



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE PRESSÃO EM
ESCOAMENTO COM EBULIÇÃO CONVECTIVA PARA A
MISTURA ZEOTRÓPICA R-407C

Autor: Juan Jose Garcia Pabon

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte, 28 de Novembro de 2014

Autor: **Juan Jose Garcia Pabon**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE PRESSÃO EM
ESCOAMENTO COM EBULIÇÃO CONVECTIVA PARA A
MISTURA ZEOTRÓPICA R-407C**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e fluidos

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Co-orientador: Prof. Dr. Matheus Porto

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG
2014

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto os meus agradecimentos:

Aos meus pais, Juan Garcia e Norely Pabon, pelo exemplo, apoio, amor e incentivo, sem importar a distância.

Ao meu irmão Brandon Garcia na Colômbia com muito orgulho.

Ao professor Luiz Machado, do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica e do Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica da UFMG, por ter aceitado ser o orientador deste mestrado, pela confiança depositada em mim, pelo apoio, dedicação e ensinamentos constantes.

Ao professor Matheus Pereira Porto, do corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica e do Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica da UFMG, por ter aceitado ser o co-orientador deste mestrado, pelos conselhos e ensinamentos

Ao professor Ricardo Koury, coordenador do Grupo de Refrigeração, pelo apoio constante e por ter me recebido neste grupo de pesquisa.

Ao professor Rudolf Huebner, por ter aceitado fazer parte da banca examinadora de defesa deste mestrado.

A todos os professores do Departamento de Engenharia Mecânica e do Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica da UFMG, que, de alguma forma, auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus amigos Oscar Sandoval e Carlos Castilla pela convivência neste período e seus conselhos.

À Karina Leal pela companhia e o carinho dado.

À Marina Costa e à Samira Lott, secretárias do Programa de Pós-graduação de Engenharia e do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG pelas constantes ajudas e apoios.

Ao CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pela concessão da minha bolsa de estudos.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

O presente trabalho é um estudo teórico-experimental sobre a perda de pressão do fluido refrigerante R-407C em ebulição convectiva. Esse fluido, uma mistura zeotrópica pouca agressiva ao meio ambiente, é um dos eventuais fluidos substitutos do fluido R-22 usados em sistemas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor. Neste trabalho, foi realizada uma criteriosa revisão da literatura envolvendo mapas de padrões de escoamento e os principais métodos para estimativa da perda de pressão em escoamento bifásico. Resultados experimentais para perda de pressão do fluido R-407C foram levantados em tubos com 4,5 mm e 8,0 mm de diâmetro interno e comparados com 17 métodos preditivos encontrados na literatura. Após a realização desse estudo comparativo, 5 correlações foram selecionadas: de Cicchitti, de Sun e Mishima, de Müller-Steinhagen e Heck, de McAdams, Woods e Heroman e de Xu e Fang. Por fim, um novo método de predição da perda de pressão para o refrigerante R-407C foi proposto baseado na correlação de Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri, que mostrou-se satisfatório, apresentando erro relativo absoluto médio de 27,9% e prevendo 90% dos resultados experimentais com erro inferior a 45%.

ABSTRACT

The present work is a theoretical and experimental study on the pressure drop of the refrigerant R-407C in convective boiling. This fluid is a mixture zeotropic that is little aggressive to the environment. This fluid is one of the possible replacements fluids for the R-22 used in refrigeration and heating vapor compression systems. In this work, a careful review of the literature involving flow patterns maps and the main methods for estimating pressure drop in two-phase flow was conducted. Experimental results to pressure drop of the R-407C were collected into tubes with 4,5 mm and 8,0 mm internal diameter and compared to 17 predictive methods found in the literature. After performing this comparative study, 5 correlation were selected: Cicchitti, Sun and Mishima, Müller-Steinhagen and Heck, McAdams, Woods and Heroman, and Xu and Fang. Finally, a new method for predicting pressure drop for refrigerant R-407C was proposed based on the correlation of Bandarra Filho Jabardo and Barbieri, which was satisfactory, with mean absolute relative error of 27,9% and providing 90 % of the experimental results with less than 45% error.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1. Parâmetros básicos em escoamentos bifásicos	22
2.2. Padrões de escoamento em tubos horizontais.....	23
2.3. Métodos para determinação de padrões de escoamento.	25
2.3.1. Método de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) para padrões de escoamento ..	26
2.4. Modelos para previsão da perda de pressão em tubos lisos.....	29
2.4.1. Cálculo da perda de pressão monofásica	29
2.4.2. Modelos de perda pressão em escoamento bifásico	29
2.4.2.1. Modelo Homogêneo	30
2.4.2.2. Métodos baseados em multiplicadores bifásicos.....	31
2.4.2.3. Método baseado em padrões de escoamento	34
2.5. Antecedentes na literatura.....	38
2.6. Conclusões	41
3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	43
3.1. Equipamento experimental	43
3.1.1. Circuito principal.....	44
3.1.1.1. Micro-bomba	45
3.1.1.2. Pré-aquecedor	46
3.1.1.3. Visor	46
3.1.1.4. Seção de testes	46
3.1.1.5. Condensador	46
3.1.1.6. Medidor de vazão	47
3.1.1.7. Medição de pressão	47

3.1.1.8. Medição de temperatura	47
3.1.1.9. Sistema de aquisição de dados	47
3.1.2. Circuito de refrigeração	48
3.2. Procedimento de ensaio	48
3.2.1. Testes com escoamento monofásico.....	49
3.2.2. Testes com escoamento bifásico.....	49
3.3. Tratamento de dados experimentais	50
3.3.1. Velocidade mássica	50
3.3.2. Perdas de calor nos dispositivos de aquecimento	50
3.3.3. Fluxo de calor	50
3.3.4. Título na saída do pré-aquecedor.....	51
3.3.5. Título médio da seção de teste.....	52
3.4. Avaliação das correlações.....	52
3.5. Análise de incertezas	53
4. APRESENTAÇÃO E ANALISE DE RESULTADOS	55
4.1. Escoamento monofásico	55
4.1.1. Balanço no pré-aquecedor e na seção de testes	55
4.1.2. Perda de pressão por atrito em fase líquida	56
4.1.3. Comparação com modelo de previsão.....	57
4.2. Escoamento bifásico	58
4.2.1. Padrões de escoamento bifásico	58
4.2.2. Perda de pressão em escoamento bifásico	59
4.2.2.1. Efeito do título	59
4.2.2.2. Efeito do diâmetro	60
4.2.2.3. Efeito da velocidade mássica.....	61
4.2.2.4. Efeito da pressão de saturação.....	62
4.2.2.5. Efeito do fluxo de calor	63

4.2.3. Avaliação das correlações para perda de pressão em escoamento bifásico.....	64
4.2.4. Correlação proposta para perda de pressão em ebulição do R-407C	69
5. CONCLUSÕES	72
5.1. Conclusões.....	72
5.2. Trabalho futuros.....	73
REFERÊNCIAS	75
APÊNDICE A	80
APÊNDICE B.....	82

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Modelo idealizado para o escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo.	22
FIGURA 2.2 Representação esquemática dos padrões observados em escoamentos horizontais líquido-vapor.	24
FIGURA 2.3 Mapa de escoamento de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).	26
FIGURA 2.4 Diagrama esquemático do escoamento estratificado liso.	27
FIGURA 3.1 Diagrama esquemático do banco de testes.	43
FIGURA 3.2 Vista do banco de testes.	44
FIGURA 3.3 Fotografia do conjunto da Micro-bomba.	45
FIGURA 3.4 Vista geral do banco de apoio.	48
FIGURA 4.1 Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor.	55
FIGURA 4.2 Eficiência da transferência de calor na seção de testes.	56
FIGURA 4.3 Perda de pressão no regime monofásico adiabático na seção de testes.	57
FIGURA 4.4 Comparação entre os fatores de atrito experimentais e os previstos.	57
FIGURA 4.5 Padrões de escoamento bifásico para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=8$ mm, $G=273,6$ kg/m ² s, $q=1$ kW/m ²	58
FIGURA 4.6 Padrões de escoamento bifásico para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=4,5$ mm, $G=273,6$ kg/m ² s e $q=0$	59
FIGURA 4.7 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=8,0$ mm, $G=227,9$ kg/m ² s.	60
FIGURA 4.8 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=4,5$ mm, $G=460,7$ kg/m ² s e $q=0$	60
FIGURA 4.9 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $G=273,6$ kg/m ² s e $q=0$	61
FIGURA 4.10 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=8,0$ mm e $q=0$	61
FIGURA 4.11 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{sat}=12$ bar, $D=8,0$ mm e $q=0$	62
FIGURA 4.12 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $D=8,0$ mm, $G=273,6$ kg/m ² s e $q=0$	63
FIGURA 4.13 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $D=8,0$ mm, $G=273,6$ kg/m ² s, $P_{sat}=12$ bar.	63
FIGURA 4.14 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo (Parte1).	65
FIGURA 4.15 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo (Parte 2).	66

FIGURA 4.16 Correlações e os resultados experimentais para perda de pressão para o R-407C, $P_{\text{sat}} = 12$ bar, $D=8,0$ mm, $G = 277,9$ kg/m ² s e $q=0$	67
FIGURA 4.17 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).	67
FIGURA 4.18 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942).	68
FIGURA 4.19 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Sun e Mishima (2009).	68
FIGURA 4.20 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Cicchitti <i>et al.</i> (1960).	69
FIGURA 4.21 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Xu e Fang (2012).	69
FIGURA 4.22 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação proposta.	70
FIGURA 4.23 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo para a correlação proposta.	71
FIGURA 4.24 Correlação proposta e os resultados experimentais para perda de pressão para o R-407C, $P_{\text{sat}} = 12$ bar, $D=8,0$ mm, $G = 277,9$ kg/m ² s e $q=0$	71
FIGURA A.1 Curva de calibração do medidor de pressão.	80

LISTA DE QUADROS

QUADRO 2.1 Correlações baseadas em multiplicadores bifásicos.....	31
QUADRO 3.1 Elementos do banco de testes	44
QUADRO 3.2 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.....	53
QUADRO 3.3 Incertezas de parâmetros estimados.	54
QUADRO 4.1 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações selecionadas.....	64
QUADRO A.1 Planilha de incerteza da calibração de um transmissor de pressão.....	80

LISTA DE TABELAS

TABELA B.1 Resultados experimentais para o fluido R-407C.....	82
---	----

NOMENCLATURA

Letras Latina		Unidades
A	Área interna da seção transversal do tubo	$[m^2]$
A_l	Área do líquido	$[m^2]$
A_{lD}	Área do líquido adimensional	
A_s	Área da superfície interna do tubo	$[m^2]$
A_v	Área do vapor	$[m^2]$
A_{vD}	Área do vapor adimensional	
C	Coefficiente da correlação de Chisholm (1967)	
$C_{F(1,2)}$	Coefficiente da correlação de Friedel (1979)	
C_{pl}	Calor específico do líquido	$[kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
C_{pv}	Calor específico do vapor	$[kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
D	Diâmetro interno do tubo	$[m]$
E	Coefficiente da correlação Chisholm (1973)	
f	Coefficiente de resistência de Darcy ou Fator de atrito	
f_{anular}	Fator de atrito na região de escoamento anular	
f_{estrat}	Fator de atrito na região de escoamento estratificado	
$f_{estrat-ond}$	Fator de atrito na região de escoamento estratificado ondulado	
f_{Fr}	Fator de atrito da correlação de Grønnerud (1979)	
f_h	Fator de atrito da mistura líquido-vapor	
f_l	Fator de atrito da parcela líquida que escoar no tubo	

f_{lo}	Fator de atrito somente líquido escoando no tubo	
f_v	Fator de atrito da parcela de vapor que escoar no tubo	
f_{vo}	Fator de atrito somente vapor escoando no tubo	
Fr_h	Número de Froude da mistura homogênea líquido-vapor	
Fr_{lo}	Número de Froude somente líquido escoando no tubo	
Fr_{vo}	Número de Froude somente vapor escoando no tubo	
g	Gravidade	$[m\ s^{-2}]$
G	Velocidade mássica	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
G_{estrat}	Velocidade mássica limite da zona estratificada	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
G_l	Velocidade mássica do líquido	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
$G_{név}$	Velocidade mássica limite entre secagem da parede e névoa	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
G_{ond}	Velocidade mássica limite superior da zona estratificada ondulada	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
G_{sec}	Velocidade mássica limite entre anular e secagem da parede	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
G_v	Velocidade mássica do vapor	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
h_e	Entalpia de entrada do dispositivo aquecedor	$[kJ\ kg^{-1}]$
h_{ep}	Entalpia de entrada do pré-aquecedor	$[kJ\ kg^{-1}]$
h_{lD}	Altura adimensional do líquido em escoamento estratificado	
h_l	Entalpia de líquido	$[kJ\ kg^{-1}]$
h_{lv}	Entalpia de vaporização	$[kJ\ kg^{-1}]$
h_s	Entalpia de saída do dispositivo aquecedor	$[kJ\ kg^{-1}]$
I	Corrente	$[A]$

K	Coeficiente da correlação de Grauso <i>et al.</i> (2014)	
L	Comprimento do tubo de testes	[m]
La	Número de Laplace	
\dot{m}	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_l	Vazão mássica do líquido	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_v	Vazão mássica do vapor	[kg s ⁻¹]
$MARD$	Erro Relativo Porcentual absoluto	
MRD	Erro Relativo Porcentual	
N	Número de dados	
P_{iD}	Comprimento adimensional da superfície líquida	
P_s	Potência elétrica da seção de testes	[kW]
P_s	Potência elétrica do pré-aquecedor	[kW]
p_r	Pressão reduzida	
q	Fluxo de calor	[kW m ⁻²]
q_{crit}	Fluxo crítico de calor	[kW m ⁻²]
Q_p	Taxa de calor aplicado no pré-aquecedor	[kW]
Q_s	Taxa de calor aplicado na seção de testes	[kW]
Re	Número de Reynolds	
Re_l	Número de Reynolds da parcela líquida que escoar no tubo	
Re_{l0}	Número de Reynolds somente líquido escoando no tubo	
Re_v	Número de Reynolds da parcela de vapor que escoar no tubo	

Re_{vo}	Número de Reynolds só vapor escoando no tubo	
S	Coefficiente da correlação de Chawla (1967)	
u_l	Velocidade da fase do líquido	$[m\ s^{-1}]$
u_v	Velocidade da fase do vapor	$[m\ s^{-1}]$
x	Título de vapor	
x_{es}	Título de entrada da seção de testes	
x_{IA}	Título de vapor limite entre a zona intermitente e anular	
x_{is}	Título de início do regime de secagem de parede	
x_{ss}	Título de saída da seção de testes	
x_{ts}	Título de conclusão do regime de secagem de parede	
V	Diferença de potencial	$[V]$
We_h	Número de Weber da mistura homogênea líquido-vapor	
We_l	Número de Weber da parcela líquida que escoar no tubo	
We_{vo}	Número de Weber somente vapor escoando no tubo	
Y	Razão entre a perda de pressão de somente vapor escoando e líquido escoando	
Z	Parâmetro da correlação de Xu e Fang (2012)	

Letras gregas

Unidades

α	Fração de vazio	
α_{IA}	Fração de vazio do título x_{IA}	
Δh	Diferença de entalpia na ebulição	$[kJ\ kg^{-1}]$
Δp_{anular}	Perda de pressão na região de escoamento anular	$[N\ m^{-2}]$

Δp_{estrat}	Perda de pressão na região de escoamento estratificado	[N m ⁻²]
$\Delta p_{estrat-ond}$	Perda de pressão na região de estratificado ondulado	[N m ⁻²]
Δp_{lo}	Perda de pressão do fluido em fase do líquido	[N m ⁻²]
$\Delta p_{névoa}$	Perda de pressão na região de escoamento névoa	[N m ⁻²]
$\Delta p_{pistonado+estrat-ond}$	Perda de pressão na região de escoamento pistonado+estratificado	[N m ⁻²]
$\Delta p_{pistonado+intermitente}$	Perda de pressão na região de escoamento intermitente+pistonado	[N m ⁻²]
$\Delta p_{secagem}$	Perda de pressão na região de escoamento de secagem de parede	[N m ⁻²]
Δp_{is}	Perda de pressão no título x_{is}	[N m ⁻²]
Δp_{ts}	Perda de pressão no título x_{ts}	[N m ⁻²]
$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{Fr}$	Coeficiente da correlação de Grönnerud (1979)	
ΔT_g	Variação da temperatura em ebulição a pressão constante	[K]
δ_f	Espessura do filme de líquido	[m]
ε_{rel}	Rugosidade relativa	
η	Eficiência da transferência de calor	
η_p	Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor	
η_s	Eficiência da transferência de calor na seção de testes	
θ_{estrat}	Ângulo da região estratificada	
θ_{seco}	Ângulo seco	
μ_h	Viscosidade dinâmica da mistura líquido-vapor	[Pa s]
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido	[Pa s]

μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor	[Pa s]
π	Número Pi	
ρ	Massa específica do fluido	[kg m ⁻³]
ρ_h	Massa específica da mistura líquido-vapor	[kg m ⁻³]
ρ_l	Massa específica do líquido	[kg m ⁻³]
ρ_v	Massa específica do vapor	[kg m ⁻³]
σ	Tensão interfacial	[N m ⁻¹]
τ_i	Tensão de cisalhamento	[N m ⁻²]
Φ_l^2	Multiplicador bifásico da parcela líquida que escoar no tubo	
Φ_{lo}^2	Multiplicador bifásico só líquido escoando no tubo	
Φ_v^2	Multiplicador bifásico da parcela de vapor que escoar no tubo	
Φ_{vo}^2	Multiplicador bifásico só vapor escoando no tubo	
χ	Parâmetro de Martinelli	

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração energeticamente mais eficientes tem motivado a realização de pesquisas sobre escoamento de fluidos refrigerantes em mudança de fase no interior de evaporadores e condensadores (Barbieri, 2005). Os fenômenos que acontecem no evaporador têm maior importância, devido ao fato de o evaporador ser o componente mais relevante para influenciar a eficiência global do sistema de refrigeração convencional (Jakobsen, 1995).

Simultaneamente à deterioração da camada de ozônio, observada a partir dos anos 1970, houve maior preocupação com o meio ambiente. Acordos internacionais estabeleceram metas para que os fluidos halogenados fossem substituídos. O Protocolo de Montreal (1987) estabeleceu a proibição do uso dos CFCs (clorofluorcarbonos) desde 1996. A União Europeia (2000) proibiu a fabricação de equipamentos de refrigeração e ar condicionado com os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) parcialmente halogenados a partir de 1 de janeiro de 2001. Com respeito aos equipamentos existentes, a proibição do uso de todos os HCFCs deverá ocorrer a partir de 1 de janeiro de 2015.

Os HFCs (hidrofluorcarbonos) são fluidos refrigerantes sintéticos inofensivos à camada de ozônio, pois eles não contêm cloro. Por isso, esses fluidos são os mais usados como substitutos dos HCFCs. O R-407C é uma mistura ternária de compostos HFCs, constituído por 23% de R-32, 25% de R-125 e 52% de R-134a em massa. Por não apresentar cloro em sua cadeia molecular, o R-407C apresenta ODP igual a zero (do inglês, Ozone Depletion Potential). Além disso, o R-407C apresenta baixo GWP (do inglês, Global Warming Potencial), não é inflamável e não é tóxico (Aprea, Greco e Rosato, 2008). Devido à sua natureza zeotrópica, o fluido R-407C apresenta uma variação de temperatura (glide) de aproximadamente 6 °C em um processo de evaporação e condensação a pressão constante. Segundo a regulamentação internacional sobre HCFCs, o R-407C é apontado como um dos substitutos para o refrigerante R-22, que foi amplamente utilizado em refrigeração e aparelhos de ar condicionado (Honda, Wijyantab e Takata, 2005).

Com a necessidade de substituir os fluidos refrigerantes, a indústria da refrigeração precisa adequar equipamentos às características termodinâmicas desses novos fluidos. Para isso, é essencial que as propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido sejam conhecidas, bem como os coeficientes de troca de calor e de perda de pressão em escoamentos com ebulição e condensação. As predições destes valores são pré-requisitos básicos para a

otimização dos componentes do ciclo frigorífico, principalmente os evaporadores e os condensadores (Greco, 2008).

Muitos estudos teóricos e experimentais sobre a queda de pressão em escoamentos bifásicos (gás-líquido) vêm sendo desenvolvidos por pesquisadores ao longo dos anos, e várias correlações para calcular a perda de pressão foram propostas. A maioria dos estudos, no entanto, referem-se a misturas de ar e água e as fases líquida e de vapor de refrigerantes constituídos por substâncias puras. Poucos são os trabalhos para refrigerantes não azeotrópicos.

Os métodos clássicos para predições da perda de carga podem ser divididos em dois grupos: o modelo homogêneo e modelo de fases separadas, como Xu *et al.* (2012). No entanto, Quiben e Thome (2007) propuseram uma nova metodologia para a predição de perda de pressão, na qual a perda de pressão é calculada seguindo uma abordagem fenomenológica dos padrões de escoamento bifásico. Recentemente, vários cientistas compararam correlações disponíveis na literatura para diferentes fluidos refrigerantes em diversas condições de trabalho, visando determinar a precisão de cada correlação [(Ould Didi, Kattan e Thome, 2002), (Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri, 2004), (Greco e Vanoli, 2006), (Mauro *et al.*, 2007), (Sun e Mishima, 2009), (Revellin e Haberschill, 2009), (Li e Wu, 2010), (Xu e Fang, 2012), (Xu *et al.*, 2012), (Grauso *et al.*, 2013), (Manavela *et al.*, 2014), (Manavela, Fernandino e Dorao, 2014) e (Grauso *et al.*, 2014)].

O objetivo do presente trabalho é apresentar uma revisão bibliográfica sobre a perda de pressão para ebulição convectiva, levantar resultados por meio de testes experimentais realizados no banco de testes do Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG para o refrigerante R-407C escoando em um tubo horizontal liso e comparar os valores experimentais com valores teóricos correspondentes obtidos por meio de correlações disponíveis na literatura.

Além desta introdução, este trabalho conterà com mais cinco capítulos. No segundo capítulo, apresentam-se os principais parâmetros implicados na caracterização de escoamentos bifásicos e uma extensa lista de correlações e métodos de predição de perda de pressão em ebulição convectiva em tubos lisos.

No terceiro capítulo apresenta-se a descrição da bancada experimental, incluindo o sistema de aquisição de dados e o plano de ensaios experimentais utilizados para a aquisição das medidas da perda de pressão durante o escoamento bifásico. Neste capítulo, também será discutida a metodologia empregada no tratamento dos resultados experimentais e na estimativa das incertezas das grandezas medidas nos testes experimentais.

O quarto capítulo envolve a síntese dos resultados experimentais para a perda de pressão em tubos lisos com ebulição do fluido refrigerante R-407C. Também são discutidos e analisados os domínios de validade e as precisões das correlações e modelos para previsão da perda de pressão do fluido refrigerante R-407C nas condições específicas dos experimentos realizados neste trabalho, de modo a estabelecer-se quais desses métodos são mais apropriados para prever o comportamento do refrigerante em questão.

Ao final deste trabalho, no quinto capítulo, serão apresentadas as principais conclusões obtidas a partir do estudo realizado e algumas sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta os conceitos básicos utilizados para caracterizar os escoamentos bifásicos, notadamente aqueles referentes à perda de pressão ao longo de um tubo onde ocorre a ebulição convectiva de um fluido. Será também apresentado mapas para definir padrões de escoamento bifásico em dutos horizontais lisos. O capítulo ainda aborda os métodos de predição mais relevantes para a queda de pressão oriundos da literatura especializada.

2.1. Parâmetros básicos em escoamentos bifásicos

Considerando o escoamento bifásico constituído das fases de líquido e de vapor mostrado na FIG 2.1, a vazão mássica total ao longo do tubo é a soma das vazões mássicas individuais do vapor e do líquido:

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l \quad (2.1)$$

O título de vapor é definido pela razão entre a vazão mássica da fase vapor e vazão mássica total:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.2)$$

Além desta expressão, o título pode ser obtido de algumas propriedades termodinâmicas da mistura líquido-vapor (volume específico, energia interna, entalpia e entropia), que podem ser escritas como uma média das propriedades individuais das fases líquida e vapor ponderada pelo título.

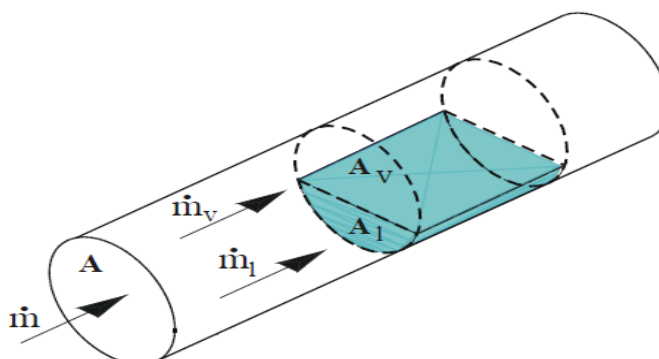


FIGURA 2.1 Modelo idealizado para o escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo.

Em geral, nos cálculos sobre escoamentos bifásicos, a velocidade mássica é usada ao invés da vazão mássica. Essa velocidade é definida pela EQ. (2.3). As velocidades mássicas de líquido e vapor são obtidas a partir da velocidade mássica total e do título:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.3)$$

$$G_l = \frac{\dot{m}(1-x)}{A} \quad (2.4)$$

$$G_v = \frac{\dot{m} x}{A} \quad (2.5)$$

A fração de vazio é definida por meio da razão da área da seção transversal ocupada pela fase vapor em relação a área total da seção transversal, conforme a EQ.(2.3):

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.6)$$

Para calcular a fração de vazio por essa equação, a área ocupada pela fase vapor unicamente poderá ser encontrada experimentalmente. Outra opção, é obter a fração de vazio por meio de correlações com base nas condições de escoamento. Os trabalhos de Wilson (1998), Woldesemayat e Ghajar (2007) e Xu e Fang (2014) estudam em detalhe a fração de vazio.

2.2. Padrões de escoamento em tubos horizontais

Os padrões frequentemente encontrados no escoamento bifásico em tubos horizontais são mostrados na FIG 2.2. Os padrões observados para escoamentos líquido-gás horizontais caracterizam-se pela influência de efeitos gravitacionais com a fase líquida tendendo a ocorrer na região inferior do canal, e a gasosa na superior. Nos trabalhos de Collier e Thome (1994), e Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) apresentam os seguintes padrões para escoamento horizontal:

- Bolhas: é usualmente encontrado nas regiões em que o título da mistura é muito reduzido. Este tipo de regime é caracterizado por bolhas discretas de vapor dispersas na fase líquida. O tamanho médio dessas bolhas é, geralmente, pequeno comparado com o diâmetro do tubo. Observa-se que as bolhas se aglomeram na parte superior do tubo devido aos efeitos de empuxo.
- Pistonado: com o aumento do título, aparece o escoamento de pistões de vapor junto a bolhas de tamanho reduzido, as quais se mantêm na região superior do canal.

- Intermitente: em vazões elevadas, este escoamento é caracterizado pela presença de uma camada vertical de líquido suficientemente grande a ponto de cobrir todo o diâmetro do tubo e de interromper o escoamento da fase vapor na parte superior do mesmo. Sua formação tem origem na junção entre as bolhas do escoamento pistonado junto à sua superfície.
- Estratificado liso: em escoamentos com vazões reduzidas e título baixos, o líquido escoa na parte inferior do tubo, e o vapor na parte superior, existindo uma interface relativamente plana.
- Estratificado ondulado: à medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado liso, eventualmente, a interface torna-se instável e ondulada.
- Anular: em vazões de líquido moderadas, com altas velocidades de vapor e títulos elevados, um filme de líquido forma-se nas paredes do tubo e a fase de vapor escoa na região central. Esse filme de líquido, em razão dos efeitos gravitacionais, tende a reduzir sua espessura na parte superior do tubo, e a aumentá-la na parte inferior.
- Secagem de parede: à medida que a velocidade do vapor aumenta, o cisalhamento sobre o anel líquido torna-se mais intenso, causando a diminuição de espessura da camada líquida. A consequência desta diminuição é a destruição do anel líquido. Com secagem parcial do filme de líquido ao longo do perímetro.
- Névoa: para velocidade do escoamento do vapor alta e título muito alto, podem propiciar uma dispersão de gotículas para o núcleo de vapor.

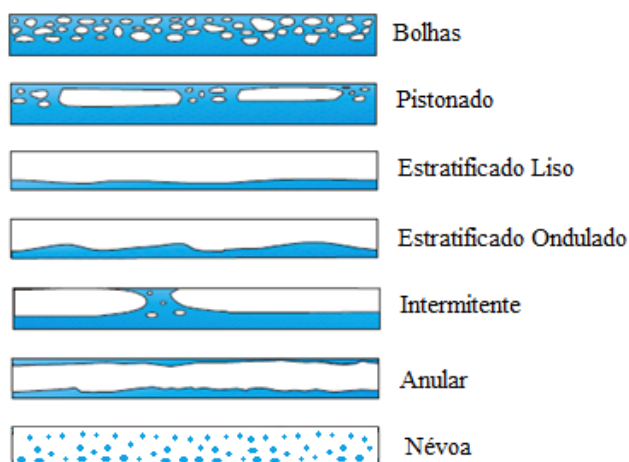


FIGURA 2.2 Representação esquemática dos padrões observados em escoamentos horizontais líquido-vapor.

2.3. Métodos para determinação de padrões de escoamento.

Os padrões de escoamento podem ser caracterizados por meio de mapas de padrões de escoamento bifásico. Estes mapas consistem em diagramas com curvas que definem a transição entre os padrões de escoamento e possuem em seus eixos coordenados parâmetros como as velocidades superficiais das fases vapor e líquido ou a velocidade mássica e o título de vapor, (Kanizawa, 2011).

Nesta seção, são mencionados os mapas de escoamentos mais referenciados na literatura, apresentados de forma a contextualizar os métodos recentes orientados a aplicações em refrigeração. Para um aprofundamento neste tema, é recomendado o trabalho publicado por Cheng, Ribatski e Thome (2008), no qual é feita uma revisão ampla sobre padrões de escoamento.

Entre os primeiros mapas de padrão de escoamento para a previsão de escoamento bifásico em regimes adiabáticos em tubos horizontais, estão as pesquisas de Baker (1953), Taitel e Dukler (1976), Hashizume (1983) e Steiner (1993). Após disso, Kattan (1996) fez uma comparação dos trabalhos, com seu banco de dados de cinco fluidos refrigerantes (R-134a, R-123, R-402A, R-404A e R-502), concluindo que o mais acurado foi o de Steiner (1993).

Seguidamente, Kattan, Thome e Favrat (1998) propuseram uma modificação do mapa apresentado por Steiner (1993), caracterizado por ter nos seus eixos a velocidade mássica e o título, parâmetros que facilitam a sua utilização em problemas típicos de ebulição convectiva. O mapa foi testado para 702 pontos experimentais usando cinco refrigerantes. Estas observações mostraram que 96,2% dos dados foram identificados corretamente com este mapa de padrões de escoamento não adiabático. Ao mesmo tempo, mais de 84 observações para R-407C realizadas por Zürcher, Thome e Favrat (1997) mostraram um percentual de sucesso de 85,7%, sendo que as piores previsões foram observadas apenas para títulos muito pequenos.

Thome e Hajal (2003) propuseram um aperfeiçoamento do mapa de Kattan, Thome e Favrat (1998), no qual o principal objetivo era simplificar o procedimento de cálculo. Os mapas obtidos para os fluidos refrigerante R-134a, R-22 e R-410A foram comparados e avaliados com os modelos de mapas anteriores, mostrando que a nova versão do mapa segundo Thome e Hajal (2003) adequou-se melhor aos resultados experimentais.

Pouco depois, Barbieri (2005) comparou, a partir dos resultados experimentais do escoamento adiabático do fluido refrigerante R-134a, os padrões de escoamento fornecidos pelos mapas de Taitel e Dukler (1976), Steiner (1993), Kattan, Thome e Favrat (1998) e Thome

e Hajal (2003). Este trabalho permitiu demonstrar que mesmo o mapa e Thome e Hajal (2003), que apresentou o melhor desempenho, necessita de aperfeiçoamento.

Em resposta disto, Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) apresentaram um mapa mais atual do que a versão proposta por Kattan, Thome e Favrat (1998). O novo mapa não requer nenhum cálculo iterativo e pode ser facilmente utilizado para regime de escoamento não adiabático. Kanizawa (2011) fez uma comparação dos mapas de padrão de escoamento horizontal de Taitel e Dukler (1976), Kattan, Thome e Favrat (1998) e Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005), conferindo mais acurácia ao mapa de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) em referência a outros mapas.

Por ser o mais atual, acurado e por não precisar de iterações, o mapa de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) foi implementado no código computacional de cálculos do presente trabalho. Na seguinte seção, é apresentada, de forma simplificada, a metodologia dessa implementação. Para análises e estudos mais aprofundados, deve-se consultar a própria referência do trabalho.

2.3.1. Método de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) para padrões de escoamento

O mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) foi desenvolvido para escoamentos horizontais e está ilustrado na FIG 2.3, foi feito para R-407C, $P_{\text{sat}}=8$ bar, $D=6$ mm, $G=361$ kg/m²s e $q=16,9$ kW/m² por Mauro *et al.*(2007).

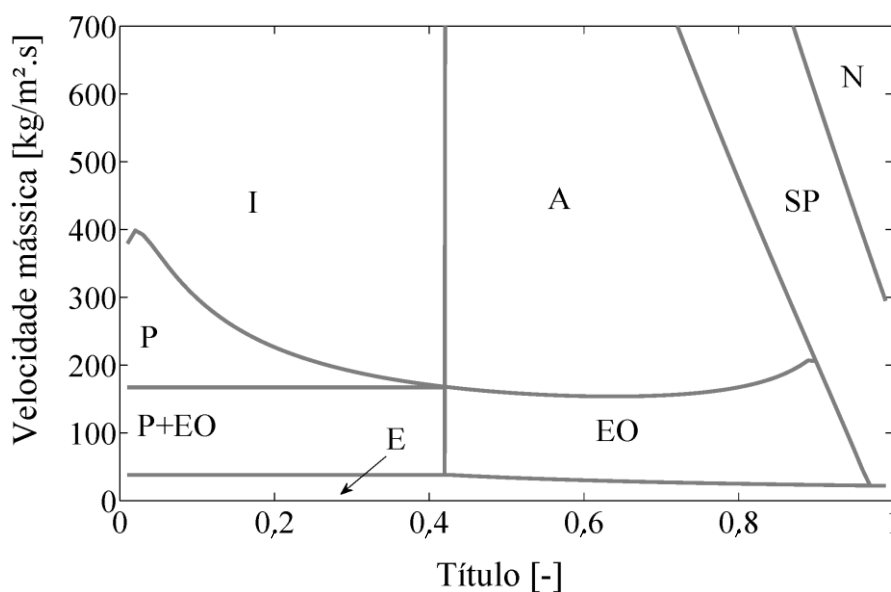


FIGURA 2.3 Mapa de escoamento de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

O mapa da FIG. 2.3 apresenta os seguintes padrões de escoamento bifásico: estratificado (E), Estratificado com ondas (EO), pistonado (P), pistonado mais estratificado com ondas (P+EO), intermitente (I), anular (A), secagem da parede (SP) e névoa (N).

Para calcular as curvas de transição dos padrões de escoamento e indispensável estimar a fração de vazio. Para este modelo é calculada segundo Rouhani e Axelsson (1970):

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,12(1 - x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (2.7)$$

Em relação ao escoamento estratificado liso, conforme ilustrado na FIG. 2.4, as seguintes cinco variáveis geométricas adimensionais devem ser calculadas: área de líquido (A_{lD}), área de vapor (A_{vD}), ângulo estratificado (θ_{estrat}), altura do líquido (h_{lD}) e comprimento da superfície líquida (P_{lD}).

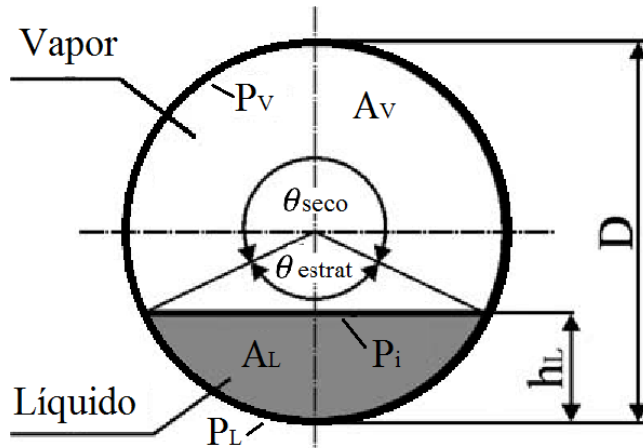


FIGURA 2.4 Diagrama esquemático do escoamento estratificado liso.

$$A_{lD} = \frac{A(1-\alpha)}{D^2} \quad (2.8)$$

$$A_{vD} = \frac{A\alpha}{D^2} \quad (2.9)$$

$$\theta_{estrat} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\alpha) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1-\alpha) + (1-\alpha)^{\frac{1}{3}} - \alpha^{\frac{1}{3}} \right] \\ - \left(\frac{1}{200}\right) (1-\alpha)\alpha [1 - 2(1-\alpha)] [1 + 4((1-\alpha)^2 + \alpha^2)] \end{array} \right\} \quad (2.10)$$

$$h_{lD} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \right) \quad (2.11)$$

$$P_{lD} = \sin \left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \quad (2.12)$$

Primeiro se calcula a curva de transição de estratificado ondulado para anular ou intermitente:

$$G_{ond} = \left\{ \frac{16A_v D^3 g D \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{lD} - 1)^2)^{0,5}} * \left[\frac{\pi^2}{25h_{lD}^2} \left(\frac{\sigma}{\rho_l g D^2} \right) + 1 \right] \right\} + 50 \quad (2.13)$$

A região estratificada com ondas é subdividida em três zonas:

- A região pistonada se encontra em $G_{ond}(x) > G > G_{ond}(x_{IA})$ e $x < x_{IA}$
- O regime é pistonado mais estratificado com ondas quando $G_{estrat}(x) < G < G_{ond}(x_{IA})$ e $x < x_{IA}$
- A zona é estratificada com ondas se $G_{estrat}(x) < G < G_{ond}(x)$ e $x \geq x_{IA}$.

A transição de estratificado liso a estratificado com ondas é calculada com base em:

$$G_{estrat} = \left\{ \frac{226,3^2 A_{lD} A_v D^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} \text{ para } x > x_{IA}$$

$$= G_{estrat}(x_{IA}) \text{ para } x < x_{IA} \quad (2.14)$$

A transição entre intermitente e anular é calculada pelo limite x_{IA} , que estende-se até à sua intersecção com G_{strat} .

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,34^{1/0,875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\} \quad (2.15)$$

O limite da transição entre anular e secagem da parede se calcula com:

$$G_{sec} = \left[\frac{1}{0,235} \left(\ln \left(\frac{0,58}{x} \right) + 0,52 \right) \left(\frac{D}{\rho_v \sigma} \right)^{-0,17} \left(\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right)^{-0,37} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,70} \right]^{0,926} \quad (2.16)$$

O limite da transição entre a secagem da parede e névoa se calcula com:

$$G_{név} = \left[\frac{1}{0,0058} \left(\ln \left(\frac{0,61}{x} \right) + 0,57 \right) \left(\frac{D}{\rho_v \sigma} \right)^{-0,38} \left(\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right)^{-0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,27} \right]^{0,943} \quad (2.17)$$

q é o fluxo de calor e q_{crit} é o fluxo crítico de calor em condições de piscina é dado segundo a correlação de Kutateladze (1948), onde h_{lv} é a entalpia de vaporização.

$$q_{crit} = 0,131\rho_v^{0,5}h_{lv}(g(\rho_l - \rho_v)\sigma)^{0,25} \quad (2.18)$$

As seguintes condições são, em seguida, aplicadas para definir as transições na faixa de título de vapor alto:

- Se $G_{estrat}(x) \geq G_{sec}(x)$, então $G_{sec}(x) = G_{estrat}(x)$.
- Se $G_{ond}(x) \geq G_{sec}(x)$, então $G_{sec}(x) = G_{ond}(x)$.
- Se $G_{sec}(x) \geq G_{név}(x)$, (possível em fluxos baixos de calor e altas velocidades de massa) então $G_{sec}(x) = G_{név}(x)$.

2.4. Modelos para previsão da perda de pressão em tubos lisos

Neste item são apresentados métodos para estimativa da perda de pressão para tubos com escoamentos monofásicos e bifásicos.

2.4.1. Cálculo da perda de pressão monofásica

A perda de pressão ao longo de um tubo horizontal e durante escoamento monofásico é devida ao atrito, e calculada segundo a equação de Fanning, citada por Özışık (1977):

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = f \frac{G^2}{2\rho D} \quad (2.19)$$

O fator de atrito f é estimado em função do número de Reynolds (Re) por meio das EQ. (2.20) e EQ. (2.21), sendo a última proposta recentemente por Fang, Xu e Zhou (2011):

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (2.20)$$

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 10^8 \quad (2.21)$$

2.4.2. Modelos de perda pressão em escoamento bifásico

Segundo Dalkilic (2011), o gradiente total de pressão em um escoamento horizontal com mudança de fase e em regime permanente é a soma dos gradientes de pressão referentes à aceleração do fluido e ao atrito. A queda de pressão devida à aceleração resulta da mudança de fases, que induz uma mudança da velocidade mássica de cada fase. Segundo Carey (1992), essa parcela é dada pela EQ. (2.22):

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{acel} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right] \quad (2.22)$$

A fração de vazio α , em escoamentos horizontais, pode ser calculada pela EQ. (2.7) de Rouhani and Axelsson (1970). Esta correlação, que é recomendada por Wojtan (2004) e Woldeemayat e Ghajar (2007), além de considerar a vazão mássica, leva em conta os efeitos da aceleração da gravidade local g e da tensão superficial σ .

Silva (2012) afirma que a perda de pressão por atrito é devida à dissipação viscosa do fluido com a superfície interna do tubo e entre as fases. Pela impossibilidade de sua determinação analítica, faz-se necessário o desenvolvimento de métodos de previsão baseados em resultados experimentais. Por isso, o efeito do atrito tem sido o tema mais importante nos estudos envolvendo a perda de pressão em escoamentos bifásicos.

Os métodos para estimativa da perda de pressão por atritos dividem-se em três grupos: modelo homogêneo, naqueles baseados em multiplicadores bifásicos e naqueles baseados em padrões de escoamento. As próximas subseções são dedicadas a mostrar com mais detalhes estes métodos.

2.4.2.1. Modelo Homogêneo

No modelo homogêneo para o cálculo da perda de pressão por atrito, considera-se que as fases de líquido e de vapor estejam em equilíbrio térmico e cinético. O escoamento bifásico é tratado como se fosse monofásico e a mistura bifásica é tratada como um pseudofluido com as propriedades calculadas por meio de médias, ponderadas pelo título, das propriedades do líquido e do vapor. O número de Reynolds é obtido usando-se a massa específica da mistura (ρ_h) calculada pela EQ. (2.23) e a viscosidade dinâmica da mistura bifásica (μ_h) calculada pela EQ. (2.24) proposta por McAdams, Woods e Heroman (1942) e recomendado por Xu *et al.* (2012) ou usando a EQ. (2.25) de Cicchitti *et al.* (1960) e recomendada por Li e Wu (2010). Por fim, a perda de pressão por atrito é estimada pela EQ. (2.19), na qual a massa específica é novamente da mistura.

$$\rho_h = \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (2.23)$$

$$\mu_h = \left[\frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \right]^{-1} \quad (2.24)$$

$$\mu_h = x\mu_v + (1-x)\mu_l \quad (2.25)$$

2.4.2.2. Métodos baseados em multiplicadores bifásicos

Lockhart e Martinelli (1949) foram os criadores do modelo de fases separadas. A perda de pressão no escoamento bifásico é dada pelo produto entre a perda de pressão assumindo que apenas uma das fases escoam isoladamente no tubo e um fator de correção denominado multiplicador bifásico:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = \frac{f_l G^2 (1-x)^2}{2\rho_l D} \Phi_l^2 \quad f_l \rightarrow Re_l = \frac{GD}{\mu_l} (1-x) \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = \frac{f_{lo} G^2}{2\rho_l D} \Phi_{lo}^2 \quad f_{lo} \rightarrow Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l} \quad (2.24)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = \frac{f_v G^2 x^2}{2\rho_v D} \Phi_v^2 \quad f_v \rightarrow Re_v = \frac{GD}{\mu_v} x \quad (2.24)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} = \frac{f_{vo} G^2}{2\rho_v D} \Phi_{vo}^2 \quad f_{vo} \rightarrow Re_{vo} = \frac{GD}{\mu_v} \quad (2.24)$$

Φ_l^2 e Φ_v^2 são os fatores de correção, supondo que apenas a fase líquida ou a fase de vapor escoam no tubo com a respectiva vazão daquela fase. Por outro lado, Φ_{lo}^2 e Φ_{vo}^2 são os fatores de correção, supondo que apenas a fase líquida ou a fase de vapor escoam no tubo com a vazão total. Os fatores de atrito são funções do número de Reynolds e dados pelas EQ. (2.20) e (2.21). As correlações baseadas em multiplicadores bifásicos mais importantes e adequadas às condições deste trabalho estão contidas no QUADRO 2.1.

QUADRO 2.1 Correlações baseadas em multiplicadores bifásicos.

Autor	Correlação	Comentário															
Chisholm (1967)	$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}$ $\chi = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{f_l}{f_v}\right)^{0,5}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>C</th> <th>Líquido</th> <th>Vapor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>5</td> <td>Laminar</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>Turbulento</td> <td>Laminar</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>Laminar</td> <td>Turbulento</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>Turbulento</td> <td>Turbulento</td> </tr> </tbody> </table>	C	Líquido	Vapor	5	Laminar	Laminar	10	Turbulento	Laminar	12	Laminar	Turbulento	20	Turbulento	Turbulento	Desenvolvida originalmente a partir de ábacos obtidos por Lockhart e Martinelli (1949), que foram construídos com dados experimentais de ar e líquidos, incluindo benzeno, querosene, água e vários óleos. Tubos entre 1.5-25.8 mm de diâmetro.
C	Líquido	Vapor															
5	Laminar	Laminar															
10	Turbulento	Laminar															
12	Laminar	Turbulento															
20	Turbulento	Turbulento															
Chawla (1967)	$\Phi_{vo}^2 = x^{7/4} \left(1 + S \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l}\right)^{19/8}$	Baseada em escoamento anular considerando o atrito entre as fases líquido e vapor, e o atrito entre o fluido e a parede.															

QUADRO 2.1 Continuação.

Autor	Correlação	Comentário																		
	$S = \left(9,1 \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{1}{Re_{vo} Fr_h} \right)^{0,167} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,9} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,5} \right)^{-1}$ $Fr_h = \frac{G^2}{gD\rho_h^2}$																			
Chisholm (1973)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \{ A[x(1-x)]^{0,875} + x^{1,75} \}$ $Y^2 = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}} \right)$ <table border="1" data-bbox="488 689 970 1155"> <thead> <tr> <th>Y</th> <th>G (kg/m²s)</th> <th>A</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">0 < Y < 9,5</td> <td>G ≤ 500</td> <td>4,8</td> </tr> <tr> <td>500 < G < 1900</td> <td>$\frac{2400}{G}$</td> </tr> <tr> <td>G ≥ 1900</td> <td>$\frac{55}{\sqrt{G}}$</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">9,5 ≤ Y < 28</td> <td>G ≤ 600</td> <td>$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$</td> </tr> <tr> <td>G > 600</td> <td>$\frac{21}{Y}$</td> </tr> <tr> <td>Y ≥ 28</td> <td>-----</td> <td>$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$</td> </tr> </tbody> </table>	Y	G (kg/m ² s)	A	0 < Y < 9,5	G ≤ 500	4,8	500 < G < 1900	$\frac{2400}{G}$	G ≥ 1900	$\frac{55}{\sqrt{G}}$	9,5 ≤ Y < 28	G ≤ 600	$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$	G > 600	$\frac{21}{Y}$	Y ≥ 28	-----	$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$	Obtida a partir dos ábacos originalmente levantados experimentalmente por Baroczy (1966).
Y	G (kg/m ² s)	A																		
0 < Y < 9,5	G ≤ 500	4,8																		
	500 < G < 1900	$\frac{2400}{G}$																		
	G ≥ 1900	$\frac{55}{\sqrt{G}}$																		
9,5 ≤ Y < 28	G ≤ 600	$\frac{520}{Y\sqrt{G}}$																		
	G > 600	$\frac{21}{Y}$																		
Y ≥ 28	-----	$\frac{15.000}{Y^2\sqrt{G}}$																		
Friedel (1979)	$\Phi_{lo}^2 = C_{F1} + \frac{3,24C_{F2}}{Fr_h^{0,045} We_h^{0,035}}$ $C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}} \right)$ $C_{F2} = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7}$ $We_h = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_h}$	Foram utilizados 25.000 dados experimentais, obtidos em testes com escoamentos bifásicos em tubos horizontais e verticais.																		
Grønnerud (1979)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + \left(\frac{\Delta p}{\Delta Z} \right)_{Fr} \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,25} - 1 \right]$ $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Z} \right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})]$ $f_{Fr} = \begin{cases} 1, & Fr_{lo} \geq 1 \\ Fr_{lo}^{0,3} + 0,0055 \left[\ln \left(\frac{1}{Fr_{lo}} \right) \right]^2, & Fr_{lo} < 1 \end{cases}$ $Fr_{lo} = \frac{G^2}{gD\rho_l^2}$	Estabelecida a partir de base em um banco de dados experimentais para R-12 e amônia.																		
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	$\Phi_{lo}^2 = Y^2 x^3 + (1-x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)]$	Baseada na interpolação da perda de pressão monofásica de vapor e líquido.																		

QUADRO 2.1 Continuação.

Autor	Correlação	Comentário
Jung e Radermacher (1989)	$\Phi_{lo}^2 = 30,78x^{1,323}(1-x)^{0,477}p_r^{-0,7232}$	Desenvolvida a partir dos fluidos R-22, R-114, R-12 e R-152a, puros e misturados entre si.
Mishima e Hibiki (1996)	$C = 21(1 - e^{-319D})$	A partir da correlação de Chisholm (1967), os autores propuseram esta equação para o cálculo de C
Wang, Chiang e Lu (1997)	Para $G > 200kg/m^2s$ $\Phi_v^2 = 1 + 9,397\chi^{0,62} + 0,564\chi^{2,45}$	Estabelecida com base em dados experimentais de R-22, R-134a e R-407C no interior de um tubo de 6,5 mm de diâmetro
Tran <i>et al.</i> (2000)	$\Phi_{lo}^2 = 1 + (4,3Y^2 - 1)\{[x(1+x)]^{0,875}La + x^{1,75}\}$ $La = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)D^2}}$	Aplicável para o R-134a, R-113 e R-12 em tubos lisos, com pressões entre 138-864 kPa, velocidades mássicas de 33-832 kg/m ² s.
Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004)	Para $G < 200kg/m^2s$ $\Phi_l^2 = 0,8 Fr_l^{-0,45}$ $Fr_l = \frac{G^2(1-x)^2}{gD\rho_l^2}$ Para $G > 200kg/m^2s$ $\Phi_l^2 = 1 + \frac{3}{\chi^{0,83}}$	Baseada em dados experimentais do R-134a no interior de um tubo de 7,0 e 9.52 mm de diâmetro.
Sun e Mishima (2009)	Para fluxo laminar: $C = 26 \left(1 + \frac{Re_l}{1000}\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{0,153}{0,8 + 0,27La}\right)\right]$ Para fluxo turbulento: $\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi^{1,19}} + \frac{1}{\chi^2}$ $C = 1,79 \left(\frac{Re_v}{Re_l}\right)^{0,4} \sqrt{\frac{1-x}{x}}$	Baseada em 2.092 pontos experimentais com R-123, R-134a, R-22, R-236ea, R-245fa, R-404A, R-407C, R-410A, R-507, CO ₂ , água e ar em tubos entre 0,506 - 12 mm de diâmetro.
Xu e Fang (2012)	$\Phi_{lo}^2 = \{Y^2x^3 + (1-x)^{1/3}[1 + 2x(Y^2 - 1)]\}Z$ $Z = [1 + 1,54(1-x)^{0,5}La^{1,47}]$	É uma modificação da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).

2.4.2.3. Método baseado em padrões de escoamento

Também nomeado método de análise fenomenológica, são modelos desenvolvidos individualmente para cada padrão considerando a topologia de distribuição das fases. Estes métodos utilizam mapas de padrão de escoamento para a previsão do padrão local e podem utilizar as curvas de transição como parâmetros para estimativa da perda de pressão (Kanizawa, 2011). Na sequência é descrito o método de previsão de perda de pressão proposto por Quiben e Thome (2007) e o trabalho de Grauso *et al.* (2014).

- Método de Quiben e Thome (2007)

O método consiste em obter analiticamente a perda de pressão de acordo com os vários padrões de escoamento. Usando dados experimentais, esses pesquisadores desenvolveram um modelo de análise fenomenológica no qual cada regime de escoamento é tratado separadamente, mas que assegura uma transição suave entre a queda de pressão nas fronteiras de transição entre os padrões de escoamento.

O estudo foi baseado em um banco de dados do R-134a, R-22 e R-410A, em tubos com diâmetros de 8 mm e 13,8 mm e com velocidades mássicas entre 70 kg/m²s e 700 kg/m²s. Tomando o mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) foi estabelecido que, para o padrão de escoamento anular, a perda de pressão é estimada a partir da tensão de cisalhamento, sendo dada pela seguinte expressão:

$$\frac{\Delta p_{anular}}{L} = 4 \frac{\tau_i}{D} \quad (2.25)$$

A tensão interfacial cisalhante entre as fases líquido e vapor é dada pela seguinte expressão:

$$\tau_i = f_{anular} \frac{1}{2} \rho_v (u_v - u_l)^2 \quad (2.26)$$

As velocidades de cada fase são estimadas pelas EQ. (2.27) e EQ. (2.28), sendo a fração de vazio dada pela EQ. (2.7).

$$u_v = \frac{G \cdot x}{\rho_v \alpha} \quad (2.27)$$

$$u_l = \frac{G \cdot (1-x)}{\rho_v (1-\alpha)} \quad (2.28)$$

Para a estimativa do fator de atrito interfacial, relacionado à rugosidade da interface, foi proposta uma correlação onde seus coeficientes foram ajustados a partir de resultados experimentais para a perda de pressão durante escoamento anular levantados pelos autores. A correlação obtida é dada por:

$$f_{anular} = 0,67 \left[\frac{\delta_f}{D} \right]^{1,2} \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g \delta_f^2}{\sigma} \right]^{-0,4} \left[\frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^{-0,08} We_l^{-0,034} \quad (2.29)$$

Com a espessura do filme de líquido é dada pela equação:

$$\delta_f = \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \frac{2A_l}{(2\pi - \theta_{seco})}} \quad (2.30)$$

Destaca-se que, para o regime anular e para a região pistonada mais intermitente, o ângulo seco é nulo.

Para a determinação do termo envolvendo a tensão superficial na EQ. (2.29), os autores consideraram efeitos de instabilidades, baseado na teoria de Kelvin-Helmholtz.

O último termo da expressão do fator de atrito é o número de Weber do líquido, dado por:

$$We_l = \frac{u_l^2 D \rho_l}{\sigma} \quad (2.31)$$

Para o regime intermitente e pistonado, foi considerada uma interpolação entre a perda de pressão para escoamento monofásico de líquido e bifásico anular, de modo a respeitar os limites $0 \leq x \leq x_{IA}$. Como resultado obtém-se a seguinte equação:

$$\Delta p_{pistonado+intermitente} = \Delta p_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}} \right)^{0,25} + \Delta p_{anular} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}} \right)^{0,25} \quad (2.32)$$

O termo Δp_{lo} é a perda de pressão para toda a mistura escoamento como líquido, segundo EQ. (2.9), α_{IA} é a fração de vazio para a transição entre intermitente e anular, dado pela EQ. (2.7), e com o título de transição dado pela EQ. (2.15), e Δp_{anular} é a perda de pressão para escoamento anular conforme EQ. (2.25).

Para o regime de escoamento estratificado ondulado, foi considerada a composição dos fatores de atrito para a região seca e para a região da parede em contato com o líquido em função do ângulo de secagem de parede dado por:

$$\theta_{seco} = \left[\frac{G_{ond}-G}{G_{ond}-G_{estrat}} \right]^{0,61} \theta_{estrat} \quad (2.33)$$

Os termos da EQ. (2.33) são calculados com EQ. (2.10), EQ. (2.13) e EQ. (2.14). Como resultado, o fator de atrito para o escoamento segundo padrão estratificado ondulado é dado pela seguinte equação:

$$f_{estrat-ond} = \frac{\theta_{seco}}{8\pi} f_v + \left(1 - \frac{\theta_{seco}}{2\pi}\right) f_{anular} \quad (2.34)$$

Portanto, a perda de pressão para o padrão de escoamento estratificado ondulado é dada por:

$$\frac{\Delta p_{estrat-ond}}{L} = 4f_{estrat-ond} \frac{\rho_v u_v^2}{2D} \quad (2.35)$$

Para o padrão de escoamento pistonado-estratificado, a perda de pressão é dada pela interpolação da perda de pressão para escoamento monofásico de líquido e estratificado ondulado, resultando na seguinte relação:

$$\Delta p_{pistonado+estrat-ond} = \Delta p_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \Delta p_{estrat-ond} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \quad (2.36)$$

A abordagem adotada para o escoamento em névoa é a de considerá-lo como um pseudofluido, com suas propriedades ponderadas segundo o modelo homogêneo. Esta hipótese é razoável, pois, durante o escoamento em névoa, ambas as fases escoam com velocidades próximas. A expressão proposta para a perda de pressão durante o escoamento em névoa é dada por:

$$\frac{\Delta p_{névoa}}{L} = \frac{f_h G^2}{2D\rho_h} \quad (2.37)$$

A perda de pressão para o padrão de secagem de parede é dada pela interpolação entre as perdas de pressão para escoamento em névoa e o padrão de escoamento imediatamente anterior ao início da secagem de parede, correspondente ao anular ou estratificado ondulado. A expressão para estimativa da perda de pressão é dada por:

$$\Delta p_{secagem} = \Delta p_{is} - \frac{x-x_{is}}{x_{ts}-x_{is}} [\Delta p_{is} - \Delta p_{ts}] \quad (2.38)$$

Onde x_{ts} é o título no fim do regime de secagem de parede e x_{is} é o título no início desta região. Estes títulos são calculados de acordo com EQ. (2.39) e EQ. (2.40). Δp_{is} é a queda de pressão de atrito no título inicial, calculado com EQ. (2.25) para fluxo anular, ou com EQ. (2.35) para o fluxo estratificado-ondulado, e Δp_{ts} é a queda de pressão por atrito no título final, calculada considerando o título final com a EQ (2.37).

$$x_{is} = 0,58e^{0,52-0,235We_{vo}^{0,17}Fr_{vo}^{0,37}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0,25}\left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,70}} \quad (2.39)$$

$$x_{ts} = 0,61e^{0,57-0,005We_{vo}^{0,38}Fr_{vo}^{0,15}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0,09}\left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,27}} \quad (2.40)$$

Os autores consideraram abordagens distintas para o padrão de escoamento estratificado baseado no título de vapor da mistura. Para título superior ou igual a x_{IA} , a perda de pressão é estimada através do fator de atrito dado por:

$$f_{estrat} = \frac{\theta_{estrat}}{8\pi} f_v + \left(1 - \frac{\theta_{estrat}}{2\pi}\right) f_{anular} \quad (2.41)$$

$$\frac{\Delta p_{estrat(x \geq x_{IA})}}{L} = 4f_{estrat} \frac{\rho_v u_v^2}{2D} \quad (2.42)$$

Para padrão de escoamento estratificado, com título de vapor inferior a x_{IA} , a estimativa da perda de pressão por atrito é dada por:

$$\Delta p_{estrat(x < x_{IA})} = \Delta p_{lo} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \Delta p_{estrat(x \geq x_{IA})} \left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \quad (2.43)$$

onde $\Delta p_{estrat(x \geq x_{IA})}$ é a perda de pressão por atrito avaliada para o título atual usando a EQ. (2.42).

De esta forma conclui-se o cálculo da perda de pressão para todos os regimes de escoamento bifásico. Este método foi avaliado por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) para os refrigerantes R-22 e R-410A, apresentando ótimos resultados de até 100% dos pontos estimados na faixa de erro $\pm 30\%$.

- Método de Grauso *et al.* (2014)

Recentemente, foi proposto um modelo de análise fenomenológico para o escoamento bifásico anular, visando mais simplicidade de execução e que contemple o efeito da pressão reduzida. Neste modelo, a queda de pressão por atrito pode ser calculada por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} = \frac{f_v \left(\frac{Gx}{\alpha}\right)^2}{2D\rho_v} \quad (2.44)$$

A fração de vazio neste caso é calculada pelo modelo de Zivi (1964) por sua simplicidade:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3}} \quad (2.45)$$

O fator de atrito do vapor f_v , é calculado usando a equação de Colebrook modificada por Chen (1979):

$$\frac{1}{\sqrt{f_v}} = -4 \log \left[\frac{\varepsilon_{rel}}{3,7065} - \frac{5,0452}{Re_v} \log \left(\frac{\varepsilon_{rel}^{1,1098}}{2,8257} \right) + \frac{5,8506}{Re_v^{0,8981}} \right] \quad (2.46)$$

O número de Reynolds do vapor é estimado como:

$$Re_v = \frac{\frac{Gx}{\alpha} D \sqrt{\alpha}}{\mu_v} \quad (2.47)$$

A rugosidade relativa é calculada assim:

$$\varepsilon_{rel} = K \frac{\left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g \delta_f^2}{\sigma} \right]^{-0,4}}{D \alpha^{0,5}} \quad (2.48)$$

Com a espessura do filme de líquido é dada por:

$$\delta_f = \frac{D(1-\alpha^{0,5})}{2} \quad (2.49)$$

O parâmetro K foi calculado por ajuste experimental em função do número de Reynolds de vapor e da pressão reduzida:

$$K = 0.0555 Re_v^{0,19} (1 - p_r)^{-2} \quad (2.50)$$

2.5. Antecedentes na literatura

Esta seção apresenta estudos da literatura sobre avaliação e comparação entre resultados experimentais e métodos de previsão da perda de pressão por atrito em fluidos refrigerantes em condições semelhantes às deste trabalho.

Ould Didi *et al.* (2002) avaliaram 7 modelos com os dados experimentais da evaporação do R-134a, R-123, R-402A, R4-04A e R-502 em tubos horizontais de 10,92 mm e 12,0 mm de diâmetro, com velocidade mássica de 100 kg/m²s a 500 kg/m²s e títulos de vapor entre 0,04 e 1,0. Em geral, a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e de Grönnerud (1979) são as mais citadas como aquelas que fornecem as previsões mais exatas, seguidas do método de Friedel (1979).

Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004) estudaram fluido refrigerante R-134a em mudança de fase em tubos lisos de cobre de 7,0 mm, 7,93 mm e 9,52 mm de diâmetro externo. As velocidades mássicas e os títulos variaram nas seguintes faixas de 70 kg/m² a 1100 kg/m²s, e o título de 5% a 95%. O regime de escoamento anular foi observado durante a maior parte das condições de funcionamento. A correlação Jung e Radermacher (1989) se ajustou com precisão razoável aos dados experimentais.

Greco e Vanoli (2006) compararam os fluidos refrigerantes R-22, R-507, R-404A, R-134a, R-407C e R-410A em pressão de evaporação de 7 bar, velocidade mássica entre 280 kg/m²s e 1080 kg/m²s para escoamento em um tubo horizontal de 6,0 mm de diâmetro interno. Usando 9 correlações para a predição de pressão, aquela que melhor se ajustou foi a correlação de Chawla (1967).

Mauro *et al.* (2007), avaliaram 5 métodos de predição de queda de pressão em escoamento bifásico, utilizando 1110 dados experimentais de 7 fluidos (R-22, R-134a, R-404A, R-407C, R-410A, R-417A e R-507A) em um tubo de 6,0 mm de diâmetro interno com velocidade mássica na faixa de 190 kg/m²s e 1150 kg/m²s e um fluxo de calor entre 5 kW/m² e 40 kW/m². As comparações mostraram que os métodos de Grönnerud (1979) e Quiben e Thome (2007) foram igualmente os melhores.

Revellin e Haberschill (2009), em uma base de dados de 485 pontos experimentais e usando quatro refrigerantes (R-22, R-407C, R-410A e R-134a) compararam os resultados com quatro correlações e o modelo fenomenológico de Quiben e Thome (2007), concluindo que a correlação de Grönnerud (1979) e Quiben e a de Thome (2007) exibiram a melhor previsão.

Sun e Mishima (2009) compararam 11 correlações com os dados experimentais de R-123, R-134a, R-22, R-236ea, R-245fa, R-404A, R-407C, R-410A, R-507, CO₂, água e ar. Os diâmetros variam de 0,506 mm a 12,0 mm. Os resultados indicaram que, para os refrigerantes, as correlações de Sun e Mishima (2009) e de Müller-Steinhagen e Heck (1986) são muito próximas entre si e dão uma melhor estimativa do que as outras correlações avaliadas.

Li e Wu (2010) comparou 12 correlações com uma base de dados que contém 769 pontos de 12 fluidos diferentes, para uma ampla faixa de condições de operação. Verificou-se

que, em relação aos métodos baseados em multiplicadores bifásicos, a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou a melhor previsão, seguida da correlação de Friedel (1979). Por outro lado, das correlações com base no modelo homogêneo, esses pesquisadores descobriram que a correlação de Cicchitti *et al.* (1960) foi a melhor.

Xu e Fang (2012) obtiveram 2622 pontos experimentais de 15 refrigerantes, usando diâmetros hidráulicos de 0,81 mm a 19,1 mm, velocidades mássicas entre 25,4 kg/m²s e 1150 kg/m²s e um fluxo de calor de 0,6 kW/m² a 150 kW/m². Foram avaliadas 30 correlações com base nos dados experimentais. Verificou-se que as melhores correlações foram a correlação de Xu e Fang (2012) e a de Müller-Steinhagen e Heck (1986).

Xu *et al.* (2012) avaliaram 29 correlações com 3480 pontos experimentais obtidos a partir da literatura, com a faixa de diâmetros hidráulicos de 0,695 mm a 14,0 mm e velocidades mássicas de 8 kg/m²s a 600 kg/m²s, concluindo que, de uma forma geral, as correlações de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e de Sun e Mishima(2009) podem prever razoavelmente bem todo o banco de dados sob várias condições.

Grauso *et al.* (2013) estudaram o refrigerante R-1234ze(E), que, como o R-407C, tem baixo GWP. Análises e comparações foram feitas para o coeficiente de transferência de calor, gradiente de pressão por atrito adiabático e padrões de escoamento bifásico. Os testes experimentais foram realizados em um tubo circular de 6,0 mm de diâmetro interno, para temperaturas de saturação entre 2,9 °C e 12,1 °C, velocidade mássica entre 146 kg/m²s e 520 kg/m²s e fluxo de calor entre 5,0 kW/m² e 20,4 kW/m². Os resultados experimentais foram comparados aos obtidos no mapa de padrões de escoamento bifásico proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005), verificando-se boa concordância dos valores. A queda de pressão encontrada experimentalmente foi comparada com cinco correlações, sendo que a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou a maior quantidade de pontos estimados com erro menor a 30%. A correção de Friedel (1979) mostrou boa concordância para o regime de fluxo anular, e o modelo de Quiben e Thome(2007) para a região de fluxo pistonado e intermitente.

Recentemente, Grauso *et al.* (2014) estudaram experimentalmente a perda de pressão por atrito para escoamento bifásico e adiabático para CO₂ e R-410A em uma ampla faixa de pressão reduzida (0,19-0,52 para R-410A e 0,57-0,64 e para o CO₂) e velocidade mássica (150 kg/m²s até 500 kg/m²s) em um tubo liso horizontal de 6,0 mm de diâmetro interno, recolhendo 1.214 novos pontos de dados. Também foram comparados bancos de dados de vários fluidos (CO₂, R-410A, R-134a e R-1234ze(E)) com 7 métodos de previsão da perda de

pressão em escoamento bifásico. As melhores estimativas estão na correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Grauso *et al.* (2014).

Manavela *et al.* (2014) forneceram dados experimentais do refrigerante R-134a com o objetivo de estudar os parâmetros que influenciam no comportamento da queda de pressão de um fluido em ebulição através de um tubo horizontal em função da vazão mássica. A curva característica da queda de pressão em um tubo aquecido é extremamente importante em relação às questões de estabilidade. Esta função característica pode apresentar um declive negativo, que geralmente não é desejado. Quando a pressão de trabalho é aumentada, esta inclinação negativa diminui. A temperatura de entrada tem uma influência inversamente proporcional sobre a presença do declive negativo da curva. A potência de aquecimento parece ter uma pequena influência sobre a inclinação negativa, sendo proporcional a ele.

Manavela, Fernandino e Dorao (2014) apresentaram um estudo da transferência de calor e da perda de pressão para R-134a a uma temperatura de saturação de aproximadamente 34 °C, em escoamento bifásico em um tubo horizontal liso de 5,0 mm de diâmetro interno. Além disso, fizeram a comparação dos seus resultados de queda de pressão em escoamento bifásico com 3 correlações, e obtiveram que o melhor resultado foi dada pela correlação de Grønnerud (1979).

Garcia *et al.* (2014) apresentaram um estudo comparativo de 11 correlações para perda de pressão em escoamento bifásico, re coletando dados da literatura para o fluido R-407C, com fluxo de calor 12 kW/m² a 24 kW/m², pressões de saturação 600 kPa a 1000 kPa, velocidades mássicas entre 300 kg/m²s a 600 kg/m²s. Os resultados mostraram que as melhores correlações foram Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Sun e Mishima (2009).

2.6. Conclusões

Em resumo, para o estudo da queda de pressão do escoamento em um tubo horizontal liso de fluido R-407C em ebulição, o mapa de padrões de escoamento mais indicado, e que será utilizado neste trabalho, é o proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005). Foi feita uma seleção de 17 correlações compatíveis com as condições de operação deste trabalho, e todas serão usadas para estimar este tipo de perda de pressão. Em geral, após os anos 2000, os estudos apresentados para a perda de pressão em escoamento bifásico para fluidos refrigerantes em tubos lisos e horizontais apontam que a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) é aquela que fornece os resultados mais precisos. Porém, a maioria destes estudos contém limitações experimentais para o fluido R-407C.

Assim, o fluido R-407C tem sido muito pouco estudado em relação à perda de pressão bifásica ao escoar através de um tubo circular, liso e horizontal. A maioria de correlações para prever este tipo de queda de pressão não incluíram o R-407C em sua base de dados de experimentais. Portanto, é necessário avançar nas pesquisas para verificar se as correlações apontadas na literatura como as melhores são realmente aplicáveis para misturas zeotrópicas, em particular, para o R-407C.

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta a descrição da bancada experimental utilizada para o desenvolvimento deste estudo. O capítulo também aborda os procedimentos experimentais e o tratamento dos dados experimentais. Finalmente são mostradas as incertezas dos dados medidos.

3.1. Equipamento experimental

O banco de ensaios experimentais usados neste estudo encontra-se no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) do Departamento de Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (DEMEC). Esta bancada já foi utilizada em trabalhos anteriores, entre eles Porto, Machado e Coimbra (2013) e Rezende *et al.* (2014). A FIG. 3.1 mostra o diagrama esquemático do banco de ensaios, com destaques para o circuito principal (R-407C) e o circuito de refrigeração (R-134a, água fria, água quente), esse último com a função de fornecer água gelada para condensar o fluido R-407C. O QUADRO 3.1 apresenta a nomenclatura da FIG. 3.1.

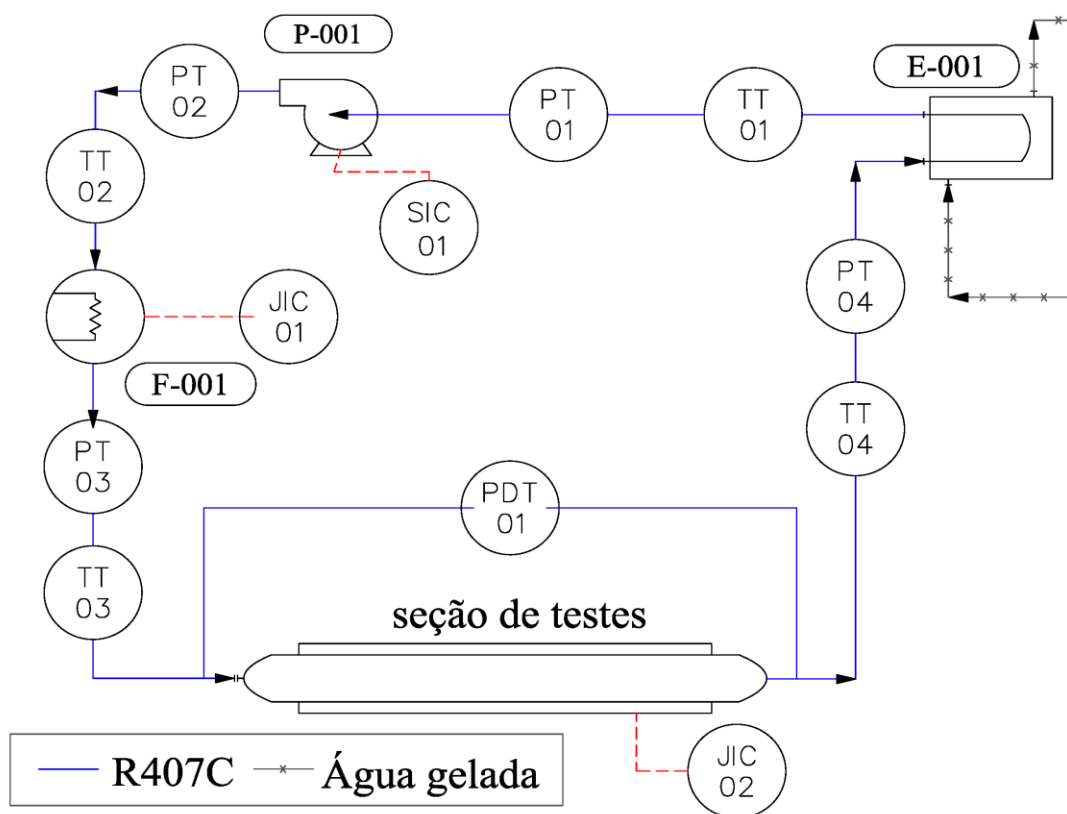


FIGURA 3.1 Diagrama esquemático do banco de testes.

QUADRO 3.1 Elementos do banco de testes

CÓDIGO	NOME
C-001	Compressor
E-001	Condensador do R407C
F-001	Pré-aquecedor
JIC-0X	Controlador e indicador de potência
P-001	Micro-bomba
PT-0X	Transmissor de pressão
PDT-01	Transmissor de pressão diferencial
SIC-0X	Variador de velocidade
TT-0X	Transmissor de temperatura

3.1.1. Circuito principal

O circuito principal é onde circula o fluido de testes em circuito fechado (R-407C). Ele construído com recursos do projeto de pesquisa financiado recentemente pela FAPEMIG (projeto TEC-APQ 039/2009). A FIG. 3.2 mostra o banco, composto, basicamente, por um condensador, uma micro-bomba, um pré-aquecedor, uma seção de testes e um tubo de visualização.

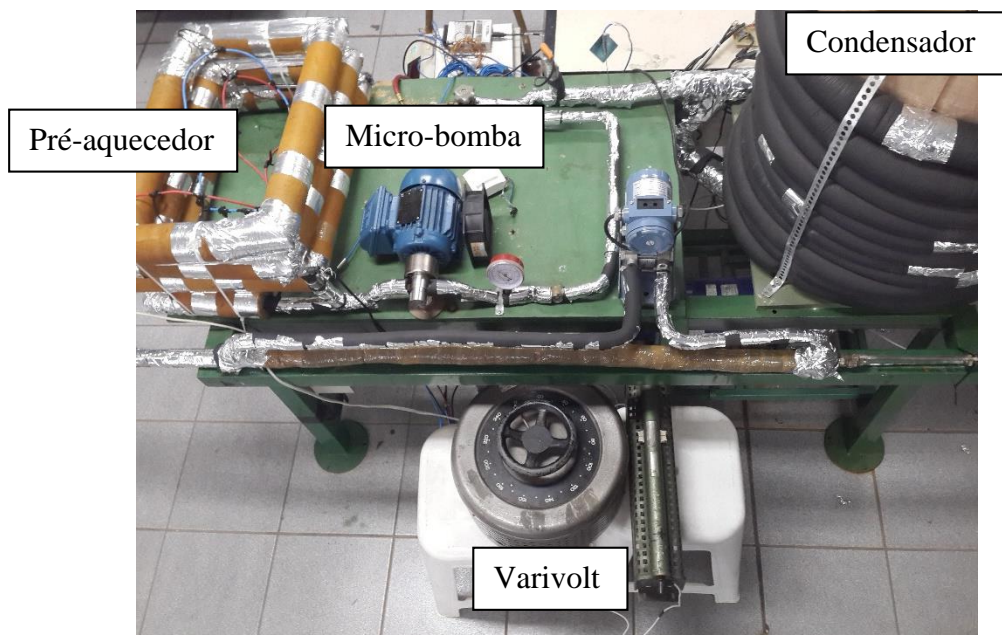


FIGURA 3.2 Vista do banco de testes

O fluido de trabalho entra no estado de líquido na micro-bomba. Em seguida, o fluido ligeiramente pressurizado entra no pré-aquecedor, que fornece calor ao fluido, provocando uma mudança de fase. Assim, o fluido sai do pré-aquecedor, e entra na seção de testes, como uma mistura líquido-vapor com título x_1 . Na sequência, essa mistura recebe uma pequena quantidade de calor por meio de uma resistência elétrica, de modo que o título x_2 na saída é apenas ligeiramente maior que x_1 . O fluido, nessas condições, passa pelo tubo de visualização, e, por fim, entra no condensador, onde cede calor para a água fria. Assim, o fluido sai do condensador no estado de líquido comprimido, condição em que entra micro-bomba, reiniciando o ciclo.

3.1.1.1. Micro-bomba

Para a circulação do fluido de trabalho é utilizada uma bomba de engrenagens do modelo Series GJ-N23 do fabricante MICROPUMP, com deslocamento nominal de 0,64 ml por rotação. A micro-bomba é acionada por um motor trifásico com potência nominal de 0,12 kW e rotação máxima de 1130 rpm, do fabricante WEG. O eixo do motor acha-se acoplado magneticamente ao eixo da micro-bomba por meio de ímãs de neodímio (FIG. 3.3). Assim, a micro-bomba gera uma vazão do R-407C sem contaminação de óleo.



FIGURA 3.3 Fotografia do conjunto da Micro-bomba.

A vazão de refrigerante na micro-bomba é ajustada por meio de um inversor de frequência, que alimenta o motor elétrico da bomba, do fabricante WEG, modelo CFW08, de potência nominal 1,5 kW e com uma faixa de frequências de alimentação de 0 a 60 Hz.

3.1.1.2. Pré-aquecedor

O pré-aquecedor, o qual é um tubo de 4,5 mm de diâmetro interno e 6 m de comprimento, enrolado e envolvido por uma resistência elétrica de 2,5kW de potência. O conjunto está isolado externamente com tubos de lã de vidro concêntricos. A potência do pré-aquecedor pode ser ajustada por meio de um variador de tensão (VARIAC), de acionamento manual, de 3 kVA de potência máxima. A potência fornecida é medida através da leitura de diferença de potencial e corrente na saída do VARIAC.

3.1.1.3. Visor

Consiste de um tubo de vidro de 300 mm de comprimento e de 9,0 mm de diâmetro interno, e está localizado na saída da seção de testes. Tem o objetivo de permitir a observação dos padrões de escoamento bifásicos do fluido de trabalho, seja por visualização direta ou por registros fotográficos e de vídeos.

3.1.1.4. Seção de testes

A seção de testes apresenta comprimento total de 1,0 m e diâmetro interno de 8,0 mm. Esse tubo é aquecido eletricamente por uma resistência de fita enrolada na superfície exterior, proporcionando um fluxo máximo de calor de 5,0 kW/m². A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual e de 1,0 kVA de potência máxima. A potência fornecida é medida através da leitura da diferença de potencial e da corrente consumida por um voltímetro e um amperímetro de boa precisão. Para reduzir as trocas de calor com o ambiente externo, a seção de testes é isolada termicamente com lã de vidro.

3.1.1.5. Condensador

É um trocador de calor de tubos concêntricos enrolado em hélice, que tem por finalidade condensar o refrigerante após a saída da seção de visualização para garantir o estado líquido ao chegar à bomba. No condensador, o fluido refrigerante escoar pelo tubo interior de 8 mm de diâmetro interno e troca calor com uma solução de água e etileno-glicol que passa pela seção anular. O condensador é isolado termicamente com espuma elastomérica.

3.1.1.6. Medidor de vazão

O medidor de vazão do circuito principal é o próprio conjunto micro-bomba/inversor de frequência. Segundo o fabricante da micro-bomba, essa apresenta um deslocamento volumétrico de 0,64 mL/rotação. Assim, de posse da frequência de rotação ajustada e registrada no inversor de frequência, é possível determinar a vazão volumétrica imposta pela micro-bomba.

3.1.1.7. Medição de pressão

As tomadas de pressão do circuito principal de ensaios são realizadas em quatro pontos distintos: entrada e saída do pré-aquecedor e entrada e saída do condensador, como indicado na FIG. 3.1. Estas medidas são feitas por transmissores de pressão manométrica da empresa NOVUS modelo NP430D com uma faixa de 0-20 bar.

A medida da perda de pressão entre a entrada e a saída da seção de testes é realizada pelo transmissor de pressão diferencial modelo NCS-PT105, fabricado pela MICROCYBER, que tem com uma faixa de medida de 0,374 kPa até 37,4 kPa.

3.1.1.8. Medição de temperatura

Para determinação das temperaturas foram utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan). Esse termopar foi escolhido por apresentar uma faixa de temperatura (-184°C a 270°C) mais adequada para o presente trabalho, compatível com os valores de temperaturas em todos os ensaios realizados. Os termopares possuem diâmetros reduzidos, de 1,5 mm, e um comprimento de bainha de 10 cm, são encapsulados e com isolamento mineral, de forma que as perturbações nas medidas são muito reduzidas.

3.1.1.9. Sistema de aquisição de dados

A aquisição e o registro dos dados experimentais de temperatura e pressão foram realizados através de uma placa NI 9213 para os sinais dos termopares e NI USB 6211 para as medições de pressão, ambas de fabricação da NATIONAL INSTRUMENTS, que permitem a comunicação com um computador. A partir de uma interface em LabVIEW[®] são monitoradas em tempo real e salvas as temperaturas e pressões acima mencionadas.

3.1.2. Circuito de refrigeração

O banco de apoio é uma máquina de refrigeração típica, e está mostrada na FIG. 3.6. Ela trabalha com o refrigerante R-134a. Sua função é fornecer água fria para o condensador do banco de testes. Essa máquina faz parte de um banco de testes de bombas de calor/sistemas de climatização, que foi projetado e construído com recursos de dois projetos de pesquisa: projeto FAPEMIG no biênio 1998/1999 e ampliação pelo projeto ANEEL de 2004. A bancada está bem instrumentada e dotado de controlador PID de temperatura da água gelada e de um compressor de rotação variável, acionado por um conjunto motor elétrico/inversor de frequência. É possível controlar a temperatura da água no condensador, que pode variar de 5 °C a 20 °C. De uma forma geral, a temperatura do R-407C é aproximadamente 2 °C abaixo da temperatura de entrada da água no condensador do banco de testes. Assim, por exemplo, para ajustar a temperatura do R-407C em 7 °C, a água fria no circuito de apoio é regulada em aproximadamente 5 °C.



FIGURA 3.4 Vista geral do banco de apoio.

3.2. Procedimento de ensaio

Nesta subseção são descritos os procedimentos experimentais para a realização de ensaios com dois tipos de escoamentos do fluido R-407C: monofásico (líquido) e bifásico (líquido-vapor). No início dos ensaios, o banco de apoio é ligado e é aguardado um tempo para a água atingir uma temperatura pré-determinada.

3.2.1. Testes com escoamento monofásico

Os ensaios realizados com escoamento monofásico (líquido) têm por objetivo principal validar a bancada experimental, determinando as perdas de calor no pré-aquecedor e na seção de teste. Também é determinada a perda de pressão na seção de teste, comparando com correlações para o escoamento interno monofásico. Em cada um desses testes, a micro-bomba foi ligada e a vazão foi ajustada por meio do variador de frequência. Em seguida, aplicou-se uma potência de aquecimento no pré-aquecedor e outra na seção de testes, sempre garantindo a presença de líquido sub-resfriado nessas partes do circuito. Em seguida, aguardou-se o estabelecimento do regime permanente, fato que ocorreu sistematicamente e aproximadamente 15 minutos após a micro-bomba ser ligada. Por fim, foram realizadas as medidas de temperatura e pressão na entrada e saída do pré-aquecedor e da seção de teste. Este procedimento foi repetido com várias combinações de vazões e potências elétricas para permitir a realização de balanços de energia no pré-aquecedor e na seção de testes.

Em um segundo tipo de ensaios com escoamento monofásico, somente a vazão do R-407C foi variada, sem acionamento das resistências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes. Nesses ensaios, o objetivo foi o de determinar as perdas de pressão na seção de teste.

Uma vez que as análises dos resultados obtidos para o escoamento monofásico de líquido mostraram-se consistentes, os ensaios em escoamento bifásico foram conduzidos.

3.2.2. Testes com escoamento bifásico

Após realização dos ensaios em escoamento monofásico de líquido, retirou-se certa quantidade de fluido refrigerante do circuito principal, possibilitando a realização dos ensaios em escoamento bifásico. Para começar esses ensaios, acionou-se a micro-bomba e ajustou-se a vazão do R-407C por meio do variador de frequência, bem como as potências elétricas no pré-aquecedor e na seção de teste. As condições de cada ensaio foram estabelecidas na seguinte sequência: (1) os valores para o fluxo de calor aplicado na seção de testes e a vazão mássica foram mantidos constantes, ajustando-se apenas o valor da potência elétrica aplicada no pré-aquecedor; (2) para cada uma dessa última potência, aguardava-se a estabilização do sistema; (3) após essa estabilização, as temperaturas, pressões, potências elétricas e vazão do R-407C foram medidas.

O padrão de procedimento descrito acima foi repetido para vários diâmetros, velocidades mássicas, pressões de saturação e fluxos de calor na seção de testes. Ao final dos ensaios, uma nuvem de pontos foi levantada, permitindo estudar a influência dos parâmetros

acimas mencionados e do título do R-407C na perda de pressão em escoamentos bifásicos desse fluido refrigerante.

3.3. Tratamento de dados experimentais

Os resultados das medidas experimentais foram tratados visando dar sequência ao estudo do escoamento bifásico e a obtenção de parâmetros que facilitam a análise do comportamento da perda de pressão nesse tipo de escoamento. O tratamento de dados foi feito no software Matlab® e as propriedades do fluido foram obtidas do software EES®.

3.3.1. Velocidade mássica

Habitualmente, nos estudos sobre escoamento bifásico, a vazão mássica é convertida em um parâmetro chamado de velocidade mássica, definida pelo quociente entre a vazão mássica e a área da seção transversal de passagem do fluido. Escrevendo essa área em função do diâmetro do tubo, obtemos a EQ. (3.1) para calcular a velocidade mássica.

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2} \quad (3.1)$$

3.3.2. Perdas de calor nos dispositivos de aquecimento

As perdas de calor no pré-aquecedor e na seção de testes foram avaliadas comparando-se a potência elétrica fornecida a cada componente com a taxa de calor absorvido pelo fluido. Assim, conforme a EQ. (3.2), a eficiência de absorção de calor pelo fluido R-407C em cada componente foi determinada por:

$$\eta = \frac{\dot{m}(h_s - h_e)}{VI} \quad (3.2)$$

A diferença de entalpia entre a saída e a entrada de cada componente, $(h_s - h_e)$, foi calculada a partir das medições da temperatura e da pressão, enquanto a potência elétrica foi calculada pelo produto diferença de potencial, V , e corrente, I .

3.3.3. Fluxo de calor

O fluxo de calor q , da seção de testes, é calculado através da razão entre a taxa de calor aplicado na seção de testes, Q_s , e a área da superfície interna do tubo, A_s , conforme a seguinte equação:

$$q = \frac{Q_s}{A_s} \quad (3.3)$$

Considerando as perdas de calor presentes na seção, pode-se expressar a taxa de calor como o produto da potência elétrica, P_s , e a eficiência, η_s . Por outro lado, a área é função do comprimento da seção e o diâmetro do tubo. Por fim, o fluxo de calor é dado pela seguinte equação:

$$q = \frac{P_s \eta_s}{\pi DL} \quad (3.3)$$

3.3.4. Título na saída do pré-aquecedor

O título na saída do pré-aquecedor foi considerado igual ao título na entrada da seção de testes. Esse título, x_{e_s} , para uma substância pura, é calculado por meio da EQ. (3.4), que é o resultante do balanço de energia no pré-aquecedor.

$$x_{e_s} = \frac{1}{h_{lv}} \left(\frac{P_p \eta_p}{\dot{m}} + h_{e_p} - h_l \right) \quad (3.4)$$

Nesta expressão, o produto de P_p (potência elétrica do pré-aquecedor) e η_p (eficiência) representa o calor Q_p absorvido pelo R-407C no pré-aquecedor, h_{e_p} é a entalpia na entrada do pré-aquecedor, h_l é a entalpia do líquido saturado na pressão de saída do pré-aquecedor e h_{lv} é a entalpia de vaporização do R-407C, também avaliada à pressão de saída do pré-aquecedor.

Para uma mistura zeotrópica, como o R-407C, Thome (1996) ressalta que o fluxo de calor fornecido por efeito Joule é absorvido pela mistura refrigerante não somente para mudança de fase, mas também para um aquecimento das fases de líquido e de vapor para um aumento de temperatura. A mudança isobárica na entalpia Δh de uma mistura durante a evaporação ao longo de um tubo é constituída por três termos, expressos pela seguinte relação termodinâmica:

$$\Delta h = C_{p_l} \Delta T_g x (1 - x) + C_{p_v} \Delta T_g x^2 + h_{lv} x \quad (3.5)$$

Nesta expressão, C_{p_l} e C_{p_v} são os calores específicos de líquido e vapor na pressão do pré-aquecedor, ΔT_g é o “glide” de temperatura apresentado por uma mistura zeotrópica no processo de evaporação isobárico. A EQ. (3.5) é um polinômio de segunda ordem em função do título. Assim, é possível calcular o título na saída do pré-aquecedor pela seguinte equação:

$$x_{e_s} = \frac{-c_{p_l}\Delta T_g - h_{lv} + \left((c_{p_l}\Delta T_g + h_{lv})^2 + 4\Delta T_g(c_{p_v} - c_{p_l})\Delta h \right)^{0,5}}{2\Delta T_g(c_{p_v} - c_{p_l})} \quad (3.6)$$

O termo Δh pode ser obtido pelo seguinte balanço de energia:

$$\Delta h = \frac{P_p \eta_p}{\dot{m}} + h_{e_p} - h_l \quad (3.7)$$

A partir de simulações no software EES, verificou-se que a calcular o título pela EQ. (3.6) tem 4% a menos que título da EQ. (3.4).

3.3.5. Título médio da seção de teste

Para achar o título médio na seção de testes, primeiro, é preciso calcular o título de saída da seção de testes. Isso pode ser feito por meio de um balanço de energia nessa seção, conforme indicado na seguinte equação.

$$x_{s_s} = \frac{Q_s}{h_{lv}\dot{m}} + x_{e_s} \quad (3.8)$$

O título médio, então, pode ser calculado por:

$$x = \frac{x_{s_s} + x_{e_s}}{2} \quad (3.9)$$

3.4. Avaliação das correlações

A precisão das correlações para calcular a perda de pressão é avaliada através do erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD), definidos pelas seguintes equações:

$$MRD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y^{(i)}_{pred} - y^{(i)}_{exp}}{y^{(i)}_{exp}} \quad (4.1)$$

$$MARD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y^{(i)}_{pred} - y^{(i)}_{exp}}{y^{(i)}_{exp}} \right| \quad (4.1)$$

Nessas expressões, n é o número de dados, e os subscritos *pred* e *exp* são os valores preditos e experimentais, respectivamente.

As correlações também são avaliadas através da função de distribuição acumulada, que na teoria da probabilidade, descreve completamente a distribuição da probabilidade com

que a variável aleatória “X” assume um valor inferior ou igual a determinado “x”. Para o caso deste trabalho a variável é o erro relativo absoluto.

3.5. Análise de incertezas

Nesta seção, aborda-se o procedimento para realizar uma estimativa das incertezas dos parâmetros medidos e sua propagação nos parâmetros calculados.

A determinação das incertezas das medidas experimentais foi realizada usando-se a metodologia descrita por Albertazzi e Sousa (2008), na qual a incerteza expandida é definida em um intervalo de confiança de 95%, incluindo-se especificações técnicas dos instrumentos fornecidos pelos fabricantes, a calibração feita em campo e os efeitos do sistema de aquisição de dados. O QUADRO 3.2 apresenta as incertezas associadas aos parâmetros independentes obtidos nos ensaios experimentais. Uma descrição mais detalhada da calibração e incertezas dos instrumentos é apresentada no Apêndice A.

QUADRO 3.2 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.

NOME	INCERTEZA
Temperatura	$\pm 0,6 \text{ } ^\circ\text{C}$
Pressão manométrica	$\pm 1,6\%*$
Pressão diferencial	$\pm 0,175\%*$
Comprimento	$\pm 1\%*$
Corrente elétrica	$\pm 8\%*$
Diferença de potencial	$\pm 2\%*$

* porcentagem do valor lido

Alguns parâmetros y foram calculados como uma função de uma ou mais variáveis medidas diretamente, X_i , de modo que $y = f(X_1, X_2, \dots, X_i)$. Para esse caso, a incerteza é calculada usando-se a teoria de Taylor e Kuyatt (1994) que propuseram a seguinte expressão para calcular a propagação das incertezas, U_y , com base nas incertezas experimentais, U_{X_i} :

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial y}{\partial X_i}\right)^2 U_{X_i}^2} \quad (3.10)$$

Utilizando o procedimento descrito acima, no QUADRO 3.2 apresentam-se as incertezas dos parâmetros estimados.

QUADRO 3.3 Incertezas de parâmetros estimados.

NOME	INCERTEZA
Fluxo de calor	$\pm 8\%^*$
Velocidade mássica	$\pm 3,4\%^*$
Título médio	$\pm 10\%^*$

*porcentagem do valor lido

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados experimentais na forma de gráficos para perda de pressão durante o escoamento monofásico (líquido) e bifásico (líquido-vapor) do refrigerante R-407C levantados no presente estudo. No Apêndice B, são apresentados os valores experimentais para o escoamento bifásico na forma de tabelas. Neste capítulo, também é apresentado um estudo comparativo dos resultados experimentais com aqueles obtidos com correlações de previsão de perda de pressão discutidas no Capítulo 2.

4.1. Escoamento monofásico

Os ensaios envolvendo o escoamento monofásico de refrigerante na fase líquida foram realizados antes dos ensaios com mudança de fase, pois, com esse procedimento, foi possível verificar a consistência da instrumentação da bancada experimental, determinar as eficiências de transferência de calor do pré-aquecedor e da seção de testes para o fluido e avaliar a perda de pressão no escoamento monofásico por meio de comparações entre os resultados experimentais e aqueles obtidos com a equação de Fanning para tubos lisos.

4.1.1. Balço no pré-aquecedor e na seção de testes

Dos testes monofásicos, verificou-se que a perda de calor nas seções de pré-aquecimento e testes. A eficiência da transferência de calor depende principalmente da potência elétrica fornecida. Os resultados são apresentados nas FIG. 4.1 e FIG. 4.2.

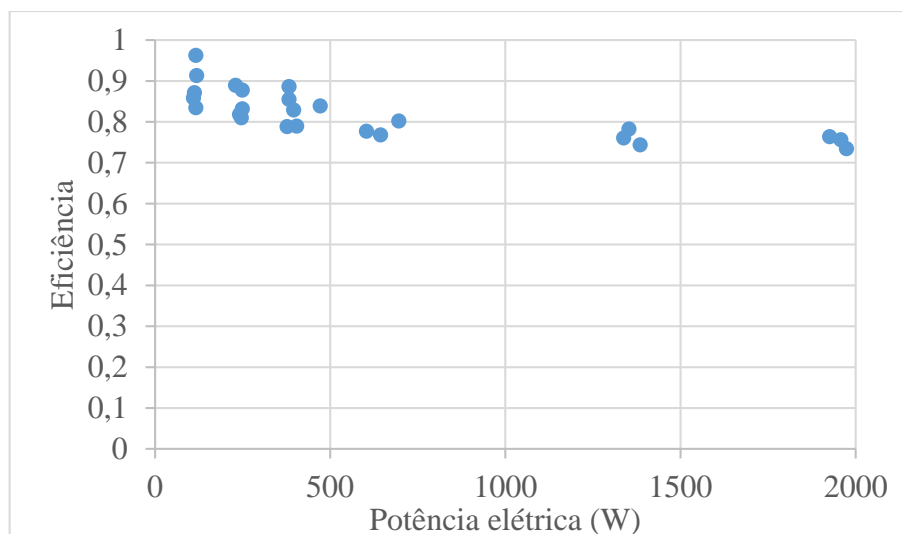


FIGURA 4.1 Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor.

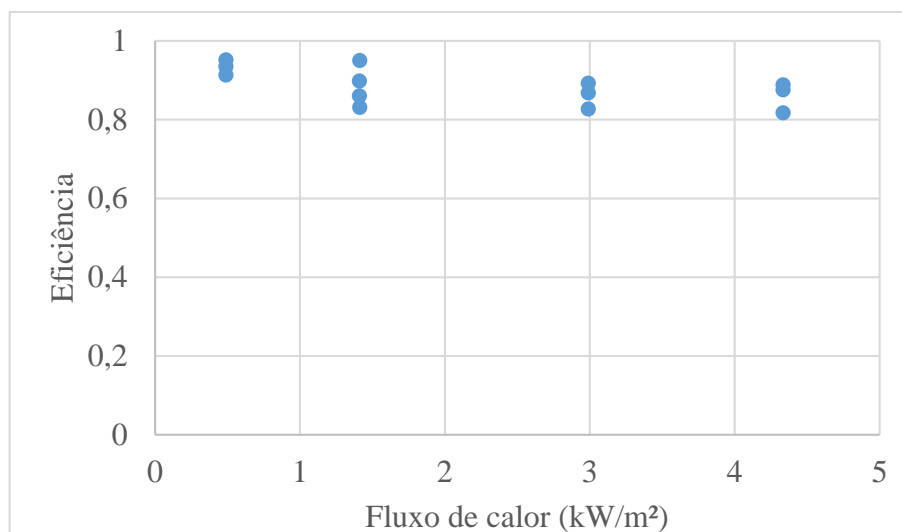


FIGURA 4.2 Eficiência da transferência de calor na seção de testes

A eficiência média de absorção de calor no pré-aquecedor é de 0,80, ou seja, em média, 80% da energia fornecida por efeito Joule pré-aquecedor são absorvidas pelo refrigerante R-407C. A FIG. 4.1 mostra que a maior dispersão dos resultados ocorreu para potências mais baixas. Para a seção de testes, a FIG. 4.2 mostra que a eficiência média de absorção de calor é de 0,88 (88%). A eficiência da seção de testes não varia com o fluxo de calor. Esse comportamento também é observado para diferentes vazões do refrigerante R-407C. A eficiência do pré-aquecedor foi considerada nos cálculos de balanço de energia para obtenção das condições do R-407C na saída do pré-aquecedor (entrada da seção de testes), assim como a eficiência da seção de testes foi considerada para a obtenção das condições do fluido na saída seção de testes. Assim, as perdas de pressão medidas na seção de testes foram expressas em função de pontos de operação do sistema obtidos criteriosamente.

4.1.2. Perda de pressão por atrito em fase líquida

Para validar a bancada experimental, mediu-se a perda de pressão para o fluido R-407C em escoamento líquido adiabático para um tubo liso com diâmetro interno de 8,0 mm. A FIG. 4.3 apresenta a variação da queda de pressão na seção de testes em função da velocidade mássica. O aumento da perda de pressão é proporcional ao aumento da velocidade mássica.

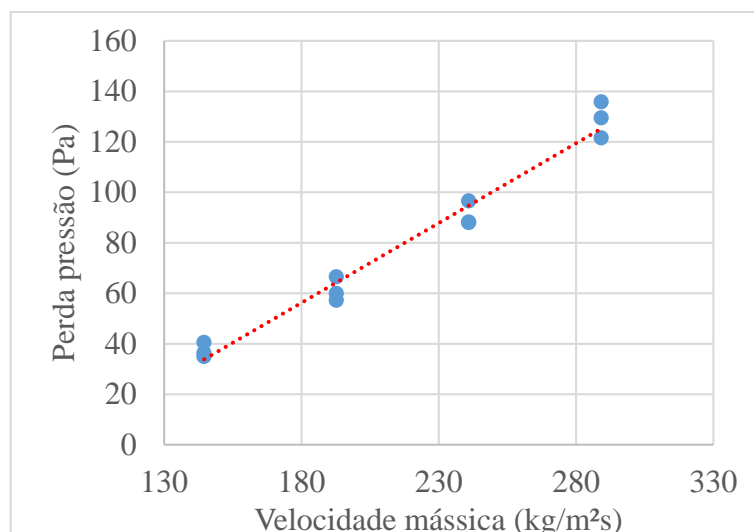


FIGURA 4.3 Perda de pressão no regime monofásico adiabático na seção de testes.

4.1.3. Comparação com modelo de previsão

A perda de pressão experimental foi substituída na equação de Fanning, que, associada às condições de operação do banco de testes, permitiu calcular os fatores de atrito para todos os pontos experimentais. Os respectivos fatores de atrito também foram obtidos pela correlação de Fang, Xu e Zhou (2011). A comparação entre os resultados experimentais e teóricos é mostrada na FIG. 4.4.

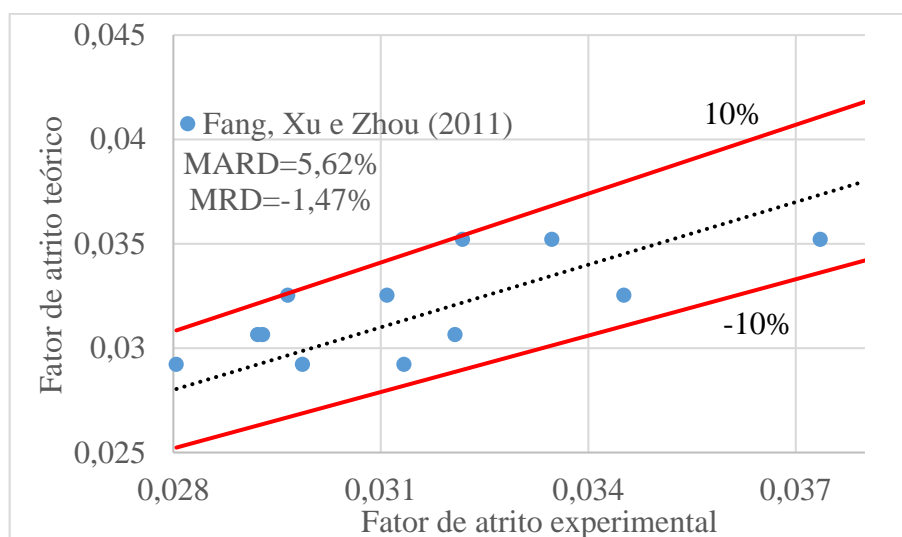


FIGURA 4.4 Comparação entre os fatores de atrito experimentais e os previstos.

Os fatores de atrito dados pela correlação de Fang, encontram-se dentro da faixa de $\pm 10\%$ de erro e apresenta erro medio (MARD e MRD) menor que 6%. Assim, foi concluído que as medidas de vazão mássica, diferença de potencial, corrente elétrica, pressão e

temperatura, realizadas para a obtenção dos resultados mostrados nas FIGS 4.3 e 4.4, são consistentes, habilitando os ensaios para o regime bifásico líquido-vapor.

4.2. Escoamento bifásico

Esta seção apresenta os resultados experimentais obtidos para a perda de pressão para o escoamento bifásico (líquido-vapor) do refrigerante R-407C na seção de testes para uma ampla faixa de título do vapor (0% a 100%), velocidade mássica do fluido (180 kg/m²s a 500 kg/m²s) e fluxo de calor (0 kW/m² a 4,3 kW/m²) e para duas pressões de evaporação: 10 bar e 12 bar. Foram usadas seções de testes com dois diâmetros internos: 4,5 mm e 8,0 mm.

4.2.1. Padrões de escoamento bifásico

As FIGs. 4.5 e 4.6 representam os pontos experimentais do R-407C obtidos na seção de testes, sobrepostos ao mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005). O diâmetro interno do tubo é a variável que exerce a maior influência na transição entre os diferentes tipos de escoamentos. Observa-se que a maioria dos pontos experimentais encontra-se nas regiões de escoamento intermitente e anular.

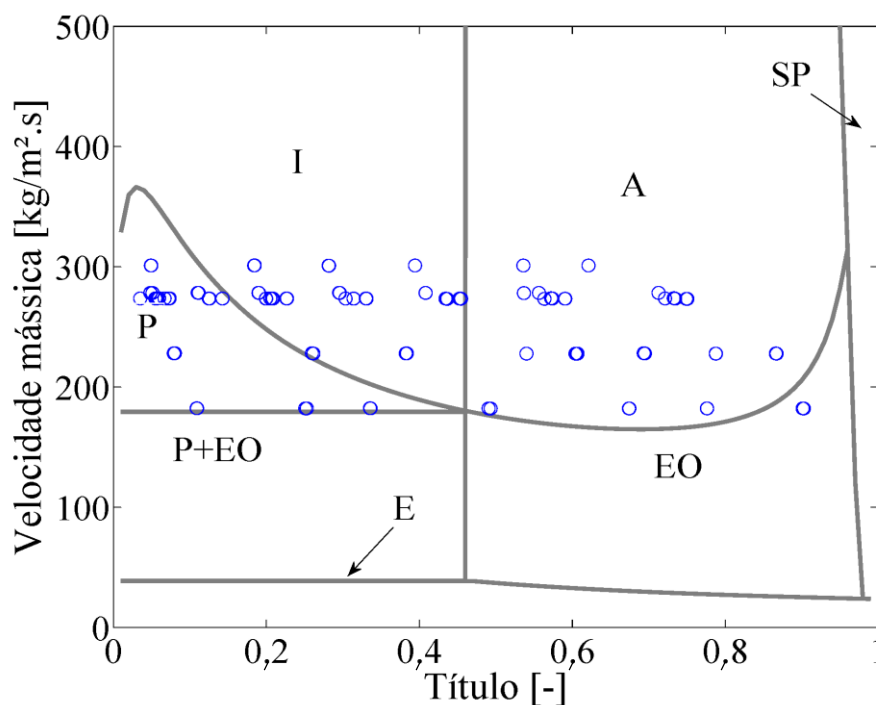


FIGURA 4.5 Padrões de escoamento bifásico para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=8$ mm, $G=273$, 6 kg/m²s, $q=1$ kW/m².

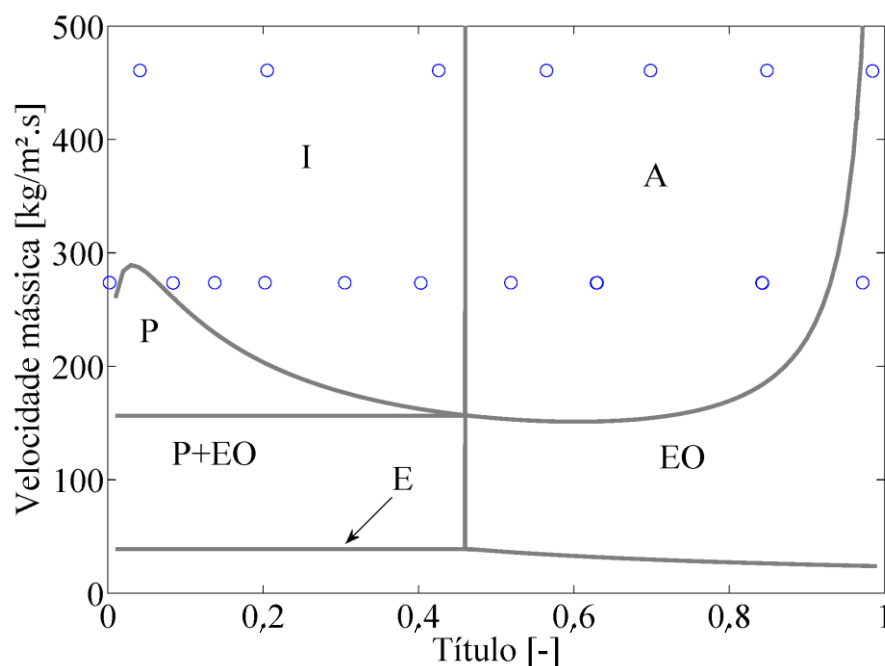


FIGURA 4.6 Padrões de escoamento bifásico para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=4,5$ mm, $G=273,6$ kg/m²s e $q=0$.

4.2.2. Perda de pressão em escoamento bifásico

Alguns resultados apresentados nesta parte do capítulo foram obtidos para um fluxo de calor nulo na seção de testes (condição adiabática). Segundo Mauro et al. (2007), o gradiente de pressão para condições adiabáticas é praticamente igual ao caso em que há um pequeno fluxo de calor, desde que esse fluxo de calor provoque apenas uma pequena mudança do título do vapor entre a entrada e a saída da seção de testes. Neste trabalho, o fluxo de calor na seção de testes foi pequeno o suficiente para garantir este comportamento.

4.2.2.1. Efeito do título

As FIGs. 4.7 e 4.8 ilustram o efeito do título de vapor na perda de pressão para diferentes condições de escoamento. Observa-se que a perda de pressão aumenta linearmente com o título até valores em torno do título de 80%. Para títulos maiores, a perda de pressão diminuiu com o título. Este comportamento é indicado por Greco e Vanoli (2006). Para baixos títulos (inferior a 40%), o regime de escoamento é, em geral, intermitente e as quedas de pressão são influenciadas principalmente pelo atrito do líquido com a parede do tubo. Para títulos maiores, o escoamento tende a tornar-se anular e o líquido envolve completamente a parede do tubo, fato que aumenta ainda mais a perda de pressão. Para títulos maiores que 80%, a camada de líquido na parte superior seca, e isso reduz o atrito, gerando, conseqüentemente, uma diminuição na queda de pressão.

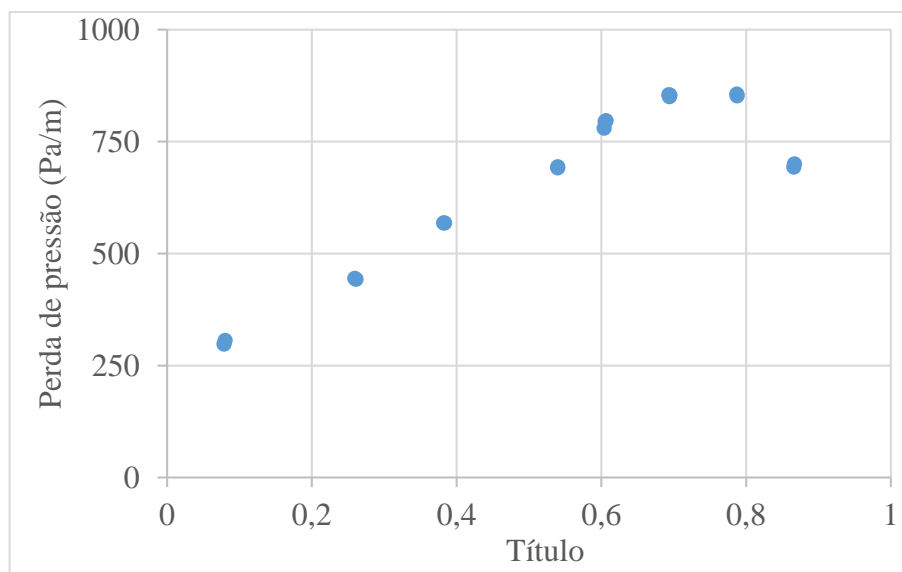


FIGURA 4.7 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=8,0$ mm, $G=227,9$ kg/m²s.

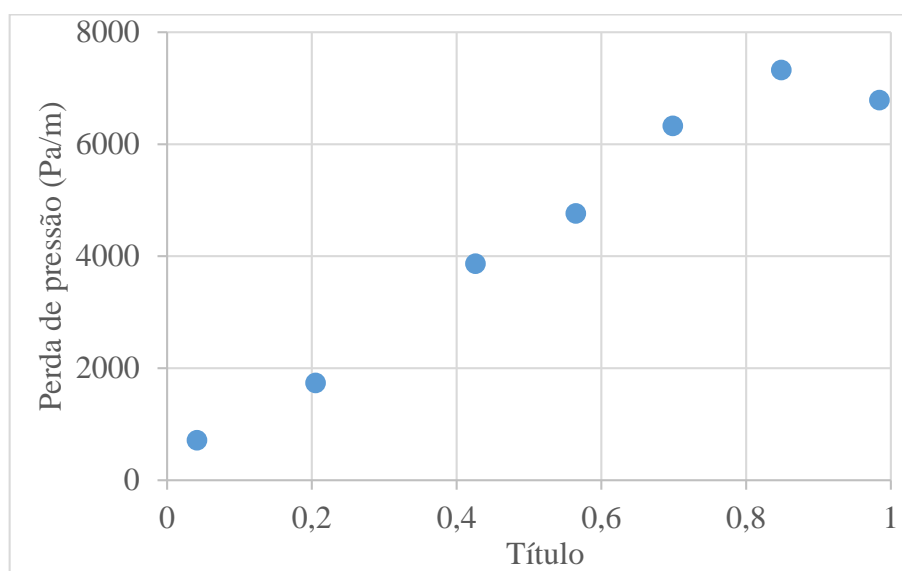


FIGURA 4.8 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=4,5$ mm, $G=460,7$ kg/m²s e $q=0$.

4.2.2.2. Efeito do diâmetro

Para analisar o efeito da redução do diâmetro na perda de pressão, a FIG. 4.9 mostra a comparação entre a perda de pressão em dois tubos com distintos diâmetros e condições de escoamento iguais. Observa-se que a redução do diâmetro do canal implica no incremento da perda de pressão durante o escoamento bifásico. Isto ocorre porque, com o aumento do diâmetro, os padrões de escoamento intermitente e estratificado sobrepõem ao padrão de escoamento anular. Assim, a superfície de contato líquido/parede é menor, de modo que a perda de pressão é menor.

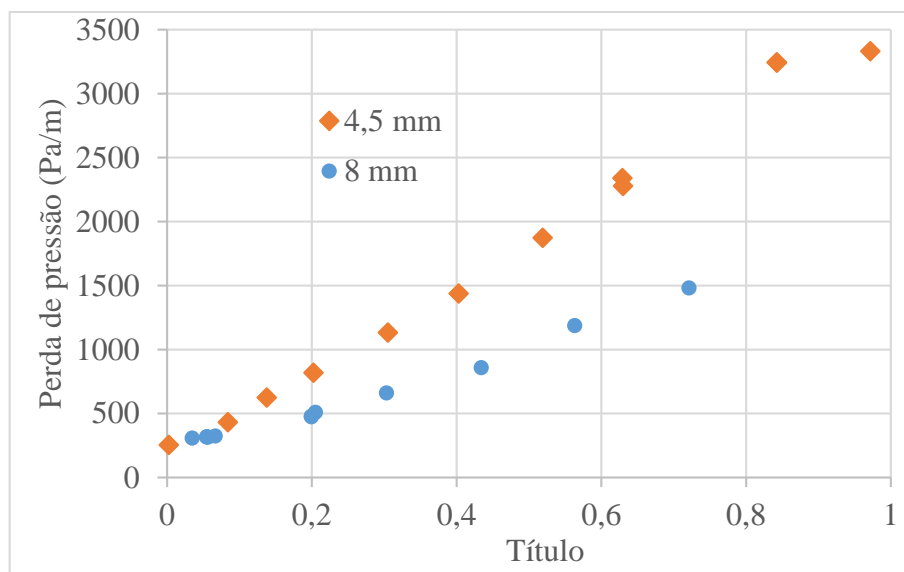


FIGURA 4.9 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $G=273,6$ kg/m²s e $q=0$.

4.2.2.3. Efeito da velocidade mássica

A velocidade mássica, G , é um dos parâmetros que mais afeta a perda de pressão. A FIG. 4.10 apresenta a queda de pressão em função do título de vapor do fluido R-407C para ebulição a pressão de saturação de 12 bar em uma seção de teste adiabática com diâmetro interno de 8,0 mm. A velocidade mássica foi variada entre 180 kg/m²s e 300 kg/m²s. A FIG. 4.11 apresenta esta queda de pressão para a seção de testes com diâmetro interno de 4,5 mm. Nestas figuras, observa-se o aumento da perda de pressão com o aumento da velocidade mássica. Tal comportamento, já esperado, é similar ao observado por Greco e Vanoli (2006) e Revellin e Haberschill (2009).

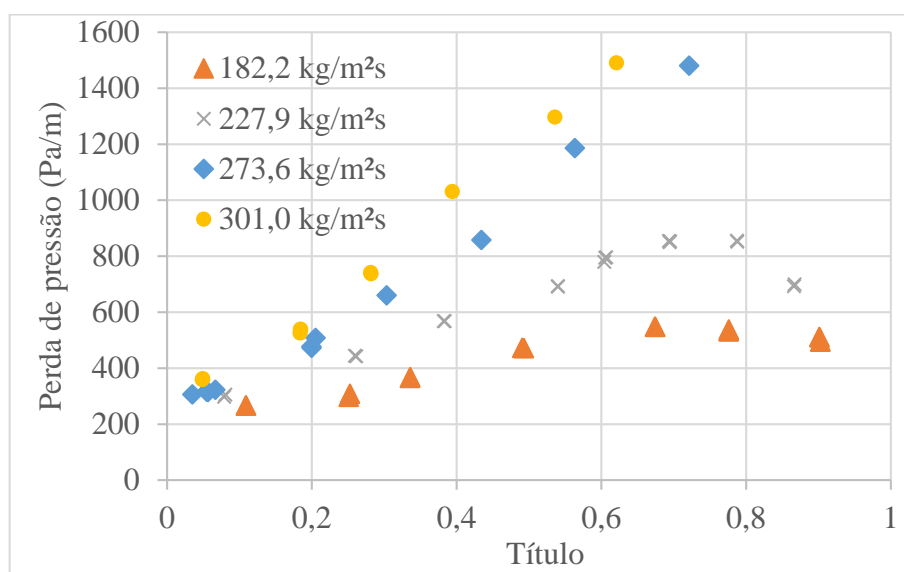


FIGURA 4.10 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=8,0$ mm e $q=0$.

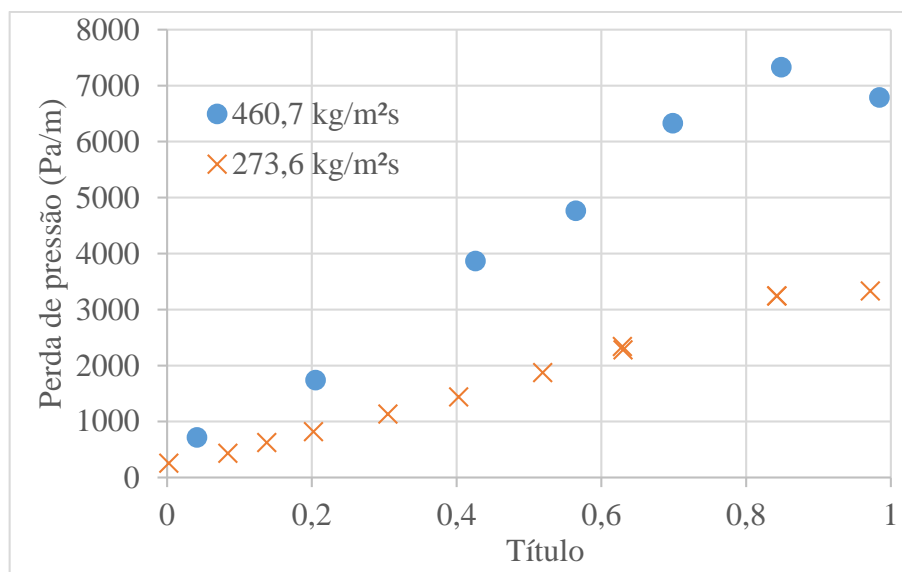


FIGURA 4.11 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $P_{\text{sat}}=12$ bar, $D=8,0$ mm e $q=0$.

Em uma análise mais detalhada, a influência da velocidade mássica é mais notória no padrão de escoamento anular. Na FIG. 4.11, nota-se que, para um título em torno de 20% para $G = 273,6$ kg/m²s, e 40% para $G = 460,7$ kg/m²s, valores que marcam o início do escoamento anular, as inclinações das curvas da perda de pressão em função do título tornam-se maiores. Esse comportamento também pode ser observado nas curvas da FIG. 4.10.

O aumento da velocidade mássica intensifica o efeito de despreendimento de gotículas de líquido junto à parede em direção ao núcleo de vapor. Assim, a transição do escoamento anular ou estratificado com ondas para o escoamento com secagem de parede ocorre para valores de título inferiores aqueles da transição com velocidades mássicas mais baixas. Esse comportamento pode ser verificado no mapa de escoamento da FIG. 4.5, como também na FIG. 4.11. Para a velocidade mássica maior ($G=460,7$ kg/m²s), o título crítico, é marcante e o seu valor é aproximadamente igual a 85%. Por outro lado, para a velocidade mássica menor ($G=273,6$ kg/m²s), esse título é próximo de 100%.

4.2.2.4. Efeito da pressão de saturação

A FIG. 4.12 apresenta uma comparação da perda de pressão para as pressões de saturação de 10,7 bar e 12 bar para o fluido R-407C, diâmetro do tubo de 8,0 mm e velocidade mássica de 273,6 kg/m²s. Os resultados ilustram o aumento da perda de pressão com a redução da pressão do fluido. Este aumento de pressão ocorre porque a redução da pressão de saturação do refrigerante implica um aumento do volume específico do vapor e, conseqüentemente, um aumento da velocidade superficial da mistura bifásica. Assim, os efeitos de dissipação viscosa

também são intensificados. Esse efeito também foi observado por Aprea, Greco e Rosato (2008) para o refrigerante R-407C em outras condições de trabalho.

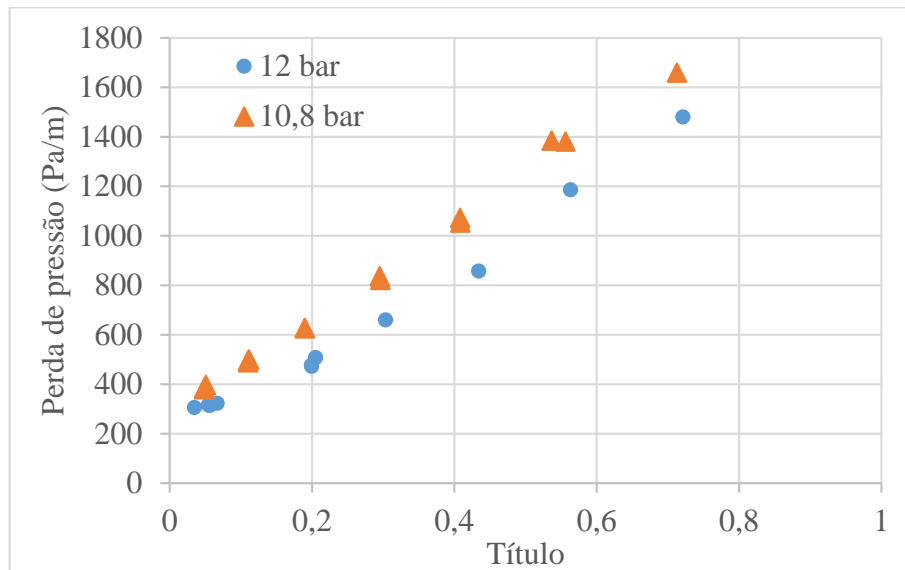


FIGURA 4.12 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $D=8,0$ mm, $G=273,6$ kg/m²s e $q=0$.

4.2.2.5. Efeito do fluxo de calor

A FIG. 4.13 apresenta a perda de pressão em função do título, para o tubo de 8,0 mm de diâmetro, $G = 273,6$ kg/m²s e fluxos de calor de 0 kW/m, 1,42 kW/m e 4,3 kW/m². Segundo Barbieri (2005), o fluxo de calor é um dos principais fatores responsáveis pela parcela da perda de pressão relativa à aceleração.

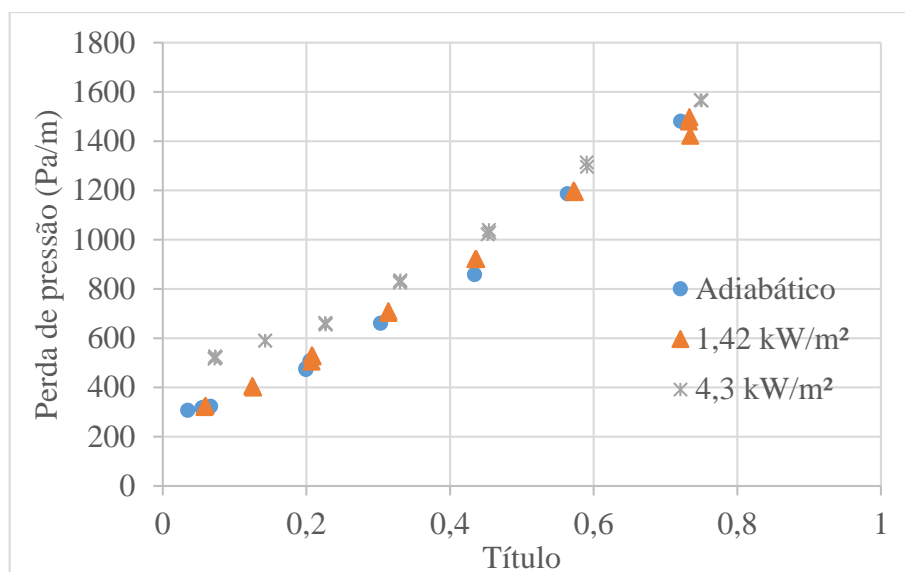


FIGURA 4.13 Perda de pressão na ebulição para R-407C, $D=8,0$ mm, $G=273,6$ kg/m²s, $P_{sat}=12$ bar.

No entanto, como mostrado na FIG. 4.13, é possível concluir que a perda de pressão é praticamente independente do fluxo de calor para pequenas mudanças neste parâmetro para padrões de escoamentos pistonado, intermitente e anular. Como ilustrado nesta figura, praticamente não há influência sobre a perda de pressão quando o título apresenta pouca variação entre a entrada e a saída da seção de testes (fluxo de calor pequeno).

4.2.3. Avaliação das correlações para perda de pressão em escoamento bifásico

Nesta seção são apresentadas as comparações entre os pontos experimentais obtidos e os 17 métodos de previsão de perda de pressão por atrito que foram apresentados no Capítulo 2 deste estudo. Os métodos são avaliados de acordo com erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD).

QUADRO 4.1 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações selecionadas.

Método	MRD	MARD
McAdams, Woods e Heroman (1942)	18,80	22,61
Cicchitti <i>et al.</i> (1960)	0,47	15,56
Chisholm (1967)	-155,38	155,45
Chawla (1967)	64,04	65,52
Chisholm (1973)	-113,50	113,64
Friedel (1979)	-48,25	48,94
Grønnerud (1979)	-50,78	67,56
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	-17,91	28,57
Jung e Radermacher (1989)	-94,04	110,14
Mishima e Hibiki (1996)	-147,07	147,17
Wang, Chiang e Lu (1997)	-76,69	82,60
Tran <i>et al.</i> (2000)	-108,31	124,03
Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004)	60,75	61,79
Quiben e Thome (2007)	-57,02	65,90
Sun e Mishima (2009)	-7,62	18,94
Xu e Fang (2012)	-23,04	32,25
Grauso <i>et al.</i> (2014)	61,52	61,52

O QUADRO 4.1 apresenta os parâmetros estatísticos resultantes da avaliação dos métodos de previsão. Em negrito, encontram-se as correlações com $MARD < 40\%$ e $MRD < 30\%$. Observa-se que as correlações de Cicchitti *et al.* (1960) e Sun e Mishima (2009) foram as melhores, apresentando $MARD$ e MRD menores do que 20% e 10%, respectivamente. Em um segundo grupo, estão as correlações de McAdams, Woods e Heroman (1942), Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Xu e Fang (2012), com resultados razoáveis na previsão da perda de pressão com $MARD$ menores de 33%. Com resultados mais discretos, temos as previsões de Chawla (1967), Friedel (1979), Grønnerud (1979), Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004), Quiben e Thome (2007) e Grauso *et al.* (2014), com MRD entre 48% e 64%. Por fim, as correlações que apresentaram uma baixa precisão foram a de Chisholm (1967) e Mishima e Hibiki (1996), ambas baseados no trabalho de Lockhart e Martinelli (1949), e que tiveram $MARD$ na faixa de 150%.

As FIGs. 4.14 e 4.15 apresentam uma análise probabilística para todas as correlações, em termos da função distribuição acumulada, que fornece a probabilidade que uma quantidade aleatória de dados, com uma distribuição normal, tem de ter um determinado erro máximo.

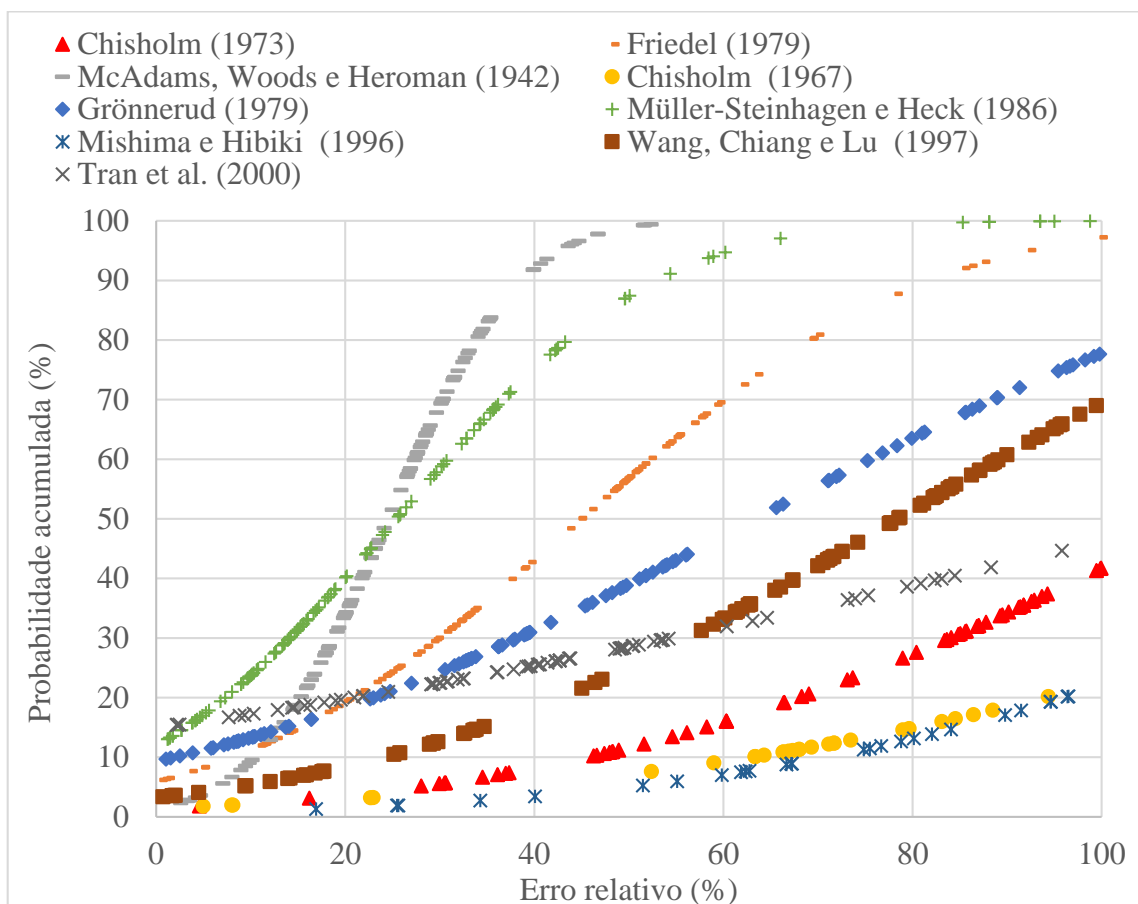


FIGURA 4.14 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo (Parte1).

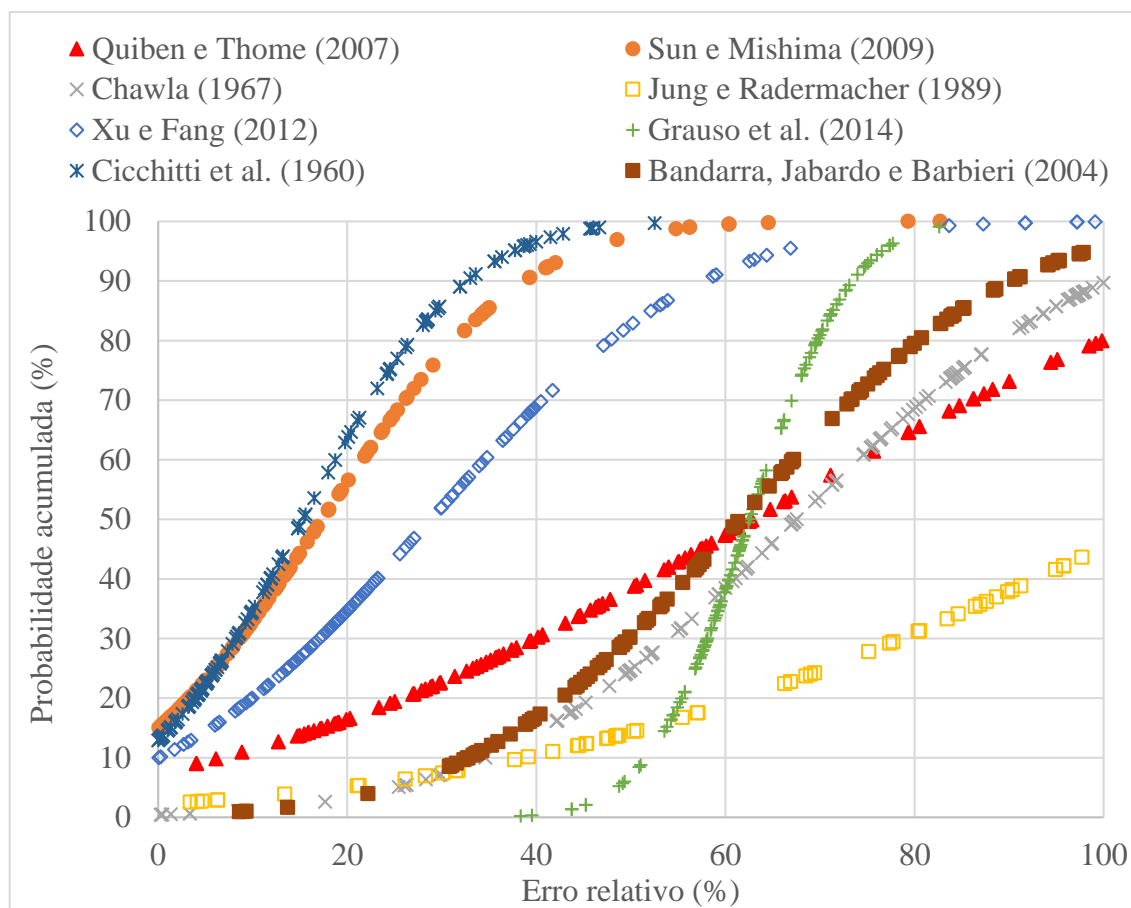


FIGURA 4.15 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo (Parte 2).

A análise permitiu estimar a exatidão das correlações. O método Cicchitti *et al.* (1960) foi o que forneceu resultados mais próximos dos valores experimentais, sendo que, para quase 85% dos pontos testados, o erro máximo foi de 30%. Seguidamente, a correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942) e Sun e Mishima (2009) apresentam uma probabilidade de 80% para que as respectivas previsões apresentem um erro menor que 30%. Um pouco pior, os resultados de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Xu e Fang (2012) mostram erros máximos de 40% com uma probabilidade de 72% aproximadamente. A correlação de Friedel (1979) tem 50 % de probabilidade para que as previsões tenham no máximo 50% de erro. Os modelos fenomenológicos de Quiben e Thome (2007) e Grauso *et al.* (2014) tiveram resultados modestos, com previsões com um erro máximo de 60% e uma probabilidade de apenas 45%.

Após análises, foram selecionadas as 5 melhores correlações: Cicchitti *et al.* (1960), McAdams, Woods e Heroman (1942), Müller-Steinhagen e Heck (1986), Sun e Mishima (2009) e Xu e Fang (2012). A FIG. 4.16 apresenta as tendências dessas correlações e comparações para uma das condições de escoamento realizada na seção de testes neste trabalho. É importante que a previsão obtida com uma correlação tenha a mesma tendência de

comportamento dos resultados experimentais. Como mostrado na FIG. 4.16, a correlação de Cicchitti *et al.* (1960) apresenta previsões satisfatórias no tocante à essa tendência.

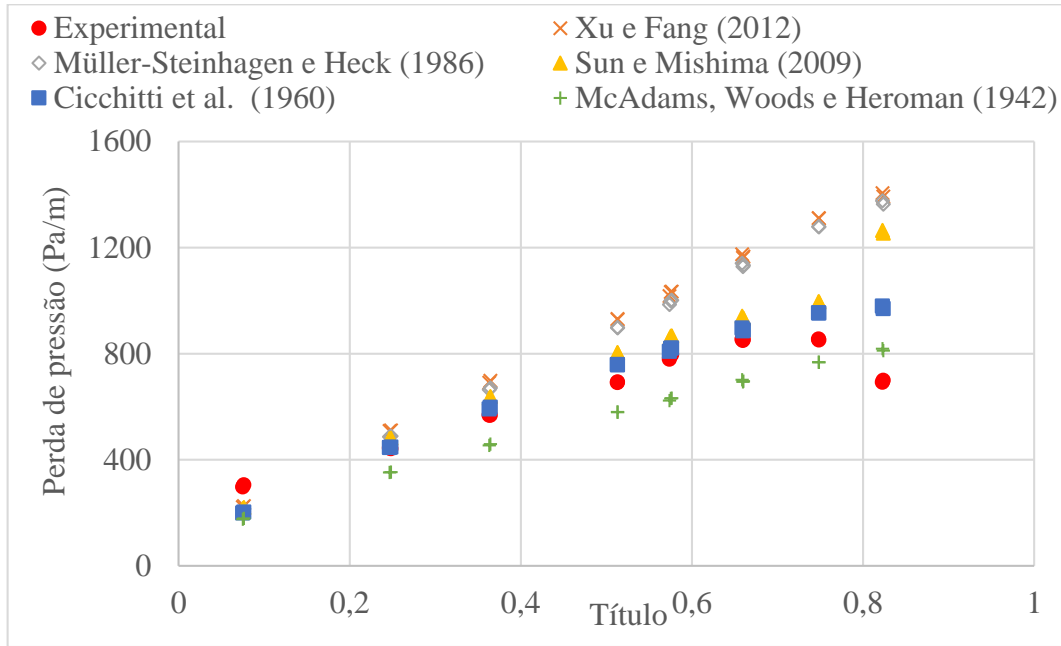


FIGURA 4.16 Correlações e os resultados experimentais para perda de pressão para o R-407C, $P_{sat} = 12$ bar, $D=8,0$ mm, $G = 277,9$ kg/m²s e $q=0$.

As FIGs. 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 e 4.21 ilustram uma comparação entre as estimativas dos 5 modelos selecionados e os resultados experimentais. A maioria destes métodos superestima a perda de pressão para R-407C. Observa-se novamente o ótimo comportamento da correlação de Cicchitti *et al.* (1960).

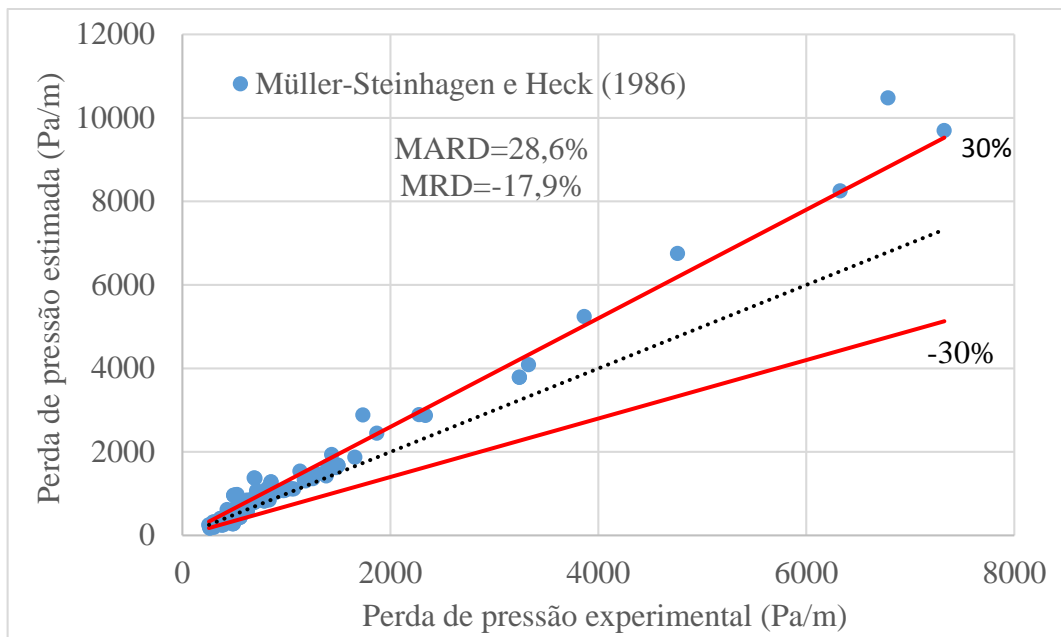


FIGURA 4.17 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).

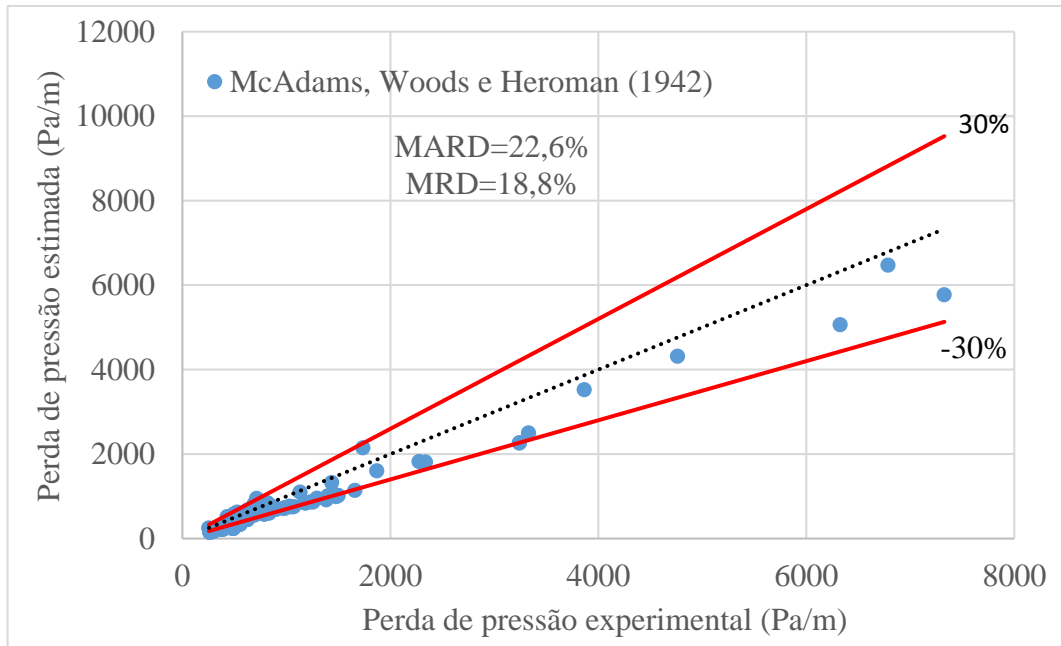


FIGURA 4.18 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de McAdams, Woods e Heroman (1942).

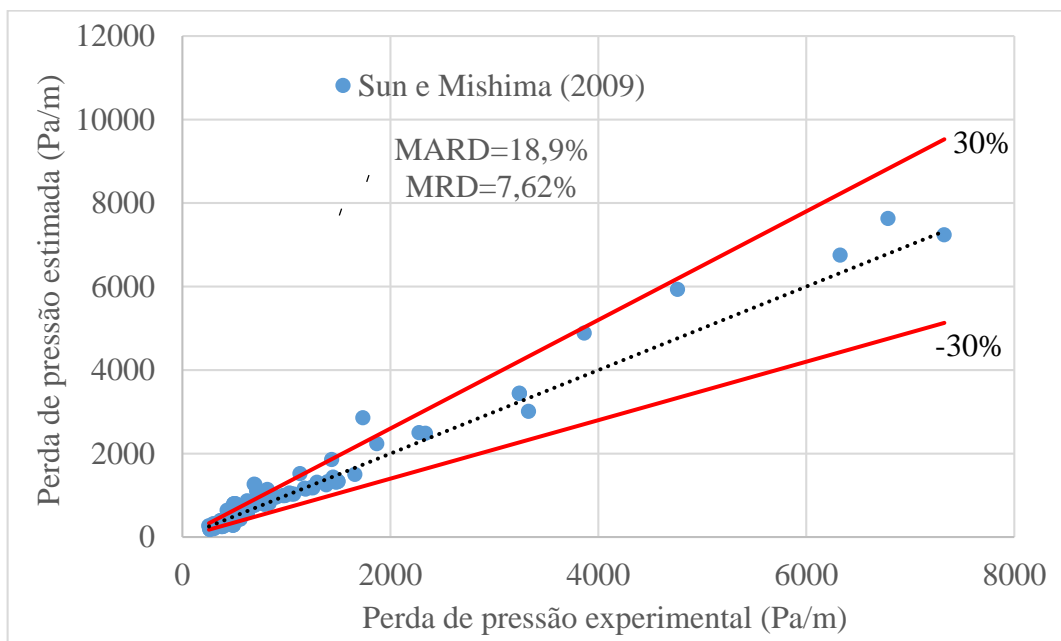


FIGURA 4.19 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Sun e Mishima (2009).

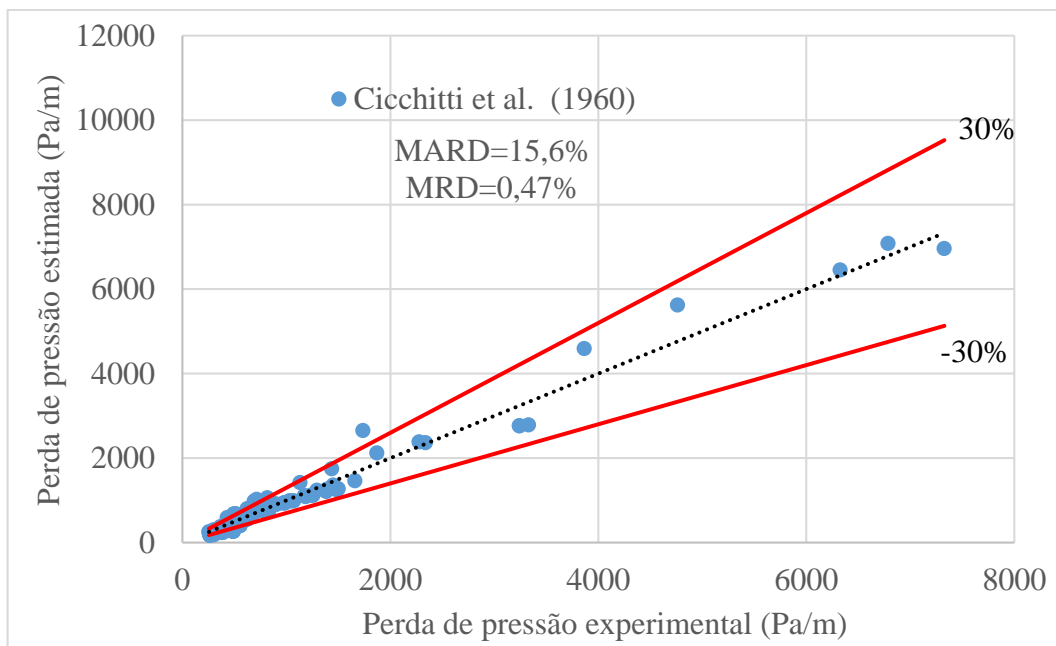


FIGURA 4.20 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Cicchitti *et al.* (1960).

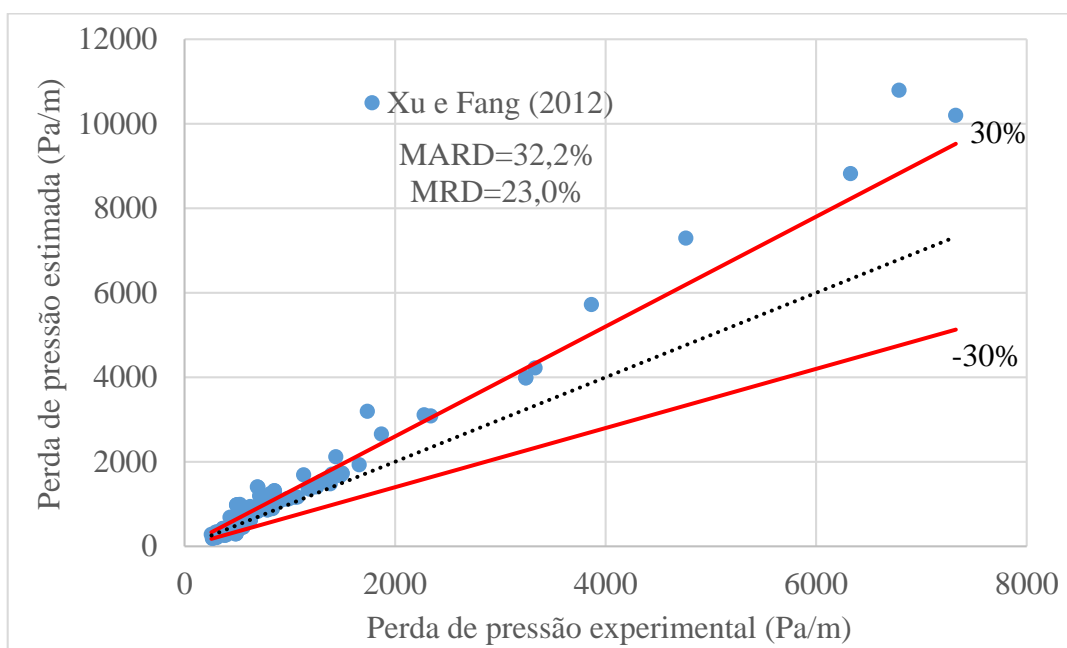


FIGURA 4.21 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Xu e Fang (2012).

4.2.4. Correlação proposta para perda de pressão em ebulição do R-407C

Com o objetivo de aprimorar as estimativas de perda de pressão especificamente para o refrigerante R-407C na ebulição em tubos horizontais, foi proposta uma nova correlação. A proposta consiste em uma modificação da correlação de Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004), que teve bons resultados para o fluido R-134a, mas, quando usada para os dados com o refrigerante R-407C neste trabalho, apresentou MARD de 61,79%.

A correlação de Bandarra Filho é baseada no modelo de Lockhart e Martinelli (1949):

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi^n} + \frac{1}{\chi^2} \quad (4.1)$$

A nova correlação proposta neste trabalho mantém os valores do fator C e do expoente n redefinidos por Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004), mas ao invés de desprezar o terceiro termo da EQ. 4.1, como na correlação de Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004), a nova correlação foi desenvolvida com esse termo:

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{3}{\chi^{-0,83}} + \frac{1}{\chi^2} \quad G > 150 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (4.1)$$

A FIG. 4.22 mostra que os pontos estimados a partir da nova correlação, comparados aos valores experimentais, encontram-se na faixa de $\pm 30\%$. Além disso, o MRD e o MARD superam as expectativas da maioria das correlações anteriormente analisadas.

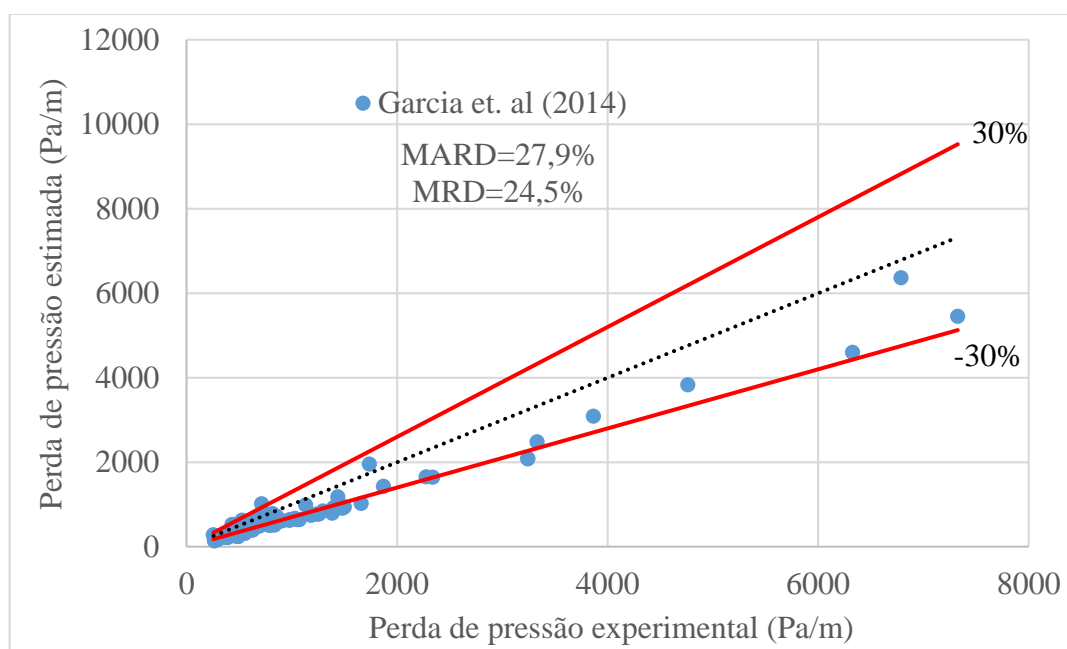


FIGURA 4.22 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação proposta.

A análise probabilística do erro máximo está ilustrada na FIG. 4.23. A probabilidade de um erro máximo de 30% é de 60%, e de 100% para um erro máximo de 60%.

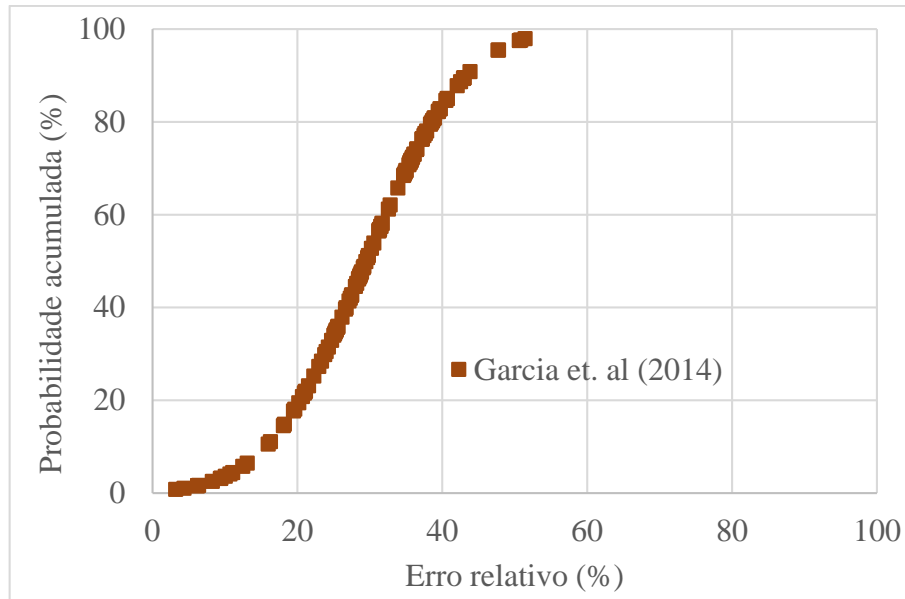


FIGURA 4.23 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo para a correlação proposta.

Destaca-se que a tendência da nova correlação, apresentada na FIG. 4.24, acompanha notavelmente os resultados experimentais, sendo ainda similar às tendências das correlações de Cicchitti *et al.* (1960) e McAdams, Woods e Heroman (1942). A correlação previu satisfatoriamente os dados levantados, apresentando erro relativo absoluto médio de 27,9% e prevendo 90% dos resultados experimentais com erro inferior a 45%. Portanto, a correlação proposta produz resultados muito bons para a previsão da perda de pressão do R-407C nas condições testadas na base de dados deste trabalho.

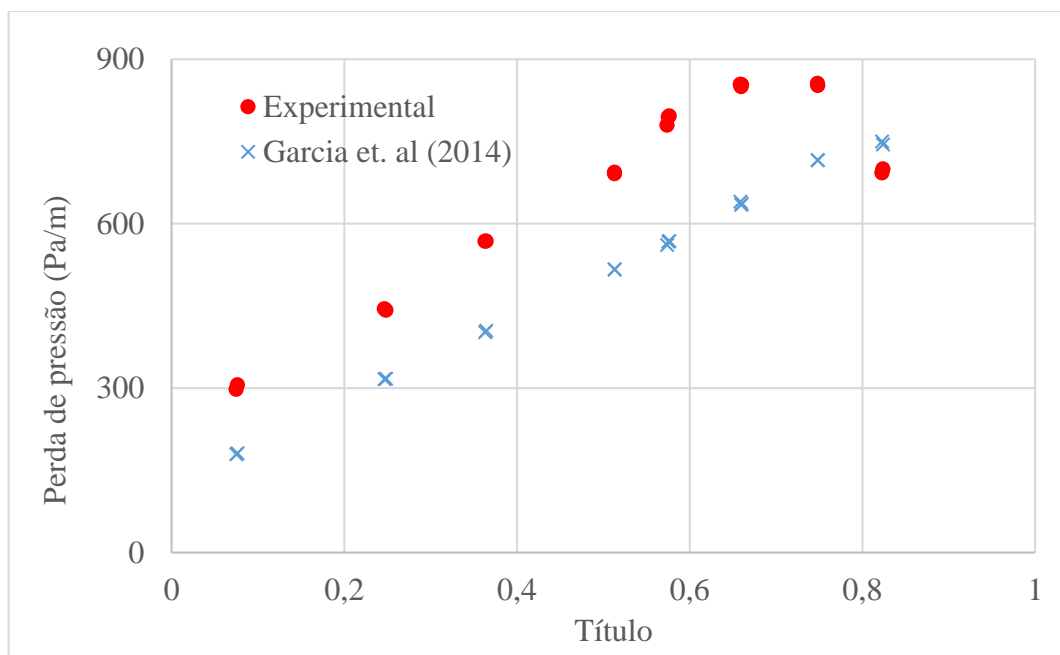


FIGURA 4.24 Correlação proposta e os resultados experimentais para perda de pressão para o R-407C, $P_{\text{sat}} = 12$ bar, $D=8,0$ mm, $G = 277,9$ kg/m²s e $q=0$.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma extensa revisão da literatura sobre perda de pressão em escoamentos bifásicos em tubos horizontais, resultando em suporte teórico, como modelos de predição de padrões de escoamento e de perda de pressão, para análise dos resultados experimentais obtidos neste estudo. Foram levantados pontos experimentais para tubos com diâmetro interno igual a 8,0 mm e 4,5 mm, para a mistura refrigerante R-407C. Através dos resultados obtidos, foram avaliadas 17 correlações sobre a queda de pressão e foi proposto uma nova correlação para previsão da perda de pressão em escoamentos bifásicos com o fluido R-407C.

A seguir, são apresentadas as principais conclusões deste estudo, bem como recomendações para trabalhos futuros.

5.1. Conclusões

As seguintes conclusões podem ser extraídas deste estudo:

- A partir da revisão da literatura, observa-se que o escoamento bifásico do fluido R-407C na ebulição tem sido pouco estudado em relação aos parâmetros do coeficiente de transferência de calor, da fração de vazio e da perda de pressão. Esse último foi o foco deste trabalho.
- De modo geral, a perda de pressão em tubos horizontais para o fluido R-407C se eleva com o aumento do título de vapor, da velocidade mássica, da redução da pressão de saturação e com a diminuição do diâmetro do tubo. O fluxo de calor, desde que pequeno, não tem efeitos significativos na perda de pressão.
- A perda de pressão aumenta linearmente com o aumento do título de vapor até um valor máximo de título, em torno de 80%, a partir do qual a perda de pressão diminui. Os padrões de escoamento permitem explicar esses dois comportamentos.
- Análises estatísticas e probabilísticas foram realizadas, resultando as melhores correlações para previsão de resultados experimentais para a perda de pressão em canais horizontais com refrigerante R-407C são, nessa ordem, as correlações de Cicchitti *et al.* (1960), Sun e Mishima (2009), Müller-Steinhagen e Heck (1986), McAdams, Woods e Heroman (1942) e Xu e Fang (2012).

- Com respeito às diferentes metodologias para a previsão da queda de pressão (modelo homogêneo, multiplicadores bifásicos e análise fenomenológica), as correlações baseadas no modelo homogêneo se mostraram mais adequadas para prever a queda de pressão do fluido R-407C, em contraste com os métodos de análise fenomenológica, mais sofisticados, mas que produziram resultados poucos acurados.

- A correlação para perda de pressão em escoamento bifásico de Bandarra Filho, Jabardo e Barbieri (2004) foi modificada com base no modelo de Lockhart e Martinelli (1949) e previu satisfatoriamente os dados levantados no presente estudo, apresentando erro relativo absoluto médio de 28% e prevendo 90% dos resultados experimentais com erro inferior a 45%.

5.2. Trabalho futuros

Com base nos conhecimentos adquiridos foram formuladas as seguintes recomendações para trabalhos futuros envolvendo a perda de pressão em escoamentos bifásicos.

- Realização de novos ensaios sobre perda de pressão com condições de escoamento diferentes das utilizadas no presente estudo.

- Realização de novos ensaios sobre perda de pressão para novos fluidos refrigerantes, como o R-1234yf, recentemente apontado como o substituto do R-134a.

- Estudo e desenvolvimento de métodos para estimativa da fração de vazio no fluido R-407C e outros fluidos. Este parâmetro é muito importante, pois é requerido para determinar a massa de refrigerante nas máquinas de refrigeração e bombas de calor, além de ser usado nas estimativas da perda de pressão, do coeficiente da transferência de calor e da transição entre padrões de escoamento.

- Avaliação do mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) aplicado ao fluido refrigerante R-407C mediante registro fotográfico. Neste estudo, será usada uma câmera de alta velocidade, capaz de determinar com precisão as transições dos padrões de escoamento bifásicos nas diferentes condições de velocidade mássicas e diâmetros.

- Adaptação do banco de testes para medir a perda de pressão em escoamento bifásico em curvas de retorno. Nos evaporadores compactos a ar, geralmente, a perda de pressão dos tubos retos horizontais representa apenas uma parcela da queda de pressão total. A outra parcela, tão ou até mais importante, refere-se a perda de pressão nas curvas de retorno de 180° desses trocadores de calor.

- Adaptação do banco experimental dotado com uma seção de testes para estudo da condensação. Neste caso, será necessário o uso de um pressurizador (por exemplo, uma garrafa de nitrogênio) para testar os fluidos em pressões maiores, típicas dos condensadores de máquinas de refrigeração e bombas de calor.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 2008.
- APREA, C.; GRECO, A.; ROSATO, A. Comparison of R407C and R417A heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling in a horizontal smooth tube. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 6, p. 1629-1636, 2008. ISSN 0196-8904.
- BAKER, O. Design of pipelines for the simultaneous flow of oil and gas. Fall Meeting of the Petroleum Branch of AIME, 1953, Society of Petroleum Engineers.
- BANDARRA FILHO, E. P.; JABARDO, J. M. S.; BARBIERI, P. E. L. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 895-903, 2004. ISSN 0140-7007.
- BARBIERI, P. E. L. **Estudo teórico-experimental da ebulição convectiva do refrigerante R-134a em tubos lisos**. 2005. (Doutor em Engenharia Mecânica). Universidade de São Paulo
- BAROCZY, C. Systematic correlation for two-phase pressure drop. **Chemical Engineering Progress**, Symp. Ser., 62: No. 64, 232-49 (1966). 1966, Atomics International, Canoga Park, Calif.
- CAREY, V. P.; PHENOMENA, L.-V. P.-C. An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Hemisphere Pub. Corp., Washington, DC, p. 399-452, 1992.
- CHAWLA, J. M. **Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Rohren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln**. VDI-Verlag, 1967.
- CHEN, N. H. An explicit equation for friction factor in pipe. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v. 18, n. 3, p. 296-297, 1979. ISSN 0196-4313.
- CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R. Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. **Applied Mechanics Reviews**, v. 61, n. 5, p. 050802, 2008. ISSN 0003-6900.
- CHISHOLM, D. A theoretical basis for the Lockhart- Martinelli correlation for two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 10, n. 12, p. 1767-1778, 1967. ISSN 00179310.
- CHISHOLM, D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, n. 2, p. 347-358, 1973. ISSN 00179310.
- CICCHITTI, A. et al. **Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements**. p.Medium: X; Size: Pages: 58. 1960. (CISE-71 Country unknown/Code not availableTue Feb 05 16:21:18 EST 2008DTIE; NSA-14-010571English)

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. Oxford University Press, 1994. ISBN 0191591262.

COUTO, P. R. et al. **Calibração de transdutor/transmissor de pressão INMETRO**, 2010.

DALKILIC, A. S. Condensation pressure drop characteristics of various refrigerants in a horizontal smooth tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 4, p. 504-512, 2011. ISSN 0735-1933.

EU. **EC Regulation 2037/2000: Official Journal of the European Community** 2000.

FANG, X. D.; XU, Y.; ZHOU, Z. R. New correlations of single- phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single- phase friction factor correlations. **Nuclear engineering and design**, v. 241, n. 3, p. 897-902, 2011. ISSN 0029-5493.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. European two-phase flow group meeting, Paper E, 1979. p.1979.

GARCIA, J. J. et al. **Correlations of two-phase pressure drop for the mixture R-407C in a smooth horizontal tube**. 15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Belem, PA - Brasil 2014.

GRAUSO, S. et al. Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: Experiments and assessment of predictive methods. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 2, p. 478-491, 2013. ISSN 0140-7007.

GRAUSO, S. et al. Two- phase adiabatic frictional pressure gradients for R410A and CO2 in a macro channel: Experiments and a simplified predictive method for annular flow from low to medium reduced pressures. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 79-87, 2014. ISSN 0894-1777.

GRECO, A. Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer. **International Journal Of Heat And Mass** v. 51, n. 3-4, p. 896-909, 2008. ISSN 0017-9310.

GRECO, A.; VANOLI, G. P. Experimental two- phase pressure gradients during evaporation of pure and mixed refrigerants in a smooth horizontal tube. Comparison with correlations. **International Journal of Heat And Mass**, v. 42, n. 8, p. 709-725, 2006. ISSN 0947-7411.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. **Bull. De l'Inst. Du Froid, Annexe**, v. 1, 1979.

HASHIZUME, K. Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal pipe. **Bulletin of the JSME**, v. 26, n. 219, p. 1597-1602, 1983. ISSN 0021-3764.

HONDA, H.; WIJAYANTAB, A. T.; TAKATA, N. Condensation of R407C in a horizontal microfin tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 2, p. 203-211, 2005. ISSN 0140-7007.

JAKOBSEN, A. **Energy optimisation of refrigeration system. The domestic refrigerator-a case study**. 1995. Danmarks Tekniske Univ.

JUNG, D. S.; RADERMACHER, R. Prediction of pressure- drop during horizontal annular - flow boiling of pure and mixed refrigerants. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, v. 32, n. 12, p. 2435-2446, 1989. ISSN 0017-9310.

KANIZAWA, F. T. **Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas**. 2011. Universidade de São Paulo

KATTAN, N. **Contribution to the heat transfer analysis of substitute refrigerants in evaporator tubes with smooth or enhanced tube surfaces**. 1996. Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, Switzerland.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1— Development of a diabatic two-phase flow pattern map. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, n. 1, p. 140-147, 1998. ISSN 0022-1481.

KUTATELADZE, S. On the transition to film boiling under natural convection. **Kotloturbostroenie**, v. 3, n. 152-158, p. 20, 1948.

LI, W.; WU, Z. A general correlation for adiabatic two- phase pressure drop in micro/ mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 13, p. 2732-2739, 2010. ISSN 0017-9310.

LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.

MANAVELA, C. E. et al. Experimental parametric study of the pressure drop characteristic curve in a horizontal boiling channel. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 318-327, 2014. ISSN 0894-1777.

MANAVELA, C. E.; FERNANDINO, M.; DORAO, C. A. Experimental results on boiling heat transfer coefficient, frictional pressure drop and flow patterns for R134a at a saturation temperature of 34°C. **International Journal of Refrigeration**, n. 0, 2014. ISSN 0140-7007.

MAURO, A. W. et al. Comparison of experimental pressure drop data for two phase flows to prediction methods using a general model. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 8, p. 1358-1367, 2007. ISSN 0140-7007.

MCADAMS, W.; WOODS, W.; HEROMAN, L. Vaporization inside horizontal tubes-II- benzene-oil mixtures. **Trans. ASME**, v. 64, n. 3, p. 193-200, 1942.

MISHIMA, K.; HIBIKI, T. Some characteristics of air- water two- phase flow in small diameter vertical tubes. **International Journal Of Multiphase Flow**, v. 22, n. 4, p. 703-712, 1996. ISSN 0301-9322.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing**, v. 20, n. 6, p. 297-308, 1986. ISSN 02552701.

ONU. **Protocolo de Montreal** 1987.

OULD DIDI, M. B.; KATTAN, N.; THOME, J. R. Prediction of two- phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 7, p. 935-947, 2002. ISSN 0140-7007.

OZISIK, M. N. **Basic heat transfer**. McGraw-Hill New York, 1977. ISBN 0070479801.

PORTO, M. P.; MACHADO, L.; COIMBRA, C. F. **Theoretical and experimental studies on boiling heat transfer for the zeotropic mixture R-407C**. 2013. (Doutor em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Minas Gerais

QUIBEN, J. M.; THOME, J. R. Flow pattern based two- phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model. **International Journal Heat Fluid Flow**, v. 28, n. 5, p. 1060-1072, 2007. ISSN 0142-727X.

REVELLIN, R.; HABERSCHILL, P. Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 3, p. 487-497, 2009. ISSN 01407007.

REZENDE, D. et al. **Estudo teórico e experimental dos coeficientes de transferência de calor em misturas refrigerantes**. VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Uberlândia, MG - Brasil 2014.

ROUHANI, S. Z.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 13, n. 2, p. 383-393, 1970. ISSN 00179310.

SILVA, J. D. D. **Estudo teórico-experimental da perda de pressão durante a ebulição convectiva de refrigerantes halogenados no interior de microcanais circulares**. 2012. Universidade de São Paulo

STEINER, D. Heat transfer to boiling saturated liquids VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas). **VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf**, 1993.

SUN, L.; MISHIMA, K. Evaluation analysis of prediction methods for two- phase flow pressure drop in mini- channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, n. 1, p. 47-54, 2009. ISSN 0301-9322.

TAITEL, Y.; DUKLER, A. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**, v. 22, n. 1, p. 47-55, 1976. ISSN 1547-5905.

TAYLOR, B. N.; KUYATT, C. E. **NIST Technical Note 1297**. p.24. 1994

- THOME, J. R. Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review. **International Journal of Refrigeration**, v. 19, p. 435-457, 1996. ISSN 0140-7007.
- THOME, J. R.; HAJAL, J. E. Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes: latest version. **Heat transfer engineering**, v. 24, n. 6, p. 3-10, 2003. ISSN 0145-7632.
- TRAN, T. N. et al. Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development. **International Journal Of Multiphase Flow**, v. 26, n. 11, p. 1739-1754, 2000. ISSN 0301-9322.
- WANG, C. C.; CHIANG, C. S.; LU, D. C. Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a, and R-407C in a 6.5-mm smooth tube. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 15, n. 4, p. 395-405, 1997. ISSN 0894-1777.
- WILSON, M. J. **Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in larger diameter refrigeration applications**. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign. 1998
- WOJTAN, L. **Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes**. 2004. École Polytechnique Fédérale De Lausanne
- WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 14, p. 2955-2969, 2005. ISSN 0017-9310.
- WOLDESEMAYAT, M. A.; GHAJAR, A. J. Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes. **International Journal Of Multiphase Flow**, v. 33, n. 4, p. 347-370, 2007. ISSN 0301-9322.
- XU, Y.; FANG, X. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. **International Journal of Refrigeration**, 2012. ISSN 0140-7007.
- XU, Y.; FANG, X. Correlations of void fraction for two-phase refrigerant flow in pipes.(Author abstract). **Applied Thermal Engineering**, v. 64, n. 1-2, p. 242, 2014. ISSN 1359-4311.
- XU, Y. et al. Evaluation of frictional pressure drop correlations for two-phase flow in pipes. **Nuclear Engineering and Design**, v. 253, p. 86-97, 2012. ISSN 0029-5493.
- ZIVI, S. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. **Journal of Heat Transfer**, v. 86, n. 2, p. 247-251, 1964. ISSN 0022-1481.
- ZÜRCHER, O.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. **Prediction of Two-Phase Flow Patterns for Evaporation of Refrigerant R-407C Inside Horizontal Tubes**. 1997

APÊNDICE A

CALIBRAÇÃO E INCERTEZA DOS INSTRUMENTOS

Nesta seção é descrito o procedimento para calibrar os sensores de pressão utilizados na bancada experimental, bem como a metodologia para calcular suas incertezas de medição. Esse procedimento e essa metodologia são explicadas por Couto *et al.* (2010).

Como exemplo, é apresentada apenas a calibração de um dos medidores de pressão do banco de testes. Nessa calibração, foi usado um medidor digital padrão de pressão ZÜRICH Z10B-A4 com uma precisão de 0,1% sobre o fundo de escala de 10 bar e uma bomba de aferição. Os resultados das medições são mostrados na FIG. A1.

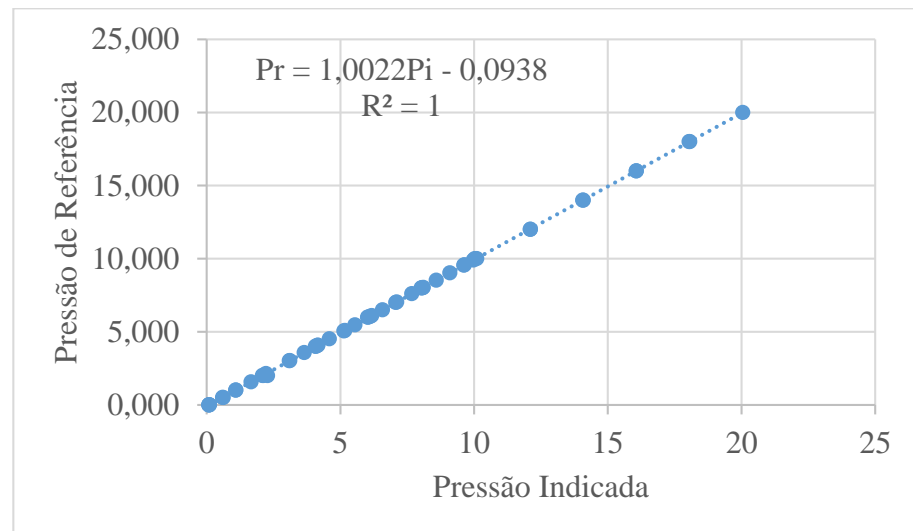


FIGURA A.1 Curva de calibração do medidor de pressão.

A incerteza da medida é calculada preenchendo a seguinte planilha.

QUADRO A.1 Planilha de incerteza da calibração de um transmissor de pressão

Fontes de incerteza	Valor (bar)	Distribuição	Divisor	Incerteza (bar)	Graus de liberdade
Incerteza da calibração	0,035	Normal	\sqrt{n}	0,0048	51
Incerteza do instrumento	0,2	Normal	2	0,1	∞
Resolução	0,01	Retangular	$\sqrt{3}$	0,0057	∞
Incerteza do padrão	0,01	Normal	2	0,0050	∞
Incerteza combinada				0,100	∞
Incerteza Expandida				0,2	∞

Na 2a coluna desta planilha, são apresentados, nessa ordem, o desvio padrão entre as pressões de referência e indicada (incerteza da calibração), a incerteza do fabricante, a resolução do instrumento e incerteza padrão. Na 5a coluna, tem-se a incerteza de todas as fontes apresentas na planilha, e que é definida pela razão dos valores indicados na 2a coluna e os valores indicados na 4a coluna. Para a incerteza da calibração, esse valor (n) é a raiz quadrada do número de amostras. A incerteza combinada é igual à raiz quadrada da soma dos quadrados das quatro incertezas anteriores. Por fim, a incerteza expandida é a incerteza combinada multiplicada por 2, assegurando um intervalo de confiança de 95%.

Para os medidores de temperatura (termopares tipo T), não foram feitas as calibrações, uma vez que o fabricante desses instrumentos forneceu os respectivos certificados de calibração. As incertezas das medições dos termopares seguiram o mesmo procedimento descrito acima.

Para os medidores de tensão e corrente elétrica, as incertezas foram obtidas com base nas informações dos fabricantes e seguindo o mesmo procedimento descrito anteriormente.

APÊNDICE B

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela B.1 apresenta os resultados experimentais obtidos nos testes para perda de pressão com o fluido R-407C realizados no presente trabalho.

TABELA B.1 Resultados experimentais para o fluido R-407C.

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa/m)	Título	Velocidade mássica (kg/m²s)	Diâmetro (mm)	Fluxo de calor (kW/m²)
12,50081	306,3353	0,035026	273,6816	8	0
11,97066	315,6194	0,054861	273,7314	8	0
12,01337	317,2247	0,055321	273,5806	8	0
11,87983	314,6802	0,056624	273,6691	8	0
11,54237	322,9356	0,066877	273,6990	8	0
12,09185	472,5242	0,199732	273,5998	8	0
12,09138	477,0026	0,199408	273,5266	8	0
11,79440	507,7138	0,205285	273,7025	8	0
11,79465	659,9592	0,303550	273,6230	8	0
11,88359	857,5951	0,434382	273,5433	8	0
12,06375	1186,15	0,563605	273,3704	8	0
12,24515	1480,469	0,721285	273,7072	8	0
10,65642	397,3777	0,051107	278,2727	8	0
10,74921	384,207	0,048629	278,3006	8	0
10,79054	380,3782	0,048256	278,2929	8	0
10,74254	500,8143	0,111435	278,3388	8	0
10,77223	496,0222	0,110260	278,3990	8	0
10,78256	489,3737	0,110266	278,3990	8	0
10,78992	627,2223	0,190202	278,3683	8	0
10,70671	627,6952	0,189666	278,3508	8	0
10,77192	822,0343	0,296038	278,2643	8	0

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa/m)	Título	Velocidade mássica (kg/m ² s)	Diâmetro (mm)	Fluxo de calor (kW/m ²)
10,81016	837,0686	0,295210	278,3767	8	0
10,87425	1053,888	0,408396	278,2819	8	0
10,86152	1072,666	0,408171	278,3622	8	0
10,77898	1381,07	0,556389	278,2565	8	0
10,86096	1385,044	0,536717	278,1592	8	0
10,78199	1660,469	0,712846	278,3159	8	0
12,02430	320,2366	0,058065	273,8429	8	1.42
11,97357	325,1215	0,059720	273,8429	8	1.42
12,02758	399,261	0,125822	273,6298	8	1.42
12,07412	406,2177	0,124767	273,6304	8	1.42
12,02711	526,2255	0,208806	273,6128	8	1.42
12,07112	530,2764	0,207673	273,6320	8	1.42
12,02562	504,7415	0,207307	273,6561	8	1.42
12,03424	702,2947	0,314177	273,5049	8	1.42
12,00629	709,3876	0,314150	273,6202	8	1.42
12,02104	921,1278	0,436512	273,3633	8	1.42
12,06918	920,4574	0,435205	273,3934	8	1.42
12,03623	1199,559	0,572379	273,8415	8	1.42
12,02698	1192,806	0,573907	273,6445	8	1.42
12,17680	1421,724	0,734554	273,5062	8	1.42
12,04355	1479,476	0,732795	273,8429	8	1.42
12,01674	1496,979	0,733426	273,8429	8	1.42
11,93177	522,9315	0,073576	273,7761	8	4.3
11,93024	521,8826	0,073616	273,7721	8	4.3
11,99645	526,2174	0,072978	273,6370	8	4.3
12,01943	516,537	0,072290	273,6530	8	4.3
12,03120	589,9009	0,142676	273,5481	8	4.3

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa/m)	Título	Velocidade mássica (kg/m²s)	Diâmetro (mm)	Fluxo de calor (kW/m²)
12,01361	590,1918	0,142617	273,6454	8	4.3
11,96086	661,9384	0,226295	273,7027	8	4.3
11,95273	654,6565	0,226986	273,5952	8	4.3
11,93205	658,3821	0,226849	273,6597	8	4.3
11,96087	825,4441	0,330225	273,6592	8	4.3
11,94422	829,8777	0,330601	273,6230	8	4.3
11,95853	834,6705	0,330933	273,5446	8	4.3
11,99652	1039,735	0,454272	273,4160	8	4.3
12,05793	1021,272	0,452440	273,5184	8	4.3
11,95328	1028,67	0,454615	273,4563	8	4.3
12,09169	1296,008	0,590888	273,4693	8	4.3
12,11778	1313,697	0,590275	273,5152	8	4.3
12,28942	1566,505	0,749025	273,3827	8	4.3
12,22677	1564,583	0,750345	273,3633	8	4.3
11,88333	266,4409	0,109385	182,2825	8	0
11,87686	265,9206	0,108893	182,3681	8	0
12,01459	297,3041	0,250956	182,2588	8	0
11,93580	308,4699	0,252855	182,2422	8	0
11,98502	367,7066	0,336258	182,2805	8	0
11,99295	365,1613	0,335514	182,3477	8	0
11,99770	471,3716	0,493220	182,1172	8	0
12,09467	472,5529	0,490703	182,2074	8	0
12,09896	547,182	0,674719	182,1946	8	0
12,19572	547,9072	0,674100	182,1534	8	0
12,01482	538,0914	0,776250	182,2422	8	0
12,09834	532,5436	0,776106	182,2299	8	0
12,02905	531,5073	0,776303	182,2422	8	0

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa/m)	Título	Velocidade mássica (kg/m ² s)	Diâmetro (mm)	Fluxo de calor (kW/m ²)
12,05330	511,0894	0,901312	182,2422	8	0
12,10474	494,9168	0,902781	182,1570	8	0
12,05330	511,0894	0,901312	182,2422	8	0
12,10474	494,9168	0,902781	182,1570	8	0
12,05861	527,5588	1,007137	182,1536	8	0
11,92646	305,674	0,080437	228,2024	8	0
12,05219	297,5165	0,079024	228,0361	8	0
12,01734	444,433	0,259624	228,0853	8	0
12,00611	441,9484	0,261464	227,8550	8	0
12,12121	567,7598	0,382376	227,9160	8	0
12,02455	568,004	0,383642	227,9785	8	0
12,12816	690,882	0,540110	227,8028	8	0
12,15938	693,4844	0,540161	227,8028	8	0
12,12515	796,3759	0,606774	227,8014	8	0
12,12759	794,5076	0,605617	227,8033	8	0
12,27756	779,4995	0,604111	227,8028	8	0
12,09796	854,2487	0,693412	228,2024	8	0
12,22918	849,8543	0,694353	227,9472	8	0
12,18727	853,1877	0,695001	227,9138	8	0
12,11123	855,4702	0,787529	227,8028	8	0
12,12696	851,7625	0,787860	227,8028	8	0
12,33728	699,6436	0,867175	227,8028	8	0
12,22908	692,5122	0,866162	227,9422	8	0
12,10010	362,158	0,049532	301,1215	4.5	0
12,13534	358,9956	0,049027	301,0698	4.5	0
12,15594	538,0928	0,184522	301,1949	4.5	0
12,15594	538,0928	0,184822	301,1949	4.5	0

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa/m)	Título	Velocidade mássica (kg/m ² s)	Diâmetro (mm)	Fluxo de calor (kW/m ²)
12,21805	525,0839	0,184069	301,0706	4.5	0
12,04513	736,6344	0,282010	300,9049	4.5	0
12,03992	741,3862	0,281484	301,0250	4.5	0
12,12149	1030,3	0,394382	301,0831	4.5	0
12,08872	254,6861	0,002387	273,7314	4.5	0
11,93651	432,3354	0,084062	273,5806	4.5	0
12,03489	623,9223	0,137842	273,6691	4.5	0
11,93429	817,6974	0,202451	273,699	4.5	0
12,07497	1131,889	0,305210	273,5998	4.5	0
12,08612	1437,723	0,403033	273,5266	4.5	0
11,95500	1871,974	0,518998	273,7025	4.5	0
12,09122	2277,893	0,629989	273,6230	4.5	0
12,16594	2339,303	0,629136	273,5433	4.5	0
12,04296	3242,174	0,842746	273,3704	4.5	0
12,08243	3243,03	0,842251	273,7072	4.5	0
12,15934	3331,035	0,971803	273,7072	4.5	0
12,03321	714,5855	0,041411	460,9003	4.5	0
11,94220	1737,58	0,205371	460,9692	4.5	0
11,92507	3865,6	0,426149	460,7803	4.5	0
11,92507	4763,84	0,564810	460,7803	4.5	0
11,90435	6327,11	0,698720	460,7803	4.5	0
12,09044	7327,317	0,848681	460,7803	4.5	0
12,05009	6787,9	0,984344	460,4222	4.5	0