51500	-1,87E+06	-1,87E+06	-1,87E+06	-1,87E+06	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-32. Perda de carga por canal; lado externo; $\beta = 60^\circ$; $\langle Re \rangle$ varia entre 101 e 51900.

$\beta = 60^\circ$						
$\langle Re \rangle$	$\Delta P_{\max}(\text{Pa})$	$\langle \Delta P \rangle (\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{vazão}}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\min}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\max}/\langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min}/\langle \Delta P \rangle$
101	-4,13E+01	-4,12E+01	-4,12E+01	-4,11E+01	1,003	0,997
13800	-2,68E+05	-2,68E+05	-2,68E+05	-2,67E+05	1,000	1,000
26800	-1,01E+06	-1,01E+06	-1,01E+06	-1,01E+06	1,000	1,000
39400	-2,20E+06	-2,19E+06	-2,19E+06	-2,19E+06	1,000	1,000
51900	-3,81E+06	-3,81E+06	-3,81E+06	-3,81E+06	1,000	1,000

Fonte: Autoria própria.

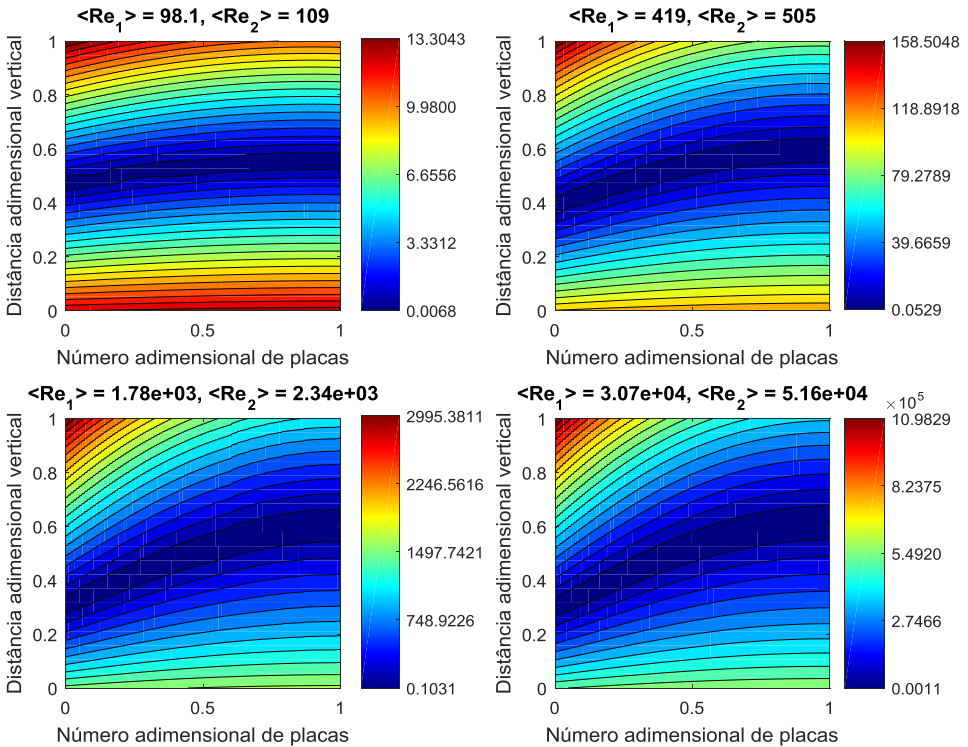
No lado externo, é observada perda de carga praticamente homogênea devido à distribuição homogênea de vazões. Note que a perda carga média é reduzida para o casco devido à distribuição homogênea de vazões. Contudo, as perdas relacionadas à presença do distribuidor estático não são consideradas.

7.9 Campo de Pressão e Temperatura

A análise dos campos de pressão e temperatura envolve a apresentação simultânea de dados dos lados quente e frio. A análise é realizada em condições similares às apresentadas nas seções 5.9 e 6.9: 100 canais, discretização de 20 nós por cada canal quente e frio, Re_1 variando aproximadamente entre 100 e 30700, e Re_2 variando aproximadamente entre 110 e 51600. Como já mencionado, os locais com as maiores diferenças de pressão e temperatura estão associados com elevadas tensões estruturais, sendo regiões propícias a falhas.

Nas figuras 7.18 e 7.19, são apresentados os campos de pressão e temperatura, respectivamente. No eixo x, é exibido o número adimensional de canais e no eixo y, a distância vertical adimensional. As vazões mássicas de entrada são iguais. As diferenças no valor médio do *Reynolds* de entrada decorrem de diferenças nas propriedades dos fluidos de entrada. A entrada dos fluidos 1 e 2 ocorre nas distâncias verticais 1 e 0, respectivamente.

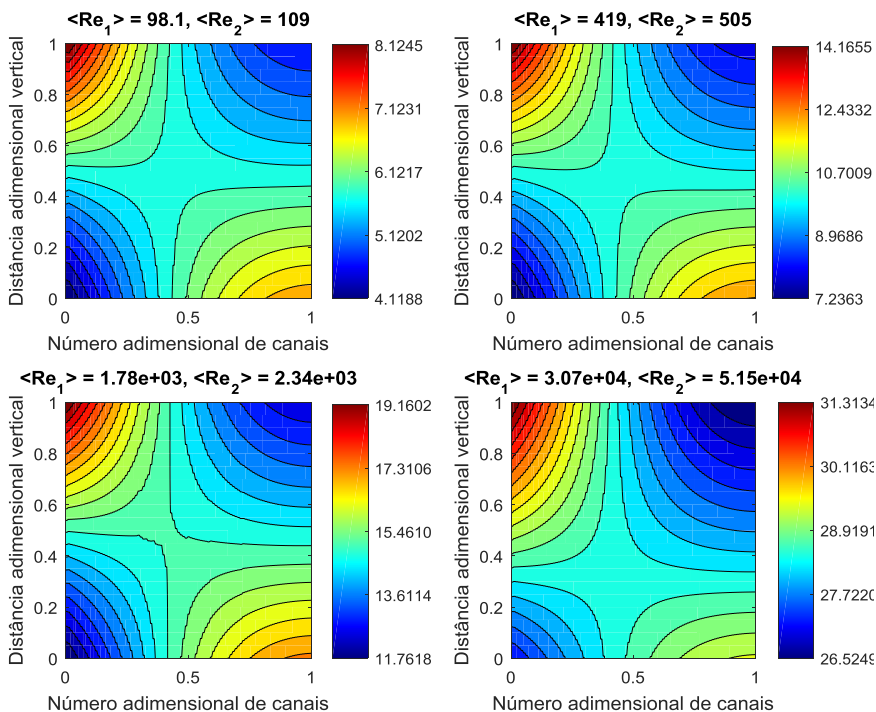
Figura 7.18. Efeito da má-distribuição de vazões (no lado interno do *PSHE*) na diferença de pressão [Pa] entre os canais do lado quente e do lado frio. $\langle Re_1 \rangle$ é o valor médio de entrada no lado frio e $\langle Re_2 \rangle$, no lado quente.



Fonte: Autoria própria.

Os campos de pressões e temperatura no *PSHE* foram significativamente modificados em decorrência da distribuição homogênea de vazões no lado do casco; compare as Figuras 7.18 e 6.17, e 7.19 e 6.18. A maior diferença de pressão ocorre no ponto ($x=0; y=1$). O fluido 2 entra na parte interna ($x=0; y=0$) com a maior vazão por canal promovendo elevada perda de carga. A diferença de pressão entre os fluidos 1 e 2 se torna máxima em ($x=0; y=1$).

Figura 7.19. Efeito da má-distribuição de vazões (no lado interno do *PSHE*) na diferença de temperatura [°C] entre os canais do lado quente e do lado frio. $\langle Re_1 \rangle$ é o valor médio de entrada no lado frio e $\langle Re_2 \rangle$, no lado quente.



Fonte: Autoria própria.

Na Fig. 7.19, o valor máximo da diferença de temperatura em $(x=0; y=1)$ é explicado a seguir. A máxima diferença entre vazões (e capacidades térmicas) ocorre no canal $x=0$. O canal da parte interna em $x=0$ tem elevada vazão e a elevação de temperatura é, portanto, menor. Ao chegar na saída (em $x=1; y=1$), a diferença de temperatura entre os fluidos 1 e 2 é máxima.

Entretanto, a homogeneização da distribuição de vazões no casco reduziu significativamente as diferenças de temperatura e pressão entre os fluidos 1 e 2. Na seção 6.9 e para os maiores valores de Re , são observados valores máximos de 38°C e 1,6 MPa. Note, nessa seção, que os valores máximos são reduzidos para 31°C e 1MPa. Menores gradientes de temperatura e pressão promovem maior vida útil.

7.10 Resumo do capítulo

As principais conclusões e observações a respeito de trocadores de placas circulares soldadas operando com capacidades térmicas similares em ambos os lados dos trocadores (fluido frio e fluido quente) e na presença de distribuidor estático no casco externo são apresentadas abaixo:

- A distribuição irregular de Nu e f se intensifica com valores reduzidos de β no lado interno do trocador;
- Ocorre aumento da variação da temperatura de saída com o aumento do número de *Reynolds* e do número de canais, e com a redução do ângulo de *Chevron* em ambos os lados do trocador *PSHE*;
- Elevação da temperatura de saída do trocador é observada, indicando aumento da efetividade em relação a seção 6;
- A perda de carga média ($\langle \Delta P \rangle$) é reduzida devido à homogeneização das vazões;
- Com distribuição homogênea no lado do casco, menores gradientes de pressão e temperatura ocorrem no *PSHE*.

8 VALIDAÇÃO

Resultados obtidos a partir da presente metodologia de análise de desempenho termodinâmico de trocadores de calor *PHE* e *PSHE* são comparados a dados experimentais de modo a demonstrar a validade do método empregado.

No caso do trocador de placas circulares, a validação será realizada com dados fornecidos pela empresa *Petrobrás* (3 trocadores com diâmetro externo: $D_{1-PSHE} = 400$ mm, $D_{2-PSHE} = 510$ mm e $D_{3-PSHE} = 410$ mm); ver tabela 8-1. No caso de trocadores de placas retangulares, a validação será realizada com os dados apresentados em Pike (2012) e Giurgiu *et al.* (2014). Pike (2012) apresentou resultados experimentais em trocadores de calor do tipo *BPHE* com altos valores de fator de alargamento, enquanto Giurgiu *et al.* (2014) apresentou resultados para trocador de calor de placas gaxetadas em diversas condições de testes.

O comprimento efetivo ($L_{efetivo;placa}$) dos trocadores do tipo *PSHE* foi determinado através da informação da área efetiva fornecida. No trocador *PSHE* 3, são informadas propriedades médias dos fluidos de trabalho obtidas através da ponderação linear entre as temperaturas de entrada e saída. As misturas multifásicas de Óleo/Água/Gás possuem altas concentrações de água: compare as propriedades das misturas com as propriedades da água na Tabela 8.1. Apenas a viscosidade dinâmica possui ordem de magnitude distinta: o que impacta a perda de carga nos trocadores. Os valores de *Reynolds* médio do trocador são para o fluido 1 e 2 iguais a: 302,16 e 4,67 (*PSHE* 1); 246,76 e 3,82 (*PSHE* 2); 271,34 e 274,22 (*PSHE* 3). Os valores de *Reynolds* para o fluido 2 nos trocadores 1 e 2 são pequenos em virtude da elevada viscosidade dinâmica de entrada das misturas multifásicas. Não foram encontradas informações a respeito do ângulo de *Chevron* desses trocadores. Portanto, foram considerados os ângulos de *Chevron* frequentemente citados na literatura: 30°, 45° e 60°. Também não foi informado se há a presença de distribuidor estático.

Tabela 8-1. Condições de operação e características dos trocadores *PSHEs* usadas para validação da metodologia proposta.

	Trocador 1	Trocador 2	Trocador 3
N placas	80	80	80
Llargura;placa (m)	0,35	0,45	0,36
Lefetivo;placa (m)	0,18	0,23	0,18
Φ	1,2	1,02	1,2
Aplaca (m ²)	0,11	0,17	0,12
Atotal (m ²)	9,18	13,21	9,56
Fluido 1	Água	Água	Água
Fluido 2	Oléo/Água/Gás	Oléo/Água/Gás	Água
T1entrada (°C)	65	65	65
T2entrada (°C)	40	40	40
T1saída (°C)	53,5	53,5	52,51
T2saída (°C)	51	51	50
m fluido1 (kg/s)	0,83	0,83	0,83
m fluido2 (kg/s)	1	1	1
ρ fluido1 entrada (kg/m ³)	980,1	980,1	984,67
ρ fluido1 saída (kg/m ³)	986,2	986,2	
ρ fluido2 entrada (kg/m ³)	988	988	989,65
ρ fluido2 saída (kg/m ³)	978	978	
μ fluido1 entrada (10 ⁻³ Pas)	0,4381	0,43	0,51
μ fluido1 saída (10 ⁻³ Pas)	0,5294	0,5194	
μ fluido2 entrada (10 ⁻³ Pas)	79,85	79,85	0,6
μ fluido2 saída (10 ⁻³ Pas)	7	7	
Cp fluido1 entrada (J/kgK)	4187	4187	4180
Cp fluido1 saída (J/kgK)	4183	4183	
Cp fluido2 entrada (J/kgK)	3993	3993	4180
Cp fluido2 saída (J/kgK)	4010	4010	
K fluido1 entrada (W/mK)	0,6574	0,6574	0,65
K fluido1 saída (W/mK)	0,6467	0,6467	
K fluido2 entrada (W/mK)	0,473	0,473	0,64
K fluido2 saída (W/mK)	0,511	0,511	

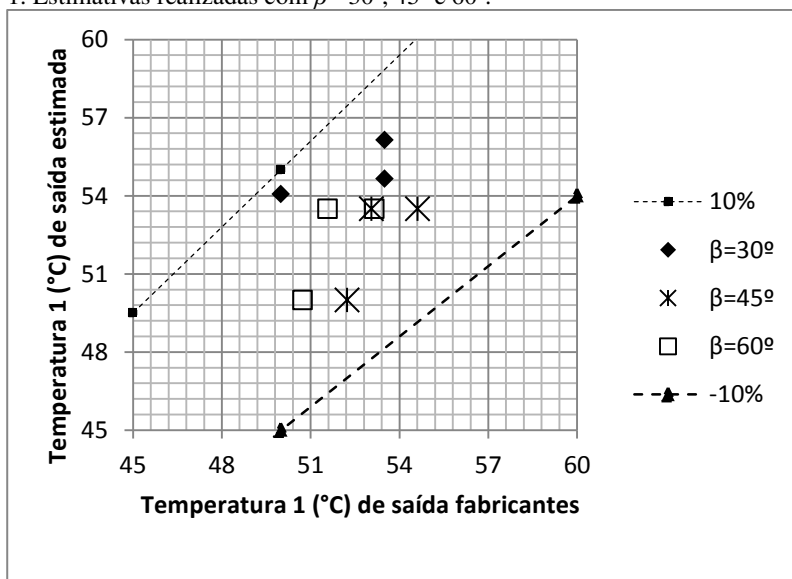
Fonte: Autoria própria.

Para fins de validação, são comparadas as temperaturas de saída dos fluidos 1 e 2 conforme apresentadas na Tabela 8.1 e as estimativas calculadas pela presente metodologia. As distribuições mássicas para o

lado interno e externo foram obtidas através das equações de Bassionouy & Martin (1983a) e pelo modelo modificado do bocal divergente, seção 3.1.1, conforme Eq. (6.1). As propriedades usadas para os fluidos 1 e 2 (e.g. viscosidade dinâmica, calor específico a pressão constante etc.) foram obtidas através de interpolações lineares dos dados fornecidos na Tabela 8.1.

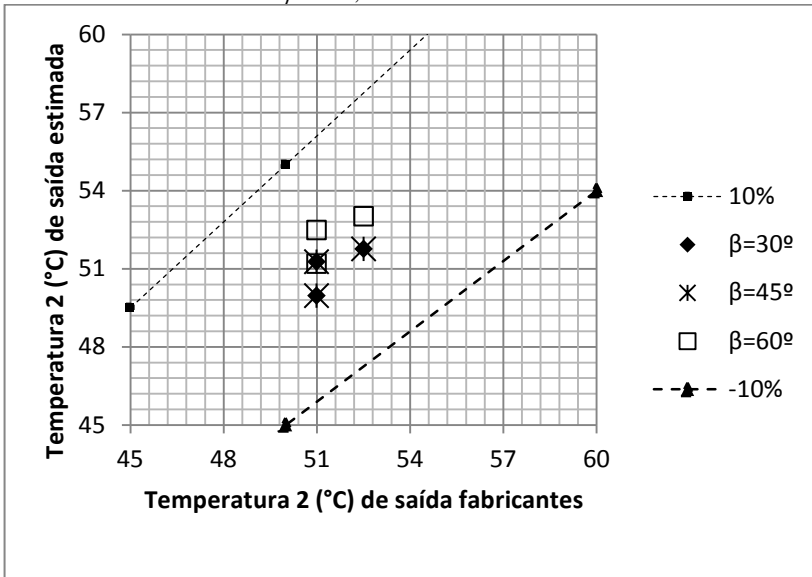
Nas figuras 8.1 e 8.2 são apresentadas as temperaturas de saída dos fluidos 1 e 2, respectivamente, com estimativas para $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° . No eixo das abscissas é apresentada a temperatura de saída fornecida pelos fabricantes e no eixo das ordenadas, a temperatura estimada pelo método desenvolvido. Nessas figuras, são incluídas linhas pontilhadas, representando margens de $\pm 10\%$. Os resumos da comparação entre resultados do modelo e dos fabricantes de *PSHE* informados pela Petrobras são exibidos nas Tabelas 8-2, 8-3 e 8-4.

Figura 8.1. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 estimadas pelo método e fornecidas pela *Petrobrás* conforme Tabela 8-1. Estimativas realizadas com $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° .



Fonte: Autoria própria.

Figura 8.2. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 2 estimadas pelo método e fornecidas pela Petrobrás conforme Tabela 8-1. Estimativas realizadas com $\beta = 30^\circ$, 45° e 60° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-2. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador *PSHE 1*.

β	30°	45°	60°	<i>PSHE</i> 1	Diferença p/ $\beta = 30^\circ$	Diferença p/ $\beta = 45^\circ$	Diferença p/ $\beta = 60^\circ$
Q_{total} (W)	30096	35304	40275	40000	-24,76%	-11,74%	0,69%
Efetividade	0,42	0,49	0,55	-	-	-	-
$T_{1\text{saída}}$ ($^\circ\text{C}$)	56,14	54,61	53,15	53,50	4,93%	2,08%	-0,65%
$T_{2\text{saída}}$ ($^\circ\text{C}$)	48,63	49,95	51,18	51	-4,65%	-2,05%	0,36%

Fonte: Autoria própria.

Note que as diferenças entre as taxas de transferência de calor fornecidas e as taxas estimadas pelo modelo são menores que 3,1% quando β é selecionado como 60° para os trocadores *PSHE 1* e 3, e quando β é selecionado como 45° para o trocador 2. Esperavam-se valores de β da ordem de 60° , pois proporcionariam maiores taxas de transferência de calor. Para os valores selecionados para β , a efetividade

varia entre 0,55 e 0,66. Os valores da temperatura de saída dos fluidos 1 e 2 são menos afetados pela seleção de β : para $\beta = 30, 45$ e 60° , as estimativas das temperaturas ficam dentro da margem de incerteza de $\pm 10\%$, conforme figuras 8.1 e 8.2.

Tabela 8-3. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador *PSHE 2*.

β	30°	45°	60°	<i>PSHE</i> 2	Diferença para $\beta = 30^\circ$	Diferença para $\beta = 45^\circ$	Diferença para $\beta = 60^\circ$
Q_{total} (W)	35142	40568	45620	40000	-12,14%	1,42%	14,05%
Efetividade	0,49	0,56	0,62	-	-	-	-
$T_{1saída}$ ($^\circ C$)	54,65	53,06	51,58	53,50	2,15%	-0,82%	-3,60%
$T_{2saída}$ ($^\circ C$)	49,92	51,26	52,47	51	-2,12%	0,51%	2,89%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-4. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do Trocador *PSHE 3*.

β	30°	45°	60°	<i>PSHE</i> 3	Diferença para $\beta = 30^\circ$	Diferença para $\beta = 45^\circ$	Diferença para $\beta = 60^\circ$
Q_{total} (W)	37137	43374	48479	50000	-25,72%	-13,25%	-3,04%
Efetividade	0,51	0,59	0,66	-	-	-	-
$T_{1saída}$ ($^\circ C$)	54,07	52,23	50,73	50,00	8,13%	4,47%	1,47%
$T_{2saída}$ ($^\circ C$)	50,21	51,75	53,00	52,51	-4,39%	-1,45%	0,94%

Fonte: Autoria própria.

Note que, se um distribuidor estático fosse utilizado (assumindo distribuição de vazão homogênea no lado do casco), as estimativas seriam similares; ver Tabela 8-5 para o caso do trocador 3 e apêndice C para os demais trocadores. Note também que, ao assumir a distribuição homogênea do lado do casco, a estimativa da taxa de transferência de calor é aumentada; compare as Tabelas 8-4 e 8-5.

Tabela 8-5. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais. Dados do *PSHE* 3, $D_{3-PSHE} = 410$ mm. Foi considerada a presença de distribuição homogênea no lado do casco.

β	30°	45°	60°	<i>PSHE</i> 3	Diferença para $\beta = 30^\circ$	Diferença para $\beta = 45^\circ$	Diferença para $\beta = 60^\circ$
Q_{total} (W)	38916	45372	50860	50000	-22,17%	-9,26%	1,72%
Efetividade	0,46	0,53	0,60	-	-	-	-
$T_{1saída}$ (°C)	53,55	51,65	50,04	50,00	7,10%	3,30%	0,07%
$T_{2saída}$ (°C)	49,32	50,86	52,18	52,51	-6,08%	-3,14%	-0,64%

Fonte: Autoria própria.

As características geométricas dos trocadores *PHE* estudadas por Giurgiu *et al.* (2014), trocador *PHE* 1, e Pike (2012), trocadores *PHEs* 2 e 3, são apresentadas na Tabela 8-6. Note que se tratam de trocadores com número reduzido de placas (*e.g.* entre 9 e 20). Observe também que as dimensões das placas são reduzidas se comparadas às dimensões dos trocadores *PSHE* da Tabela 8-1. Os ângulos de *Chevron*, β , são aqui conhecidos e selecionados como 30° e 60°. As condições de operação (temperaturas de entrada e saída, e vazões mássicas) serão apresentadas posteriormente.

Tabela 8-6. Dados dos trocadores *PHEs* usados para validação do método proposto.

Trocador	L_w (m)	L_{eff} (m)	L_p (m)	N_t	T (m)	D_p (m)	b (m)	D_{PHE}	β
1	0,19	0,22	-	9	0,0006	-	0,0025	1,17	30
2	0,0762	0,127	0,1524	10	0,0006	0,01905	0,001762	2,1	60
3	0,0762	0,254	0,2794	20	0,0006	0,01905	0,00161	2,07	60

Fonte: Autoria própria.

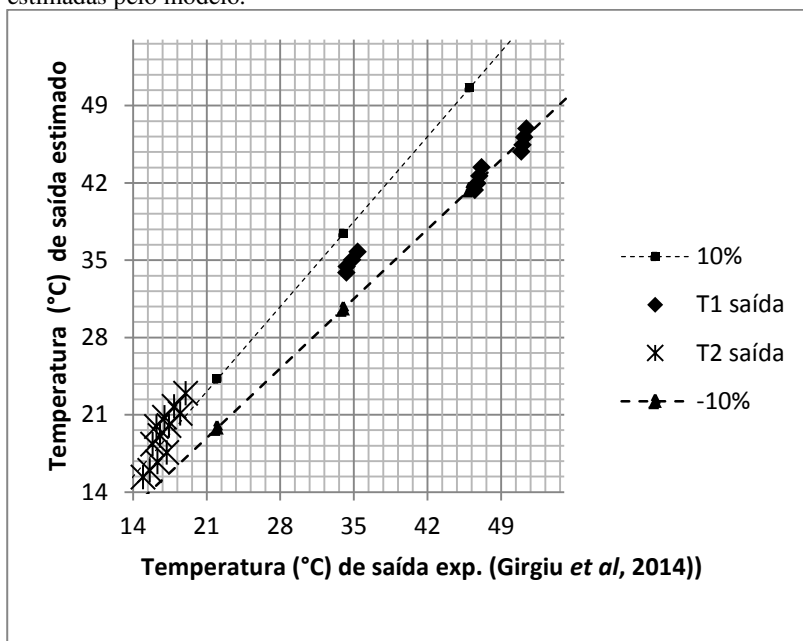
Na análise de Giurgiu *et al.* (2014), trocador 1, a vazão mássica do fluido 1 (água) é ajustada em três patamares: 0,14, 0,25 e 0,33 kg/s. Em cada patamar, a vazão mássica do fluido 2 (água) é selecionada como: 0,44, 0,49, 0,54 e 0,60 kg/s. Valores de *Reynolds* até 2500 são testados. Em todos os pontos experimentais, as temperaturas de entrada dos fluidos 1 e 2 são iguais a 67,1°C e 7,8°C, respectivamente.

Na figura 8.3, são apresentadas as temperaturas de saída dos fluidos 1 e 2 mensuradas por Giurgiu *et al.* (2014), além das respectivas

estimativas obtidas através do método proposto nessa dissertação. No eixo das abscissas é apresentada a temperatura de saída experimental e no eixo das ordenadas, a temperatura estimada. São incluídas nessas figuras linhas pontilhadas, representando margens de $\pm 10\%$. Os resumos da comparação entre resultados do método e experimentais são exibidos nas Tabelas 8-7, 8-8 e 8-9.

Note que, para os casos onde a vazão mássica do fluido 1 foi selecionada como 0,14 kg/s, os erros relativos em relação às temperaturas de saída são menores do que 2,4%. Tratam-se de diferenças menores do que 0,6°C. À medida que a vazão mássica do fluido 1 é aumentada, os erros relativos aumentam. Para $m_1 = 0,25$ kg/s, os erros relativos são inferiores a 15,4%, e quando $m_1 = 0,33$ kg/s, os erros relativos são inferiores a 22,5%. Tratam-se de diferenças entre 2,5 e 5°C em relação aos dados experimentais.

Figura 8.3. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o PHE 1 (Giurgiu *et al*, 2014) e as temperaturas estimadas pelo modelo.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-7. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,14 kg/s.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,14	0,44	67,10	7,80	35,74	35,37	17,57	17,23	1,04%	1,99%
0,14	0,49	67,10	7,80	35,02	34,85	16,69	16,33	0,48%	2,18%
0,14	0,54	67,10	7,80	34,40	34,33	15,95	15,61	0,21%	2,17%
0,14	0,60	67,10	7,80	33,87	34,32	15,33	14,98	-1,32%	2,33%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-8. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,25 kg/s.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,25	0,44	67,10	7,80	43,42	47,15	21,09	18,51	-7,92%	13,97%
0,25	0,49	67,10	7,80	42,63	46,95	20,01	17,44	-9,20%	14,72%
0,25	0,54	67,10	7,80	41,95	46,75	19,09	16,58	-10,27%	15,15%
0,25	0,60	67,10	7,80	41,34	46,53	18,31	15,87	-11,15%	15,38%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-9. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (Giurgiu et al, 2014). A vazão mássica do fluido 1 é igual a 0,33 kg/s.

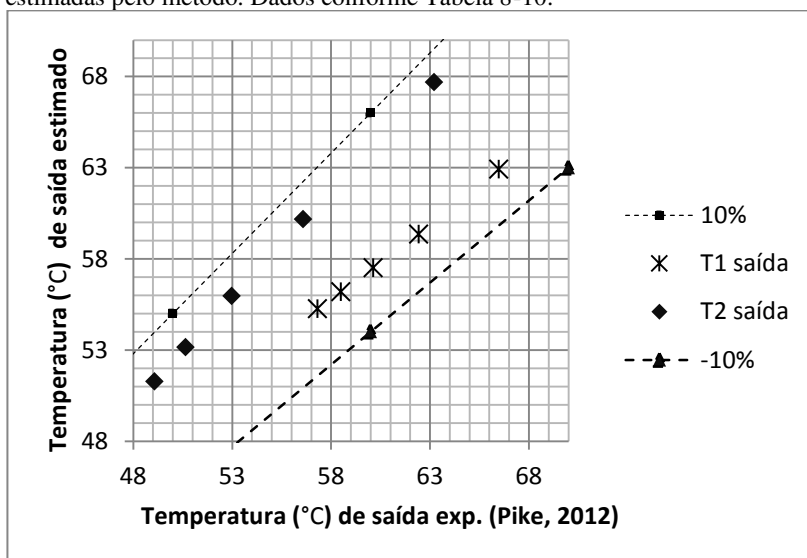
m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,33	0,44	67,10	7,80	46,91	51,41	22,92	19,02	-8,76%	20,50%
0,33	0,49	67,10	7,80	46,13	51,21	21,75	17,93	-9,92%	21,33%
0,33	0,54	67,10	7,80	45,44	51,07	20,77	17,01	-11,02%	22,09%
0,33	0,60	67,10	7,80	44,83	50,92	19,92	16,26	-11,95%	22,50%

Fonte: Autoria própria.

Na análise de Pike (2012), trocador 2, as vazões mássicas do fluido 1 (água) e do fluido 2 (água) são iguais. Foram seleccionadas 5 vazões diferentes: 0,19, 0,25, 0,31, 0,38 e 0,44 kg/s. Na primeira faixa de testes (Tabela 8-10), a temperatura do fluido 2 é mantida constante em aproximadamente 37°C, enquanto a temperatura do fluido 1 é variada entre 69,1 e 93,5 °C. Na segunda faixa de testes, a temperatura do fluido 2 é mantida constante em aproximadamente 25°C, enquanto a temperatura do fluido 1 é variada entre 54,7 e 41,5 °C. Valores de *Reynolds* até 5000 foram avaliados.

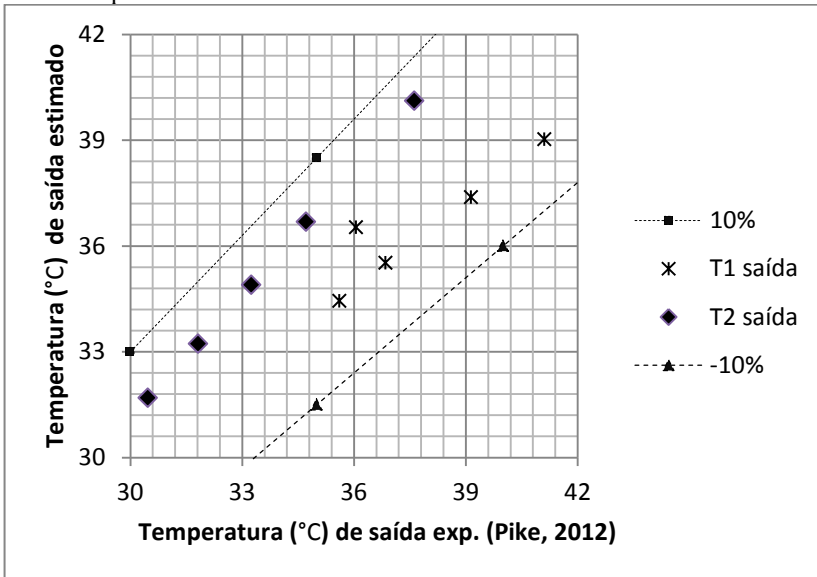
Nas figuras 8.4 e 8.5, são apresentadas as temperaturas de saída dos fluidos 1 e 2 mensuradas por Pike (2012) para o trocador 2, além das respectivas estimativas obtidas através do método proposto nessa dissertação. No eixo das abscissas é apresentada a temperatura de saída experimental e no eixo das ordenadas, a temperatura estimada. São incluídas nessas figuras linhas pontilhadas, representando margens de $\pm 10\%$. Os resumos da comparação entre resultados do método e experimentais são exibidos nas Tabelas 8-10 e 8-11.

Figura 8.4. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o *PHE 2* de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-10.



Fonte: Autoria própria.

Figura 8.5. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o *PHE 2* de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-11.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-10. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocador *PHE 2* - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 37°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 69,1 e 93,5°C.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,19	0,19	93,59	36,98	66,48	63,22	62,90	67,68	-5,38%	7,06%
0,25	0,25	83,11	36,45	62,44	56,59	59,34	60,16	-4,97%	6,31%
0,31	0,31	76,71	36,79	60,14	52,99	57,51	55,96	-4,38%	5,61%
0,38	0,38	72,26	37,10	58,51	50,65	56,18	53,14	-3,98%	4,92%
0,44	0,44	69,14	37,40	57,33	49,08	55,26	51,26	-3,61%	4,44%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-11. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocador *PHE 2* - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 25°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 54,7 e 41,5°C.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,19	0,19	54,74	24,43	41,11	37,62	39,02	40,11	-5,09%	6,62%
0,25	0,25	49,45	24,66	39,14	34,72	37,38	36,68	-4,50%	5,66%
0,31	0,31	46,32	25,12	36,06	33,25	36,53	34,89	1,30%	4,94%
0,38	0,38	43,75	25,02	36,85	31,82	35,52	33,22	-3,61%	4,39%
0,44	0,44	41,57	24,56	35,61	30,47	34,44	31,69	-3,30%	3,99%

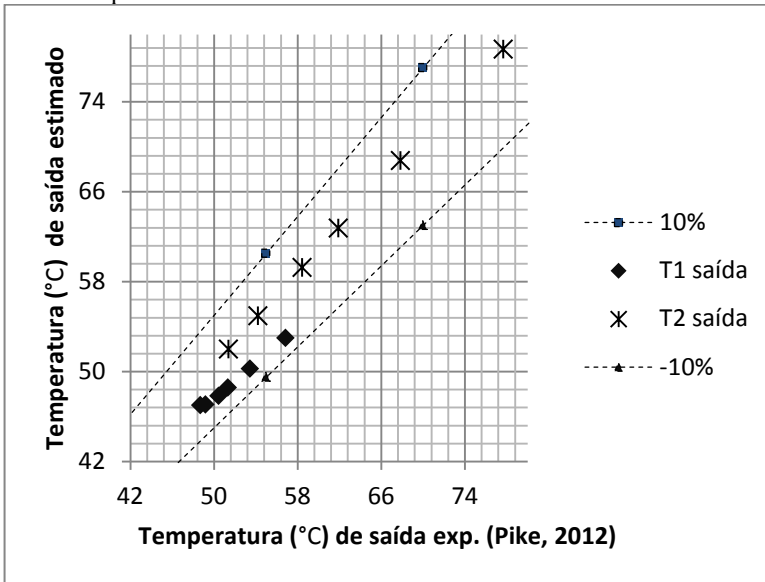
Fonte: Autoria própria.

Note que há boa correspondência entre os resultados experimentais e estimados pelo presente método. Erros relativos inferiores a 7% são observados.

Na análise de Pike (2012), trocador 3, as vazões mássicas do fluido 1 (água) e do fluido 2 (água) também são iguais. Foram selecionadas 6 vazões diferentes: 0,19, 0,25, 0,31, 0,38, 0,50 e 0,69 kg/s. Na primeira faixa de testes (Tabela 8-12), a temperatura do fluido 2 varia entre 41 e 44°C, enquanto a temperatura do fluido 1 é variada entre 58,2 e 91,4°C. Na segunda faixa de testes (Tabela 8-13), a temperatura do fluido 2 é mantida constante em aproximadamente 26,5°C, enquanto a temperatura do fluido 1 é variada entre 35,3 e 51,0°C. Valores de *Reynolds* até 4000 são testados.

Nas figuras 8.6 e 8.7, são apresentadas as temperaturas de saída dos fluidos 1 e 2 mensuradas por Pike (2012) para o trocador 3, além das respectivas estimativas obtidas através do método proposto nessa dissertação. No eixo das abscissas é apresentada a temperatura de saída experimental e no eixo das ordenadas, a temperatura estimada. São incluídas nessas figuras linhas pontilhadas, representando margens de $\pm 10\%$. Os resumos da comparação entre resultados do modelo e experimentais são exibidos nas Tabelas 8-12 e 8-13.

Figura 8.6. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o *PHE* 3 de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-12.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 8-12. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocador *PHE* 3 - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 varia entre 41 e 44°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 58,2 e 91,4°C.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1saída estim. (°C)	T1saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,19	0,19	91,42	44,03	56,85	77,70	52,99	78,66	-6,80%	1,24%
0,25	0,25	79,66	42,20	53,45	67,85	50,26	68,74	-5,98%	1,32%
0,31	0,32	72,47	41,26	51,33	61,92	48,57	62,74	-5,38%	1,32%
0,38	0,38	67,94	41,20	50,45	58,46	47,83	59,25	-5,19%	1,35%
0,50	0,50	62,36	41,19	49,21	54,23	47,06	54,94	-4,36%	1,32%
0,69	0,69	58,24	41,88	48,69	51,41	46,99	51,99	-3,50%	1,14%

Fonte: Autoria própria.

Figura 8.7. Validação do método analítico: comparação entre as temperaturas de saída 1 e 2 experimentais para o *PHE 3* de Pike (2012) e as temperaturas estimadas pelo método. Dados conforme Tabela 8-13.

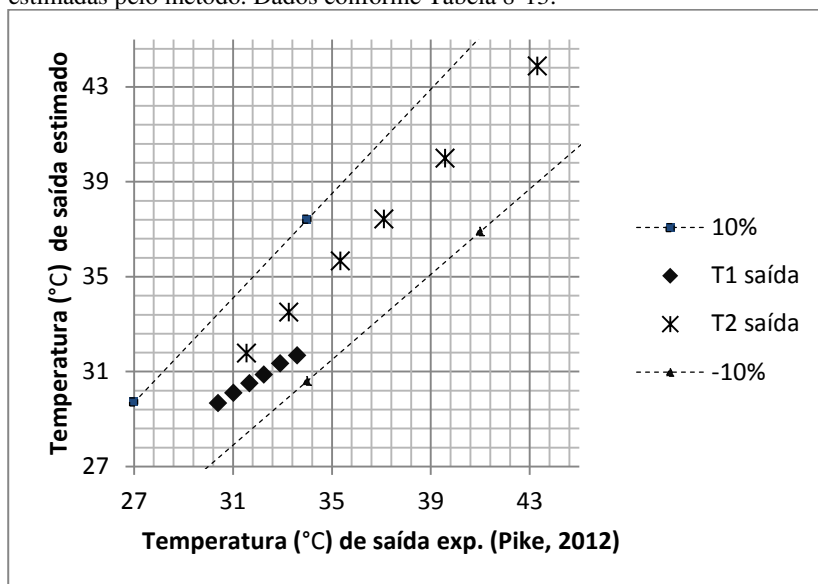


Tabela 8-13. Validação do método analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais (trocador *PHE 3* - Pike, 2012). Temperatura do fluido 2 é aproximadamente 26,5°C, e a temperatura do fluido 1 é variada entre 35,3 e 51,0°C.

m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	T1 entr. (°C)	T2 entr. (°C)	T1 saída estim. (°C)	T1 saída exper. (°C)	T2saída estim. (°C)	T2saída exper. (°C)	Erro1 (%)	Erro2 (%)
0,19	0,19	51,07	26,42	33,60	43,31	31,68	43,87	-5,73%	1,29%
0,25	0,25	46,15	26,67	32,91	39,58	31,34	39,99	-4,77%	1,03%
0,31	0,32	42,93	26,67	32,25	37,11	30,87	37,43	-4,28%	0,85%
0,38	0,38	40,60	26,59	31,67	35,35	30,49	35,65	-3,71%	0,85%
0,51	0,51	37,71	26,65	31,02	33,26	30,09	33,50	-3,00%	0,72%
0,69	0,69	35,31	26,70	30,40	31,55	29,67	31,77	-2,41%	0,71%

Fonte: Autoria própria.

Note que há boa correspondência entre os resultados experimentais de Pike (2012), trocador 3, e os estimados pelo presente

modelo. O aumento do número de canais de 10 para 20 não afetou o desempenho do modelo analítico.

Em suma, o método desenvolvido proporciona estimativas razoáveis para avaliação do desempenho de trocadores *PHE* e *PSHE*.

9 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

O objetivo principal desta dissertação foi o desenvolvimento de um método de avaliação termodinâmica de trocadores de placas soldadas e gaxetadas, levando-se em consideração a distribuição irregular de vazões. Através do método desenvolvido, os principais parâmetros de análises do tipo ‘*rating*’ e ‘*sizing*’ foram obtidos.

Para determinar as distribuições de vazão no trocador *PSHE*, as seguintes premissas foram adotadas: no lado interno, foram adaptados os modelos desenvolvidos por Bassiouny & Martin (1983, a, b) com a geometria circular das placas do *PSHE*; no lado externo, adaptações do modelo de bocal divergente foram utilizadas conforme Vujicic e Crnojevic (2003).

Não foram encontradas na literatura correlações para calcular a perda de carga e a transferência de calor em *PSHEs*. Em virtude da semelhança entre as geometrias das placas de trocadores *PHEs* e *PSHEs*, a seguinte hipótese foi adotada: as correlações disponíveis para trocadores *PHEs* poderiam ser utilizadas em *PSHEs* a partir da correção do número de *Nusselt* e do fator de fricção devido à variação da velocidade média ao longo da distância entre os bocais de saída e entrada. Como a área da seção transversal varia, o número de *Reynolds* varia para uma determinada seção assim como o número de *Nusselt* e o fator de fricção.

Dentre os principais resultados obtidos, destacam-se:

- A determinação dos campos de pressão e temperatura em trocadores do tipo *PHE* e *PSHE* a partir de correlações empíricas e semi-empíricas para fatores de fricção e coeficientes de transferência de calor;

- A criação de algoritmos com interface gráfica para determinar o desempenho de trocadores de placas em aplicações variadas. O usuário conta várias opções de distribuição irregular de vazões: linear, distribuição normal, equações de Bassiouny e Martin (1983, a, b) e equações para bocal divergente segundo Vujicic e Crnojevic (2003). Distribuições de vazão previamente determinadas também podem ser inseridas;

- Os efeitos do número de canais, ângulo de Chevron e número de *Reynolds* na distribuição irregular de vazões: em trocadores *PHEs* e no lado interno de *PSHEs*, a má distribuição de vazões é aumentada com o aumento do número de canais e redução do ângulo de Chevron. Numa mesma condição de testes e para trocadores com a mesma área efetiva, o coeficiente de resistência ao escoamento, ξ_c , é menor para o lado interno

do *PSHE*. Como $\xi_{c;PSHE} < \xi_{c;PHE}$, temos $m^2_{PSHE} > m^2_{PHE}$. Um valor superior de m^2 significa maior irregularidade na distribuição de vazões;

- Caso o duto de entrada esteja centralizado na parte externa do *PSHE* e sem a presença de um distribuidor estático no casco, as máximas vazões ocorrem no centro do trocador e as menores, nas extremidades. No lado interno do *PSHE*, a máxima vazão ocorre na entrada do *header*. Logo, com vazões de entrada iguais (nos lados interno e externo), as placas na entrada do *header* (lado interno) estarão sujeitas a maiores diferenças de pressão, regiões propícias a falhas;

- As variações do número de *Nusselt*, fator de fricção e dos campos de temperatura e pressão aumentam com o aumento do número de canais e do número de *Reynolds*. Para trocadores *PHE* e *PSHE* com mesma área efetiva, a perda de carga no *PSHE* é menor devido ao seu menor comprimento efetivo;

- A presença de um distribuidor estático (assumindo que o mesmo promova distribuição regular de vazões no casco) pode reduzir significativamente variações de pressão e temperatura no *PSHE*, promovendo aumento da vida útil do trocador;

- A similaridade entre estimativas obtidas pelo método desenvolvido e dados experimentais (taxas de transferência de calor e temperaturas de saída). As estimativas foram comparadas com dados de três trocadores do tipo *PSHE* e de três trocadores do tipo *PHE*. Pequenas diferenças foram observadas, inferiores a margens de $\pm 10\%$ do valor experimental. Os resultados sugerem que as correlações de *Nusselt* e fator de fricção encontradas na literatura para *PHEs* também podem ser utilizadas em trocadores *PSHEs* a partir das correções propostas.

O presente trabalho é baseado avaliação analítica (térmica e hidráulica) de trocadores de placas gaxetadas e trocadores casco-placas. Os resultados fornecidos nessa dissertação necessitam de verificação e validação. São sugestões para trabalhos futuros:

- Validação do método analítico de distribuição de vazões para *PSHEs* (região interna) a partir de experimentos;

- Validação do método analítico de distribuição de vazões para *PSHEs* (região externa) a partir de experimentos. O método do bocal divergente é simplificado, necessitando de verificação;

- Validação do método de avaliação térmica através de simulações numéricas e de experimentos para cada canal de *PHEs* e *PSHEs*;

- Validação do método de avaliação hidráulica através de simulações numéricas e de experimentos para cada canal de *PHEs* e *PSHEs*;
- Determinação de correlações para número de *Nusselt* e fator de fricção para *PSHEs*;
- Avaliação experimental térmica e hidráulica de *PSHEs* com e sem distribuidor estático.

REFERÊNCIAS

Asadi, Masoud; Khoshkhou, Ramin Haghghi. Effects of *Chevron* Angle on Thermal Performance of Corrugated Plate Heat Exchanger. *International Journal Of Engineering Practical Research*, [s.l.], v. 3, n. 1, p.8-12, fev. 2014. Science and Engineering Publishing Company.

B. Humpolik, H.-J. Ingelmann, K.-H. Staffa, Evaporator, in particular for automotive air conditioning systems, US Patent, number: 4593539, 1986.

B. Humpolik, K.-H. Staffa, Evaporator particularly suitable for air conditioners in automotive vehicles, US Patent, number: 4513587, 1985.

Bassiouny, M. K.; Martin, H. Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers I. *Chemical Engineering Science*, Karlsruhe, v. 39, n. 4, p.693-700, jul. 1983.

Bassiouny, M. K.; Martin, H. Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers II. *Chemical Engineering Science*, Karlsruhe, v. 39, n. 4, p.701-704, jul. 1983.

Bobbili, et al. An Experimental Investigation Of The Port To Channel Flow And Pressure Distribution Of The Smaller And Larger Plate Package Heat Exchanger. *Conference On Enhanced, Compact And Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering And Technology*, Hoboken. 01 Set. 2005.

C. R. Baker, Response of bulk flow meters to multiphase flow, *Proc. I. Mech. E. Part C: J. Mech. Eng. Sci*, 1991.

Çengel, Yunus A.; Ghajar, Afshin A.. *Heat And Mass Transfer*. New York: Mcgraw-Hill, 2015.

D. C. Dorste, R. S. Ens, J. H. Heffner, Distributor for refrigeration system, US Patent, number: 5832744, 1998.

Dario, E.r. et al. Measuring *maldistribution* of two-phase flows in multi-parallel microchannels. *Applied Thermal Engineering*, [s.l.], v. 91, p.924-937, dez. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.103>.

F. Vitillo. Experimental and numerical contribution to heat transfer enhancement in compact plate heat exchangers. *Modeling and Simulation*. Institut Sup_erieur de l'A_eronautique et de l'Espace, 2014. English. <tel-01122585>.

Focke, W.W., Zachariades, J., and Olivier, I., The Effect of the Corrugation. Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, no. 8, pp. 1469–1479, 1985.

FOX, Robert W. et al. *Introdução a mecânica dos fluídos*. Ltc, 2014.

Freire, Luciano Ondir; Andrade, Delvonei Alves De. On Applicability Of Plate And Shell Heat Exchangers For Steam Generation In Naval Pwr. *Nuclear Engineering And Design*, São Paulo, 30 Out. 2014.

G. G. Hughes, R. A. Struss, M. J. Boero, Evaporator, US Patent, number: 5157944, 1992.

Giurgiu, Oana & Plesa, Angela & Opruta, Dan. (2014). Case Study 1: Plate Heat Exchanger With Gasket.

Giurgiu, Oana; Plesa, Angela; Opruta, Dan. Case Study 1: Plate Heat Exchanger With Gasket. *Proceedings Of 2014 International Conference Of Hydraulics And Pneumatics - Hervex*, Calimanesti-caciulata, nov. 2014.

Incropera, Frank P. et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007.

International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, 1997.

J. Kern, H. Bardong, B. Humpolik, Evaporator particularly suitable for air conditioners in automotive vehicles, US Patent, number: 4430868, 1984.

Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. *Heat Exchanger: Selection, Rating And Thermal Design*. 3.Ed. Boca Raton: Crc, 2012.

Kandlikar, S. G.; Shah, R. K.. Multipass Plate Heat Exchangers—Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements. *Journal Of Heat Transfer*, [s.l.], v. 111, n. 2, 1989. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3250678>.

Kumar, H., The plate heat exchanger: construction and design, 1st UK National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, *Inst. Chem. Symp. Series*, No. 86, 1275–1286, 1984.

Liu Jiarui, Zhao Wei, Huang Xiaodong, et al. Numerical simulation and optimization on fluid flow distribution performance of

plate and shell heat exchanger's shell-side[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2015, 34(10): 3569-3576.

M. G. Schneider, W. A. Byrd, Centrifugal two-phase flow distributor, US Patent, number: 5059226, 1991.

Magnus Holmgren., X STEAM FOR MATLAB. 2006

Martin, H., A theoretical approach to predict the performance of *Chevron*-type plate heat exchangers, *Chem. Eng. Process*, 35, 301, 1996.

Mortean, M.V.V.; Paiva, K.V.; Mantelli, M.B.H. Diffusion Bonded Cross-Flow Compact Heat Exchangers: Theoretical Predictions And Experiments. *International Journal Of Thermal Sciences*.

Nandan, Abhishek. Et Al. A Review On Heat Transfer Improvement Of Plate Heat Exchanger. *Journal Of Engineering Research And Applications*, V. 5, N. 3, P.1-6, Mar. 2015.

P. R. Bobbili, B. Sunden, S. K. Das, An experimental investigation of the port flow *maldistribution* in small and large plate package heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1919–1926.

Pope, StePHEN B. *Turbulent Flows*. New York: Cambridge University Press, 2000.

R. Burk, U. Salzer, W. Wolf, Process for the production of refrigerant distributors, especially for evaporators of an air-conditioning system of a motor vehicle, DE 4319192 A1, 1994.

S.A.M. Said, R. Ben-Mansour, M.A. Habib, M.U. Siddiqui, Reducing the flow mal-distribution in a heat exchanger, *Computers & Fluids* 107 (2015) 1–10.

Shah, Ramesh K.; Sekulic, Dusan P.. *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.

Smith, Eric M. *Advances in Thermal Design of Heat Exchangers: A Numerical Approach: Direct-sizing, step-wise rating, and transients*. Chichester: John Wiley & Sons, 2005.

Thonon, B., P. Mercier, and F. Feid. Flow distribution in plate heat exchanger and consequences on thermal and hydraulic performances, Proc. 18th Eurotherm Conference, Springer Verlag, Hamburg, 1991.

Thulukkanam, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Boca Raton: Crc Press, 2013.

Wang, L.; Manglik, R.M. *Plate Heat Exchanger: Design, Applications And Performance*. Boston: Wit Press, 2007.

Wang, Lieke; Sundén, Bengt. Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications. *Applied Thermal Engineering*, Lund, out. 2002.

Yang, Jie. Jacobi, Anthony. Liu, Wei. Heat Transfer Correlations For Single-Phase Flow In Plate Heat Exchangers Based On Experimental Data, *Applied Thermal Engineering* (2016), Doi: [Http://Dx.Doi.Org/10.1016/J.Applthermaleng.2016.10.147](http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.147).

Zohuri, Bahman. *Nuclear Energy For Hydrogen Generation Through Intermediate Heat Exchangers*. Albuquerque: Springer, 2016.

APENDICE A

A rotina computacional deste trabalho foi redigida no *software* Matlab. Para desenvolvimento das rotinas computacionais, várias funções foram criadas. As principais funções são relatadas a seguir:

- Funções das correlações: são as correlações encontradas na literatura para trocadores do tipo *PHE*. As mesmas são aplicadas na rotina computacional desenvolvida, modificando coeficientes e equações de acordo com a faixa especificada de números adimensionais. Os dados de saída fornecidos por estas funções são o número de *Nusselt* e o coeficiente de fricção;

- Função correlação: seleciona a correlação de acordo com a qual o usuário deseja usar; e.g. Wang *et al.*;

- Função *maldistribution*: gera a distribuição selecionada pelo usuário: uniforme, linear, normal, m^2 ou bocal. A distribuição é armazenada na forma de vetor, pois cada elemento do vetor representa a vazão de um respectivo canal (fluido frio ou quente);

- Função principal fluxo uniforme: usa os métodos e modelagem da seção 3.1 apenas em fluxo uniforme no trocador de calor. Fornece os dados de saída na forma de matrizes: taxa de transferência de calor total, efetividade total, temperatura das placas, temperatura dos fluidos, coeficientes de convecção, coeficientes de fricção, área total, área calculada (devido à discretização), pressão de saída;

- Função principal com má distribuição: usa os métodos e modelagem da seção 3.1 para diferentes distribuições de vazão mássica no trocador de calor. Fornece os dados de saída na forma de matrizes: taxa de transferência de calor total e local, efetividade local, temperatura das placas, temperatura dos fluidos, coeficientes de convecção, coeficientes de fricção, área total por placa, área calculada por placa (devido à discretização), pressão local.

A função principal fluxo uniforme e a função principal com má distribuição são distintas: a primeira calcula o trocador de calor como um todo. Esta aplicação é comumente usada em dimensionamento ou análise de trocadores de placas, fornecendo ao usuário dados globais do trocador e tempo computacional notoriamente curto. A segunda fornece dados locais para uma análise mais minuciosa: inclui os efeitos de distribuição irregular, fornecendo mais detalhes dos campos de pressão e temperatura para o usuário, mas o tempo computacional é mais longo em relação à primeira.

A rotina do código principal é iniciada através do cálculo da área discretizada de transferência de calor das placas para *PHE* e *PSHE*. Em seguida, duas matrizes armazenam a distribuição de vazão mássica dos fluidos 1 e 2 através da função *maldistribution* explicada anteriormente. As duas matrizes de distribuições mássicas são rearranjadas e armazenadas em apenas uma matriz para facilitar as etapas consecutivas. A próximas linhas deste algoritmo entram no laço ‘for’ que varia de 1 até o número placas do trocador de calor. A própria rotina já insere um ‘chute’ inicial nas variáveis dos erros e temperaturas para iniciar o ‘loop while’.

Dentro do ‘loop while’, as capacidades térmicas são estimadas através da matriz da distribuição de vazão e da temperatura média de cada fluxo. Em seguida, são selecionados os fluidos de capacidades térmicas mínimas e máximas para uso dos mesmos no método $\varepsilon - NTU$. As temperaturas de saída são estimadas para calcular as temperaturas médias, que por sua vez auxiliam no processo de estimativa das propriedades médias.

A partir do momento no qual as propriedades médias são conhecidas, parte-se para a determinação do número de *Nusselt* e do fator de fricção do *PHE* ou *PSHE* (dependendo da escolha do usuário). À medida que os fatores de fricção e os números de *Nusselt* médios são calculados, os mesmos são armazenados em matrizes para uso nas próximas etapas.

A próxima etapa da rotina computacional demanda a estimativa do coeficiente de convecção para calcular o coeficiente de transferência de calor global. As variáveis *NTU* e *R* são apuradas na estimativa de ε . ε está em um laço ‘if’ para tomar a decisão entre fluxo paralelo ou contra corrente. No final desta primeira etapa, são atualizados os erros de efetividade e das temperaturas de saída. Os coeficientes, temperaturas de saída e taxa de transferência de calor desta etapa são armazenados em matrizes.

As temperaturas de saída dos volumes de controle são corrigidas através do calor específico na temperatura média. Após a correção das temperaturas médias, também é retirada a média do número de *Reynolds* e do fator de fricção. As médias destes dois números adimensionais são usadas para a estimativa do coeficiente de transferência de calor global e da perda de carga nas etapas consecutivas.

APENDICE B

O desenvolvimento da interface tem como propósito auxiliar engenheiros e pesquisadores na análise de trocadores de placas. Os dados de entrada do *software* desenvolvido são:

- Temperaturas de entrada dos fluídos 1 e 2 (°C);
- Pressões de entrada dos fluidos 1 e 2 (bar);
- Temperatura média das placas (°C), usada para calcular a viscosidade nas camadas de fluido adjacentes à placa;
- Distância entre placas (m);
- Ângulo de corrugação ou ângulo de *Chevron* (°);
- Fator de *fouling*;
- Número de nós;
- Fator de alargamento das placas;
- Espessura das placas (m);
- Número total de placas;
- Vazão mássica dos fluídos 1 e 2 (kg/s);
- Comprimento vertical (m);
- Largura das placas (m);
- Diâmetro dos *ports* (m);
- Volume do trocador de calor (m³).

Os dados de entrada acima são suficientes para calcular o desempenho de trocadores de placas. Na figura B.1, é exibida a interface gráfica com os dados de entrada a serem inseridos pelo usuário.

Figura B.1. Interface gráfica com inserção dos dados de entrada para análise de trocadores de placas.

Dados de Entrada				
Temperatura de entrada do Fluido 1 [°C]	Temperatura de entrada do Fluido 2 [°C]	Pressão de entrada do Fluido 1 [BAR]	Pressão de entrada do Fluido 2 [BAR]	Comprimento Vertical (L_v) [m]
-	-	-	-	-
Fator de Alargamento (fi)	Espessura das placas (t) [m]	Número de placas (Nt)	Condutividade das Placas (k) [W/mK]	Vazão mássica do Fluido 1 [kg/s]
-	-	-	-	-
Temperatura média das Placas (T _w) [°C]	Distância entre placas (b) [m]	Ângulo de Chevron (Beta) [°]	Fator de Fouling	Número de nós
-	-	-	-	-
Vazão mássica do Fluido 2 [kg/s]	Largura das placas (L _w) [m]	Diâmetro dos ports (D _p) [m]	Volume do Trocador	Calcular
-	-	-	-	

Fonte: Autoria própria.

Vários dados de saída ficam à disposição do usuário. Esses dados são exibidos em quantidades médias, máximas e mínimas. O propósito desse tipo de exibição é avaliar os efeitos da má distribuição nos trocadores de placas. Os dados de saída médios são:

- Temperatura de saída dos fluidos 1, 2 e das placas (°C);
- Efetividade;
- Transferência de calor total (W);
- Transferência de calor por volume do trocador de calor (W/m³);
- Transferência de calor por área do trocador de calor (W/m²);
- Transferência de calor por placa do trocador de calor (W);
- Fatores de atrito dos fluidos 1 e 2;
- Área total da placa (m²);
- Área calculada por placa (m²);
- Coeficiente de transferência de calor global (W.m².K⁻¹);
- Números de *Reynolds* dos fluidos 1 e 2;
- Pressões de saída dos fluidos 1 e 2 (bar).

Na figura B.2, são exibidos os dados médios de saída a partir de dados de entrada aleatórios para um trocador de calor do tipo *PSHE*.

Figura B.2. Dados médios de saída em condições aleatórias para um *PSHE*.

Dados Médios de Saída							
T saída 1 [°C]	39.0449	Q [w]	1.0754e+007	Fator de atrito 1	0.207137	U [W/m²K]	4145.25
T saída 2 [°C]	40.4159	Q [w/m²]	1.0754e+007	Fator de atrito 2	0.206038	Re1	10107.8
T placas [°C]	41.4999	Q [w/m²]	81365.6	A placa [m²]	1.25875	Re2	6430.37
Efetividade	0.707941	Q [w]/Nt	102419	A calculada [m²]	1.25875	P1 saída [BAR]	4.15991
						P2 saída [BAR]	4.42293

Fonte: Autoria própria.

Os seguintes dados específicos de saída são também exibidos:

- Temperatura máxima e mínima de saída dos fluidos nos *manifolds* e *headers* (°C);
- Fator de fricção máximo e mínimo dos fluidos de trabalho;
- Coeficiente de transferência de calor global máximo e mínimo ($W.m^{-2}.K^{-1}$);
- Temperatura mínima e máxima das placas (°C);
- Vazão mássica mínima, máxima e média (kg/s);
- Pressão máxima e mínima de saída (bar);
- Diferença de pressão máxima, mínima e média entre as placas (bar);
- Diferença de temperatura máxima, mínima e média entre as placas (°C).

Na figura B.3, são exibidos os dados específicos gerados em condições aleatórias para um trocador de calor do tipo *PSHE*.

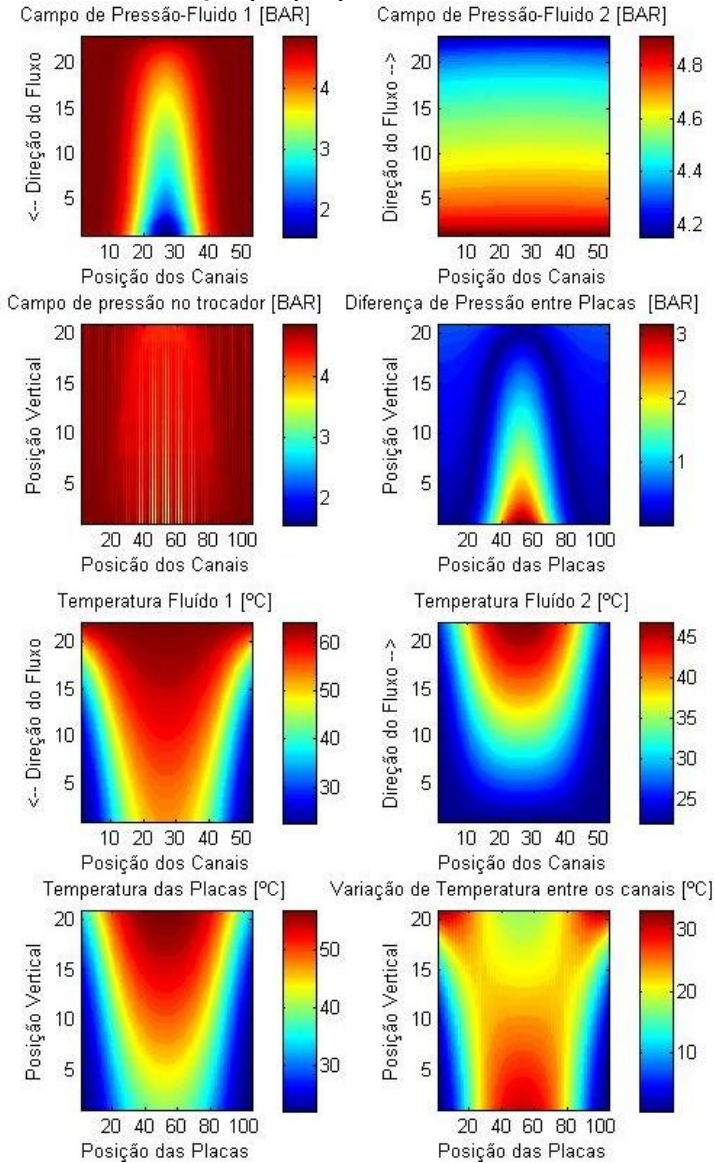
Figura B.3. Dados de saída específicos para um *PSHE*.

Efeitos da Maldistribution		Saída: Header		Saída: Manifold		Distribuição mássica 1		Pressão de saída 1	
T máx [°C]	52.9312	T max [°C]	47.3792	Vazão por canal max [kg/s]	5.60638	P max saída [BAR]	4.85511	T min [°C]	22.5136
T min [°C]	22.5136	T min [°C]	25.4085	Vazão por canal min [kg/s]	0.211354	P min saída [BAR]	1.55516		
				Vazão por canal média [kg/s]	2.64151				
Fluido 1		Fluido 2		Distribuição mássica 2		Pressão de saída 2			
f max	0.240776	f max	0.206175	Vazão por canal max [kg/s]	2.64151	P max saída [BAR]	4.93032		
f min	0.19328	f min	0.203762	Vazão por canal min [kg/s]	2.64151	P min saída [BAR]	4.9301		
Re max	42844.5	Re max	13248.9	Vazão por canal média [kg/s]	2.64151				
Re min	1255.8	Re min	10431.8						
Coef. Global		Temp. Placas		Delta T		Pressão entre as placas			
U max	5681.98	T placa max [°C]	49.0653	Delta T max [°C]	33.8922	Pressão min [BAR]	0.000194572		
U min	1967.9	T placa min [°C]	27.9818	Delta T min [°C]	0.513613	Pressão máx [BAR]	3.23075		
						Pressão média [BAR]	23.9633		

Fonte: Autoria própria.

Além dos dados numéricos, resultados na forma gráfica são também exibidos. Os campos de pressão e de temperatura para os fluidos 1 e 2, além das diferenças de pressão e de temperatura entre os fluidos 1 e 2 são exibidos conforme figura B.4.

Figura B.4. Resultados na forma gráfica para campos de temperatura e de pressão em uma condição qualquer para trocador *PSHE*.

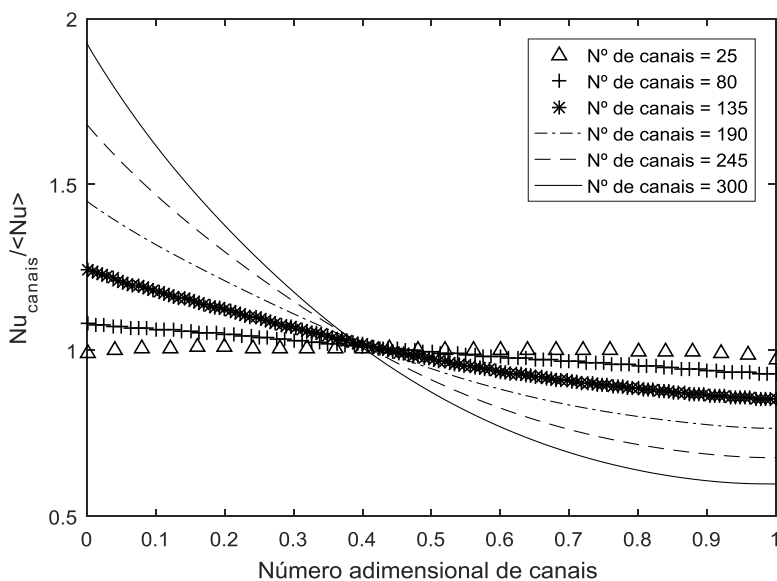


Fonte: Autoria própria.

APENDICE C

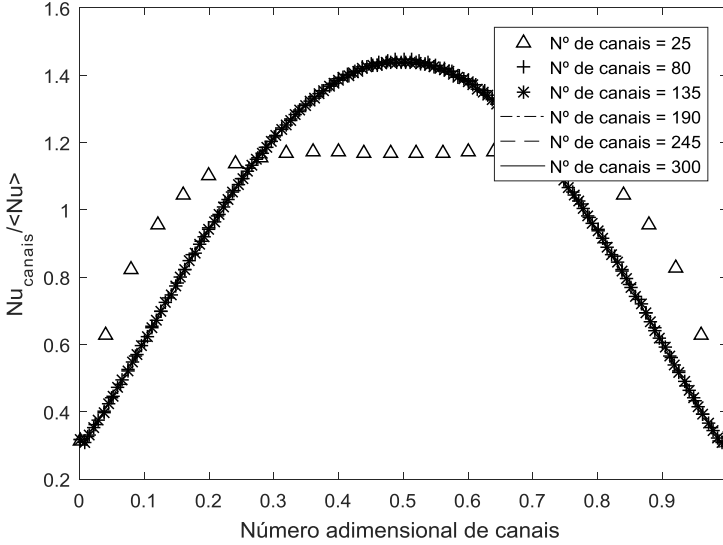
Os resultados abaixo são referentes aos efeitos da má-distribuição em Nu , f , T e ΔP para trocadores *PSHE* sem distribuidor estático no casco e em regime laminar (número de *Reynolds* igual a 504). Os resultados para regime turbulento foram apresentados no capítulo 6. De forma qualitativa, os comentários elaborados no capítulo 6 são aqui válidos.

Figura C.1. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 504$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.2 Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 504$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-1. Principais resultados das variações de *Nu* em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	19,431	19,272	19,273	18,782	1,008	0,975
80	21,162	19,546	19,613	18,205	1,083	0,931
135	24,314	19,546	19,997	16,709	1,244	0,855
190	28,174	19,435	20,800	14,874	1,450	0,765
245	32,324	19,239	22,053	13,021	1,680	0,677
300	36,525	18,984	23,646	11,342	1,924	0,597

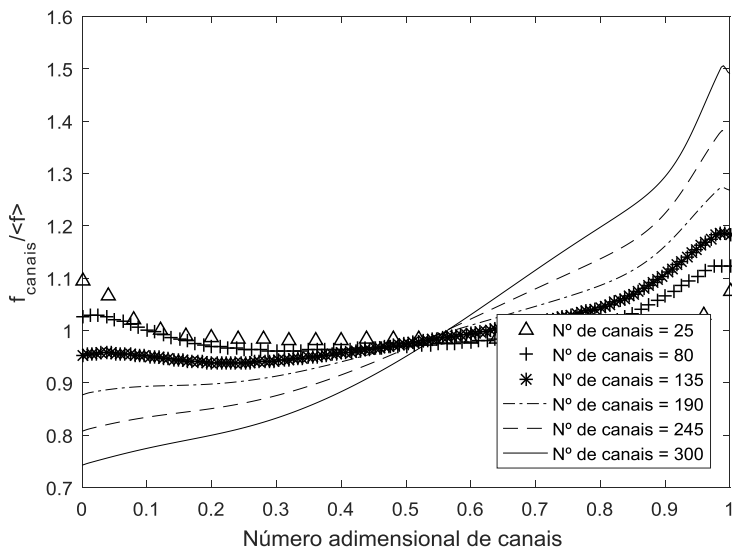
Fonte: Autoria própria.

Tabela C-2. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	22,176	18,947	20,652	5,853	1,170	0,309
80	27,371	18,927	22,744	5,963	1,446	0,315
135	27,354	18,989	22,744	5,871	1,440	0,309
190	27,323	19,003	22,727	5,799	1,438	0,305
245	27,283	18,998	22,700	5,842	1,436	0,307
300	27,236	18,984	22,668	5,855	1,435	0,308

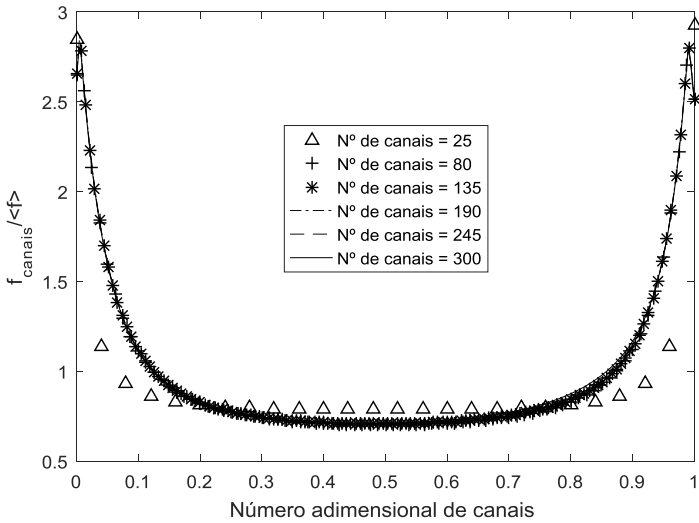
Fonte: Autoria própria.

Figura C.3. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 504$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.4. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 504$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-3. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	fmax	$\langle f \rangle$	Fvazão	fmin	fmax/ $\langle f \rangle$	fmin/ $\langle f \rangle$
25	0,312	0,285	0,286	0,280	1,093	0,982
80	0,321	0,286	0,286	0,275	1,124	0,962
135	0,341	0,287	0,285	0,270	1,187	0,938
190	0,373	0,293	0,284	0,257	1,274	0,877
245	0,418	0,303	0,283	0,244	1,382	0,807
300	0,477	0,317	0,282	0,235	1,506	0,742

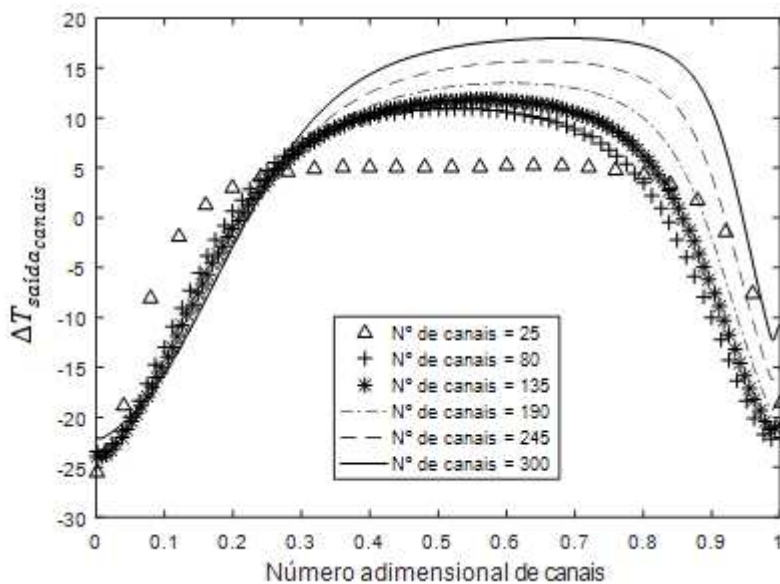
Fonte: Autoria própria.

Tabela C-4. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	f_{max}	$\langle f \rangle$	$f_{vazão}$	f_{min}	$f_{max}/\langle f \rangle$	$f_{min}/\langle f \rangle$
25	0,991	0,338	0,283	0,267	2,929	0,790
80	0,958	0,355	0,281	0,248	2,702	0,701
135	0,986	0,352	0,281	0,249	2,798	0,707
190	1,008	0,352	0,282	0,249	2,865	0,709
245	0,994	0,352	0,283	0,250	2,825	0,710
300	0,990	0,353	0,284	0,251	2,804	0,710

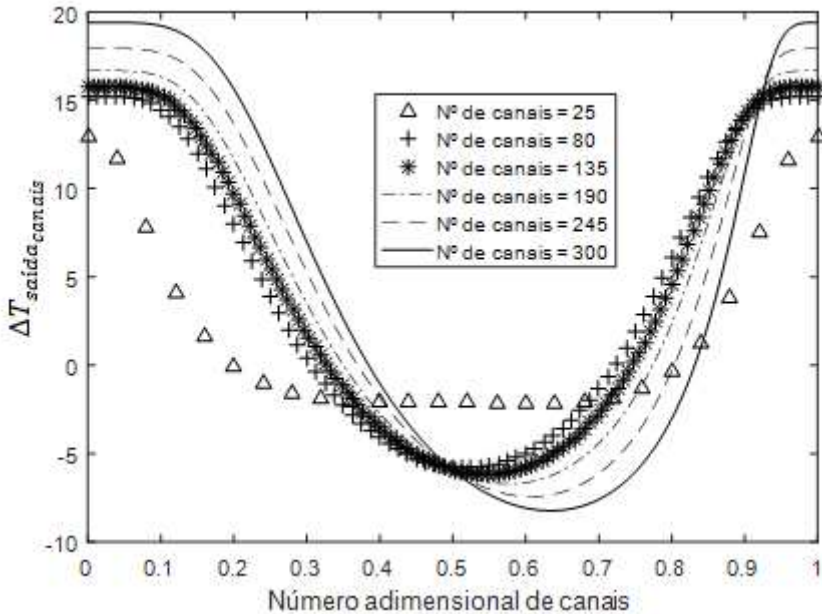
Fonte: Autoria própria.

Figura C.5. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 504$.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.6. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 504$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-5. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$; na parte interna do *PSHE*.

Canais	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
25	57,258	52,109	26,609	5,149	-25,500	30,649
80	60,449	49,541	26,064	10,908	-23,477	34,385
135	60,953	49,152	25,189	11,801	-23,963	35,764
190	61,824	48,340	24,488	13,484	-23,852	37,336
245	62,839	47,178	24,014	15,662	-23,163	38,825
300	63,743	45,774	23,665	17,969	-22,110	40,078

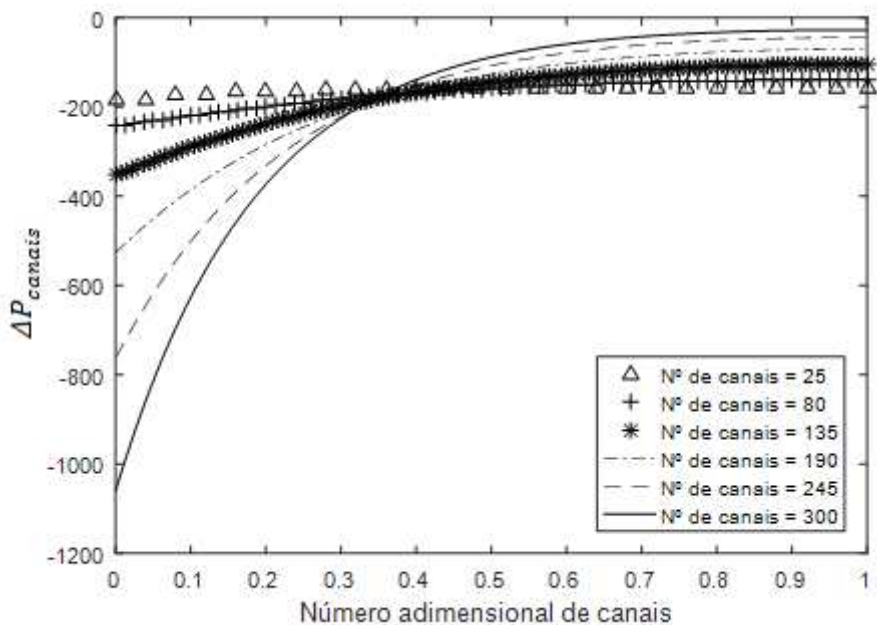
Fonte: Autoria própria.

Tabela C-6. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$; na parte externa do *PSHE*.

Canais	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin(°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
25	65,000	52,078	49,883	12,922	-2,195	15,117
80	65,000	49,796	43,989	15,204	-5,807	21,011
135	65,000	49,246	43,092	15,754	-6,154	21,908
190	65,000	48,327	41,618	16,673	-6,709	23,381
245	65,000	47,073	39,642	17,927	-7,430	25,357
300	65,000	45,594	37,369	19,406	-8,224	27,631

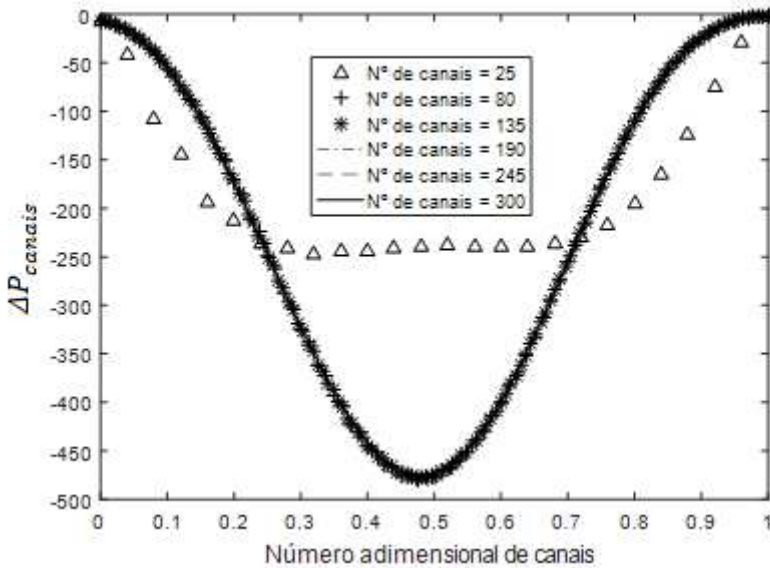
Fonte: Autoria própria.

Figura C.7. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Figura C.8. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-7. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno para $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	ΔP_{max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{min} (Pa)	$\Delta P_{\text{max}} / \langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\text{min}} / \langle \Delta P \rangle$
25	-1,8E+02	-1,6E+02	-1,6E+02	-1,6E+02	1,130	0,963
80	-2,4E+02	-1,7E+02	-1,7E+02	-1,4E+02	1,427	0,818
135	-3,5E+02	-1,7E+02	-1,9E+02	-1,0E+02	2,050	0,607
190	-5,3E+02	-1,8E+02	-2,2E+02	-7,1E+01	2,925	0,393
245	-7,6E+02	-1,9E+02	-2,8E+02	-4,5E+01	3,937	0,231
300	-1,1E+03	-2,1E+02	-3,7E+02	-2,7E+01	4,990	0,129

Fonte: Autoria própria.

Tabela C-8. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo para $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta p_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\frac{\Delta P_{\max}}{\langle \Delta P \rangle}$	$\frac{\Delta P_{\min}}{\langle \Delta P \rangle}$
25	-2,48E+02	-1,78E+02	-2,07E+02	-1,70E+00	1,39	0,01
80	-4,80E+02	-2,23E+02	-3,14E+02	-1,72E+00	2,15	0,01
135	-4,78E+02	-2,25E+02	-3,14E+02	-1,60E+00	2,13	0,01
190	-4,77E+02	-2,25E+02	-3,13E+02	-1,62E+00	2,12	0,01
245	-4,76E+02	-2,25E+02	-3,13E+02	-1,58E+00	2,12	0,01
300	-4,75E+02	-2,25E+02	-3,13E+02	-1,60E+00	2,11	0,01

Fonte: Autoria própria.

Na tabela C-9, são apresentadas as variações do coeficiente global de transferência de calor ($\langle U \rangle$) devido à presença do fluido frio no lado interno ou externo do *PSHE* em condições referentes ao capítulo 6.

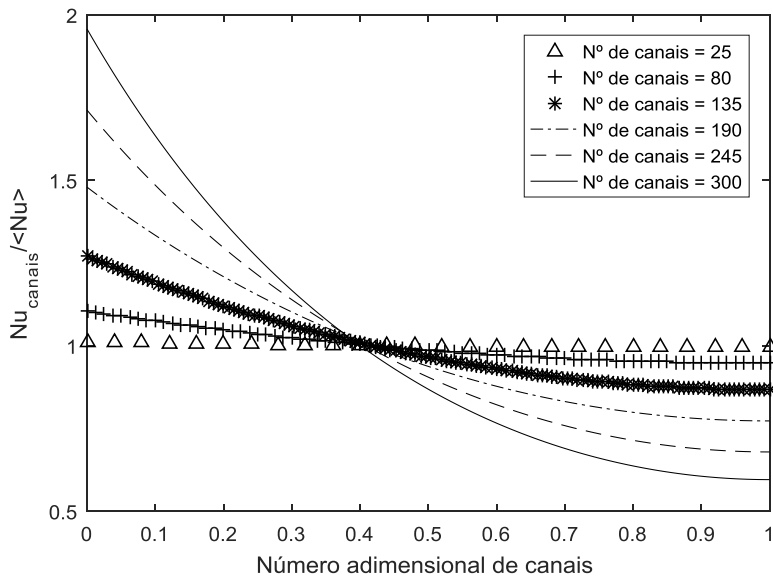
Tabela C-9. Efeito da má-distribuição no coeficiente global de transferência de calor em condições referentes ao capítulo 6.

	Lado externo frio	Lado interno frio	
$\beta = 30^\circ$			
<Re>	< $U_{int}; \text{frio}$ >	< $U_{ext}; \text{frio}$ >	$\frac{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle - \langle U_{externo}; \text{frio} \rangle}{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle}$
97	298,595	298,267	0,11%
465	687,628	687,057	0,08%
2230	1912,451	1931,033	-0,97%
10600	5391,295	5426,850	-0,66%
49700	12290,191	12347,294	-0,46%
$\beta = 45^\circ$			
<Re>	< $U_{int}; \text{frio}$ >	< $U_{ext}; \text{frio}$ >	$\frac{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle - \langle U_{externo}; \text{frio} \rangle}{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle}$
98	388,859	388,204	0,17%
476	923,587	921,901	0,18%
2300	2590,065	2608,729	-0,72%
10900	6956,505	6988,600	-0,46%
50400	14551,314	14595,325	-0,30%
$\beta = 60^\circ$			
<Re>	< $U_{int}; \text{frio}$ >	< $U_{ext}; \text{frio}$ >	$\frac{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle - \langle U_{externo}; \text{frio} \rangle}{\langle U_{interno}; \text{frio} \rangle}$
99	493,120	492,113	0,20%
484	1175,061	1171,658	0,29%
2350	3254,503	3269,058	-0,45%
11100	8276,974	8306,323	-0,35%
50900	16096,548	16134,759	-0,24%

Fonte: Autoria própria.

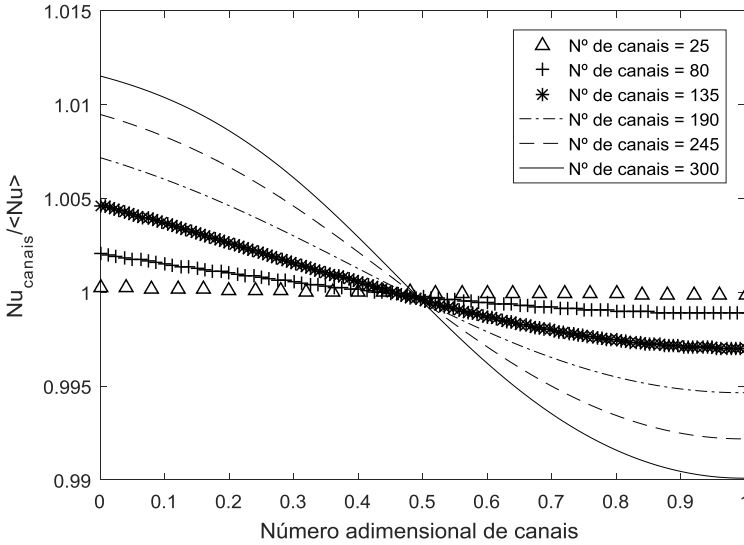
Os resultados abaixo são referentes aos efeitos da má-distribuição em Nu , f , T e ΔP para trocadores *PSHE* com distribuidor estático no casco e em regime laminar (número de *Reynolds* igual a 504). Os resultados para regime turbulento foram apresentados no capítulo 7. De forma qualitativa, os comentários elaborados no capítulo 7 são aqui válidos.

Figura C.9. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 504$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.10. Influência do número de canais no número de *Nusselt*; $\langle Re \rangle = 504$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-10. Principais resultados das variações de *Nu* em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	19,518	19,302	19,303	19,190	1,011	0,994
80	21,671	19,619	19,691	18,590	1,105	0,948
135	24,918	19,620	20,090	17,018	1,270	0,867
190	28,855	19,508	20,917	15,076	1,479	0,773
245	33,058	19,310	22,202	13,112	1,712	0,679
300	37,291	19,055	23,830	11,345	1,957	0,595

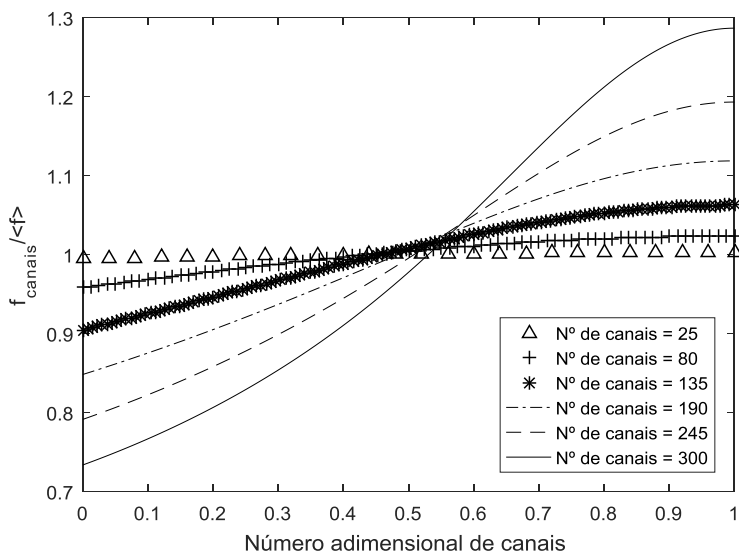
Fonte: Autoria própria.

Tabela C-11. Principais resultados das variações de Nu em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	Numax	$\langle Nu \rangle$	Nuvazão	Numin	Numax/ $\langle Nu \rangle$	Numin/ $\langle Nu \rangle$
25	19,31	19,30	19,30	19,30	1,000	1,000
80	19,67	19,63	19,63	19,61	1,002	0,999
135	19,77	19,68	19,68	19,62	1,005	0,997
190	19,83	19,69	19,69	19,59	1,007	0,995
245	19,87	19,68	19,68	19,53	1,009	0,992
300	19,89	19,66	19,66	19,47	1,012	0,990

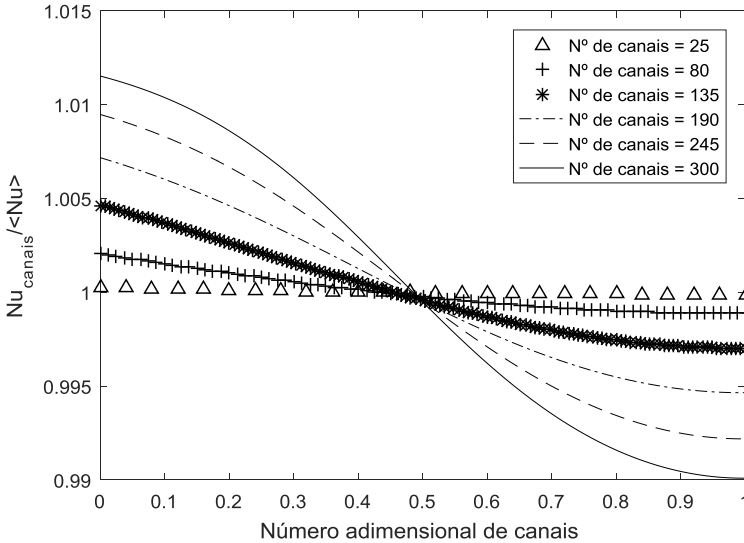
Fonte: Autoria própria.

Figura C.11. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 504$; parte interna do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.12. Efeito do número de canais de um *PSHE* no fator de fricção para $\langle Re \rangle = 504$; parte externa do *PSHE*.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-12. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado interno); $\langle Re \rangle = 504$.

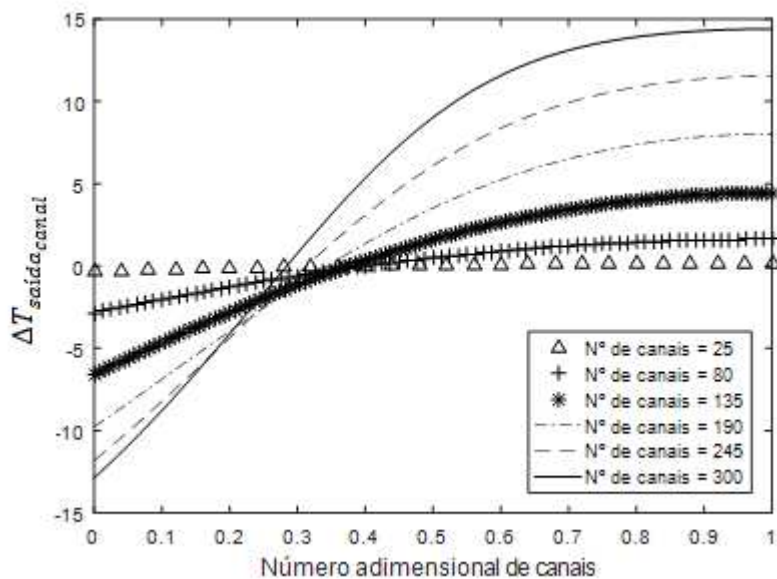
Canais	f_{\max}	$\langle f \rangle$	$f_{\text{vazão}}$	f_{\min}	$f_{\max}/\langle f \rangle$	$f_{\min}/\langle f \rangle$
25	0,284	0,283	0,283	0,282	1,003	0,995
80	0,287	0,281	0,280	0,269	1,024	0,958
135	0,301	0,283	0,280	0,256	1,063	0,905
190	0,322	0,288	0,280	0,244	1,119	0,848
245	0,355	0,298	0,279	0,236	1,193	0,792
300	0,402	0,312	0,279	0,229	1,287	0,734

Fonte: Autoria própria.

Tabela C-13. Principais resultados das variações de f em trocadores de placas *PSHE* (lado externo); $\langle Re \rangle = 504$.

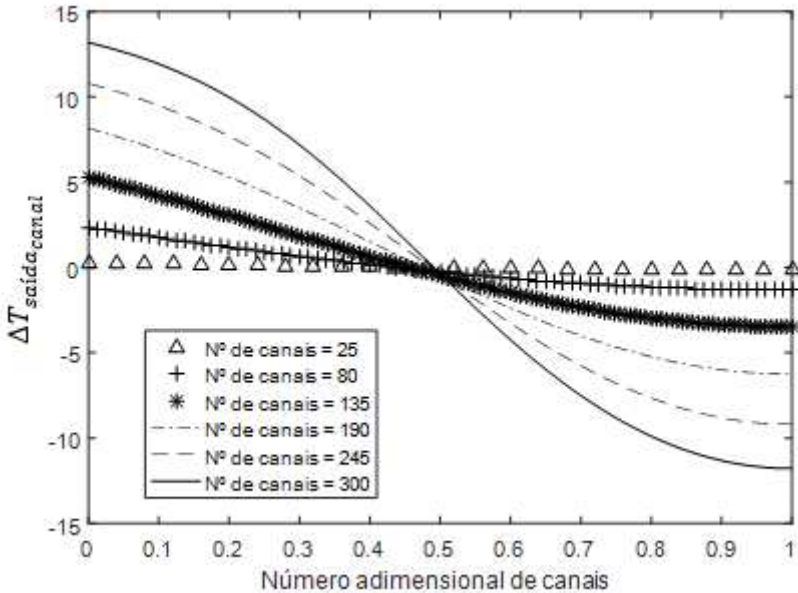
Canais	Nu_{max}	$\langle Nu \rangle$	$Nu_{vazão}$	Nu_{min}	$Nu_{max}/\langle Nu \rangle$	$Nu_{min}/\langle Nu \rangle$
25	19,31	19,30	19,30	19,30	1,000	1,000
80	19,67	19,63	19,63	19,61	1,002	0,999
135	19,77	19,68	19,68	19,62	1,005	0,997
190	19,83	19,69	19,69	19,59	1,007	0,995
245	19,87	19,68	19,68	19,53	1,009	0,992
300	19,89	19,66	19,66	19,47	1,012	0,990

Figura C.13. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte interna do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 504$.



Fonte: Autoria própria.

Figura C.14. Efeito do número de canais na temperatura de saída na parte externa do *PSHE* para $\langle Re \rangle = 504$.



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-14. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$; na parte interna do *PSHE*.

Canais	Tmax(°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	Tmin (°C)	Tmax- $\langle T \rangle$	Tmin- $\langle T \rangle$	Tmax-Tmin
25	54,339	54,168	53,841	0,171	-0,327	0,498
80	55,809	54,187	51,327	1,621	-2,861	4,482
135	58,117	53,689	47,127	4,428	-6,562	10,990
190	60,752	52,737	42,971	8,016	-9,766	17,781
245	62,888	51,360	39,543	11,528	-11,817	23,345
300	64,155	49,763	36,898	14,391	-12,865	27,257

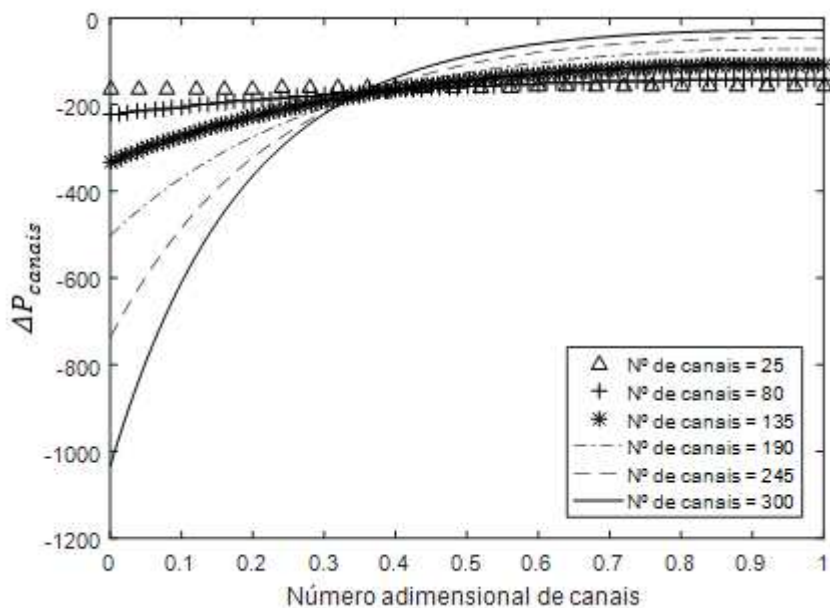
Fonte: Autoria própria.

Tabela C-15. Principais resultados da distribuição de temperatura de saída para $\langle Re \rangle = 504$; na parte externa do *PSHE*.

Canais	T_{max} (°C)	$\langle T \rangle$ (°C)	T_{min} (°C)	$T_{max} - \langle T \rangle$	$T_{min} - \langle T \rangle$	$T_{max} - T_{min}$
25	54,452	54,176	54,020	0,276	-0,156	0,432
80	56,503	54,189	52,874	2,314	-1,315	3,629
135	58,906	53,661	50,194	5,245	-3,467	8,712
190	60,769	52,647	46,403	8,122	-6,244	14,365
245	61,966	51,203	42,015	10,763	-9,188	19,951
300	62,712	49,556	37,783	13,156	-11,772	24,928

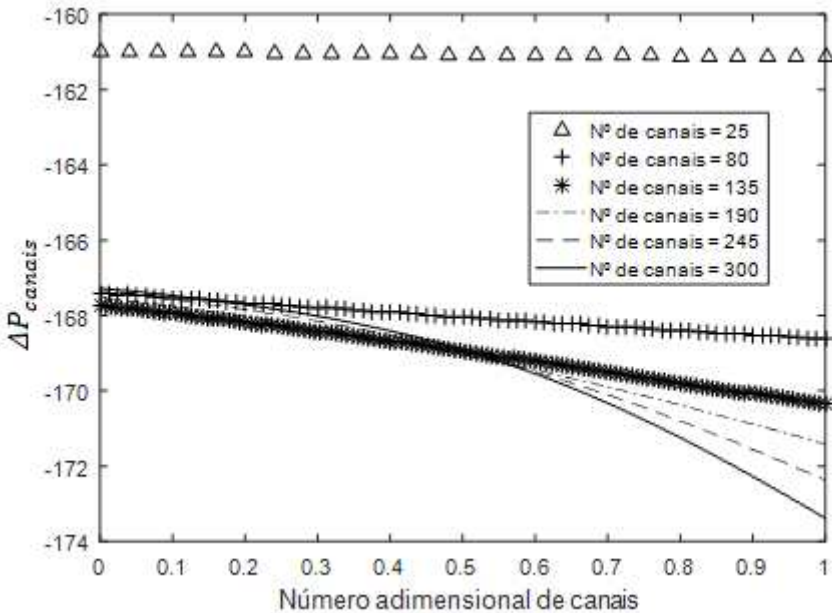
Fonte: Autoria própria.

Figura C.15. Efeito do número de canais na perda de carga no lado interno para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Figura C.16. Efeito do número de canais na perda de carga no lado externo para $\langle Re \rangle = 504$. Valores em [Pa]; β é escolhido como 45° .



Fonte: Autoria própria.

Tabela C-16. Principais resultados da perda de carga por canal no lado interno para $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max} / \langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min} / \langle \Delta P \rangle$
25	-1,7E+02	-1,6E+02	-1,6E+02	-1,6E+02	1,034	0,983
80	-2,2E+02	-1,7E+02	-1,7E+02	-1,4E+02	1,339	0,851
135	-3,3E+02	-1,7E+02	-1,8E+02	-1,1E+02	1,965	0,633
190	-5,0E+02	-1,8E+02	-2,2E+02	-7,2E+01	2,855	0,410
245	-7,4E+02	-1,9E+02	-2,8E+02	-4,6E+01	3,889	0,240
300	-1,0E+03	-2,1E+02	-3,6E+02	-2,8E+01	4,963	0,134

Fonte: Autoria própria.

C-17. Principais resultados da perda de carga por canal no lado externo para $\langle Re \rangle = 504$.

Canais	ΔP_{\max} (Pa)	$\langle \Delta P \rangle$ (Pa)	$\Delta P_{\text{vazão}}$ (Pa)	ΔP_{\min} (Pa)	$\Delta P_{\max} / \langle \Delta P \rangle$	$\Delta P_{\min} / \langle \Delta P \rangle$
25	-161,13383	-161,067	-161,067	-160,9882	1,000	1,000
80	-168,62865	-168,033	-168,0327	-167,4080	1,004	0,996
135	-170,35573	-168,98	-168,9803	-167,7351	1,008	0,993
190	-171,42867	-169,186	-169,1859	-167,5265	1,013	0,990
245	-172,34491	-169,285	-169,2846	-167,3627	1,018	0,989
300	-173,40327	-169,418	-169,4184	-167,2798	1,024	0,987

Fonte: Autoria própria.

Nas Tabelas C-18 e C-19, são apresentadas, para os trocadores 1 e 2 referentes ao capítulo 8, as comparações entre as estimativas do modelo considerando um distribuidor estático no lado externo e os dados experimentais informados pelos fabricantes.

Tabela C-18. Validação do modelo analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais com distribuição homogênea de vazões no lado externo. Dados do *PSHE* 2, $D_{2-PSHE} = 510$ mm.

β	30°	45°	60°	<i>PHE</i> 2	Diferença para $\beta = 30^\circ$	Diferença para $\beta = 45^\circ$	Diferença para $\beta = 60^\circ$
Q _{total} (W)	36634	42401	47811	40000	-8,41%	6,00%	19,53%
Efetividade	0,43	0,50	0,56	-	-	-	-
T _{1saída} (°C)	54,22	52,52	50,93	53,50	1,35%	-1,82%	-4,80%
T _{2saída} (°C)	49,04	50,42	51,70	51	-3,84%	-1,13%	1,37%

Fonte: Autoria própria.

Tabela C-19. Validação do modelo analítico: comparação entre estimativas e dados experimentais com distribuição homogênea de vazões no lado externo. Dados do *PSHE* 1, $D_{1-PSHE} = 400$ mm.

β	30°	45°	60°	<i>PHE</i> 1	Diferença p/ $\beta= 30^\circ$	Diferença p/ $\beta= 45^\circ$	Diferença p/ $\beta= 60^\circ$
Qtotal (W)	31285	36789	42076	40000	-21,79%	-8,03%	5,19%
Efetividade	0,37	0,43	0,50	-	-	-	-
T1saída (°C)	55,80	54,18	52,62	53,50	4,29%	1,27%	-1,64%
T2saída (°C)	47,74	49,08	50,34	51	-6,39%	-3,77%	-1,29%

Fonte: Autoria própria.

APÊNDICE D

Nas Tabelas D-1 e D-2, são exibidas as correlações para fator de atrito e número de *Nusselt* encontradas na literatura, e os coeficientes usados nas correlações de Kumar *et al.* (1984), respectivamente.

Tabela D-1. Correlações para fator de atrito e número de *Nusselt* conforme literatura.

Correlações para número de <i>Nusselt</i> (Nu) e fator de atrito (f)			
	Re	B	Correlações
Savostin e Tikhonov	$200 < Re/\varphi < 600$	0° até 33°	<p>p=passo β em radianos $\psi = p - 2(90-\beta)$ $f = 6.25(1+0.95\psi^{1.72}) \varphi^{1.84} Re^{-0.84}$ $Nu = 1.26(0.62+0.38\cos(2.3\psi)) \varphi^{1-a1} Pr^{1/3} Re^{a1}$ $a1 = 0.22(1+1.1\psi^{1.5})$</p>
	$600 < Re/\varphi < 4000$	0° até 33°	<p>$f = 0.925(0.62+0.38\cos(2.6\psi)) \varphi^{1+a2} Re^{-a2}$ $Nu = 0.072e^{0.5\psi+0.17\psi^2} \varphi^{1-a1} Pr^{1/3} Re^{0.67}$ $a2 = 0.53(0.58+0.42\cos(1.87\psi))$</p>
Tovazhnyanski	$2000 < Re < 25000$	$0^\circ, 45^\circ$ e 60°	<p>p=passo β em radianos $\psi = p - 2(90-\beta)$ $f = 0.085\exp[1.52\tan \psi] Re^{-(0.25-0.06\tan(\beta))}$ $Nu = 0.051\exp[0.64\tan \psi] Re^{0.73} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25}$</p>
Kumar <i>et al.</i>		25° até 60°	<p>$Nu = C_h Re^n Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.17}$ $f = K_p / Re^m$ K_p, C_h, n e m são tabelados.</p>
Focke <i>et al.</i>	$90 < Re < 400$	30°	$f = 1.2575 + 188.75/Re$
	$400 < Re < 16000$		$f = 6.7Re^{-0.209}$

Fonte: Autoria própria

Tabela D-1. Continuação.

Muley e Manglik	Re < 16	60°	$f = 51.5Re^{-1}$
	16 < Re < 100		$f = 17Re^{-0.6}$
	20 < Re < 210		$Nu = 0.572Re^{0.5} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
	Re > 800		$f = 2.48Re^{-0.2}$ $Nu = 0.1096Re^{0.78} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
Martin	Re ϕ < 2000	30° até 60°	$f_0 = 64 (Re \phi)^{-1}$
			$f_1 = 597 (Re \phi)^{-1} + 3.85$
			$f = ((\cos(\beta)/(0.18 \tan(\beta) + 0.36 \sin(\beta)) + f_0/(0.18 \cos(\beta)) + ((1 - \cos(\beta))/(3.8 f_1)^{-0.5}))^{-2}$
	$Nu \phi = 0.122 Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} (f Re^2 \sin(2(\beta)))^{0.374}$		
	Re ϕ > 2000		$f_0 = (1.8 \log_{10}(Re \phi) - 1.5)^{-2}$
			$f_1 = 39 (Re \phi)^{-0.289}$
$f = ((\cos(\beta)/(0.18 \tan(\beta) + 0.36 \sin(\beta)) + f_0/(0.18 \cos(\beta)) + ((1 - \cos(\beta))/(3.8 f_1)^{-0.5}))^{-2}$			
$Nu \phi = 0.122 Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} (f Re^2 \sin(2(\beta)))^{0.374}$			
Muley e Manglik	2 < Re < 200	45°(médio)	$f = ((40.32/Re)^5 + (8.12Re^{-0.5})^5)^{0.2}$
	20 < Re < 400	placas de 30° e 60° associadas	$Nu = 0.471Re^{0.5} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
	Re > 1000		$f = 1.274Re^{-0.15}$ $Nu = 0.10Re^{0.76} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$

Fonte: Autoria Própria.

Tabela D-1. Continuação.

Wang e Sundén	Re < 2000		$f_0 = 16 (\text{Re})^{-1}$
			$f_1 = 149 (\text{Re})^{-1} + 0.9685$
			$f = ((\cos(\beta)/(0.045 \tan(\beta) + 0.09 \sin(\beta)) + f_0/(\cos(\beta)) + ((1 - \cos(\beta))/(3.8 f_1)^{-0.5}))^{-2}$
Rao	Re > 2000	10° até 80°	$\text{Nu } \phi = 0.122 \text{Pr}^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} (f \text{Re}^2 \sin(2(\beta)))^{0.374}$
			$f_0 = (1.56 \ln(\text{Re}) - 3)^{-2}$
			$f_1 = 3.75 (\text{Re})^{-0.289}$
			$f = ((\cos(\beta)/(0.18 \tan(\beta) + 0.36 \sin(\beta)) + f_0/(0.18 \cos(\beta)) + ((1 - \cos(\beta))/(3.8 f_1)^{-0.5}))^{-2}$
			$\text{Nu } \phi = 0.205 \text{Pr}^{1/3} (\mu/\mu_w)^{1/6} (f \text{Re}^2 \sin(2(\beta)))^{0.374}$
Akturk <i>et al.</i>	450 < Re < 5250	30°	$f_1 = 4291 (\text{Re})^{-1.278} + 0.3343$
			$\text{Nu } \phi = 0.32593 \text{Re}^{0.6125} \text{Pr}^{0.14} (\mu/\mu_w)^{0.14}$

Fonte: Autoria própria.

Tabela D-2. Coeficientes usados nas correlações de Kumar *et al.* (1984).

β	Transferência de Calor			Perda de Carga		
	Re	C_h	n	Re	K_p	m
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
45				> 100	2.990	0.183
	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
50	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
60	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
≥ 65	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.215
	< 20	0.562	0.326	50	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Fonte: Kumar *et al.* (1984).