



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

ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DA PERDA DE
PRESSÃO EM CURVAS DE RETORNO COM ESCOAMENTO
BIFÁSICO DA MISTURA ZEOTRÓPICA R-407C

Autor: **Ludgero Damasceno Junior**

Orientador: **Prof. Dr. Luiz Machado**

Belo Horizonte, 29 de Maio de 2015

Autor: **Ludgero Damasceno Junior**

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DA PERDA DE
PRESSÃO EM CURVAS DE RETORNO COM ESCOAMENTO
BIFÁSICO DA 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: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais

Co-orientador: Prof. Dr. Matheus Porto

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2015

D155

Damasceno Júnior, Ludgero.

Estudo teórico e experimental da perda de pressão em curvas de retorno com escoamento bifásico da mistura zeotrópica R-407C [manuscrito] / Ludgero Damasceno Júnior. - 2015.
79 f., enc.: il.

Orientador: Luiz Machado.

Coorientador: Matheus Porto.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f.75-79.

Bibliografia: f.72-74.

1. Engenharia mecânica - Teses. I. Machado, Luiz . II. Porto, Matheus.
III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia.
IV. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DA PERDA DE PRESSÃO EM CURVAS DE RETORNO COM ESCOAMENTO BIFÁSICO DA MISTURA ZEOTRÓPICA R-407C

Autor: Ludgero Damasceno Junior

Dissertação defendida e aprovada em 29, de maio de 2015, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**"

Prof. Dr. Luiz Machado – Universidade Federal de Minas Gerais - Orientador

**Prof. Dr. Matheus Pereira Porto – Universidade Federal de Minas Gerais –
Co-orientador**

**Prof. Dr. Antônio Augusto Torres Maia – Universidade Federal de Minas Gerais –
Examinador**

Prof. Dr. Rudolf Huebner – Universidade Federal de Minas Gerais – Examinador

DEDICATÓRIA

Aos meus pais pelo apoio e orações em todos os desafios que enfrentei em minha vida.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela sua presença nos momentos mais difíceis.

À minha família, minha mãe Maria das Grassas, meu pai Ludgero e meus irmãos Audrey e Dauro pelo apoio e conselhos, indispensáveis na minha trajetória acadêmica.

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, pelos ensinamentos e sua dedicação no desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Matheus 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, pelo apoio recebido e dedicação no desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos do mestrado, Tatiana Martins, Carlos Eduardo Castilha, Juan Garcia, Leandro Pereira e Oscar Sandoval, pelo apoio no desenvolvimento do trabalho e a amizade construída neste tempo de convívio.

Meus sinceros agradecimentos.

*“A mente que se abre a uma nova ideia
jamais voltará ao seu tamanho original.”*

Albert Einstein

RESUMO

Evaporadores e condensadores de sistemas de refrigeração modernos estão se tornando cada vez mais compactos. Portanto, a tubulação dos trocadores de calor apresentam uma grande quantidade de curvas de retorno. Assim, o efeito das singularidades no desempenho hidrodinâmico torna-se mais importante. Neste trabalho, um banco de ensaio foi desenvolvido para estudar a perda de pressão em curvas de retorno com o diâmetro do tubo (D) de 4,77 mm e um raio de curvatura (2R/D) variando de 4,4 a 10,83. O conjunto de dados experimentais foi obtido variando-se a velocidade mássica de refrigerante dentro do intervalo de $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ a $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ com uma pressão de saturação de 12 bars. O objetivo deste trabalho foi levantar resultados por meio de testes experimentais em escoamento do fluido refrigerante R-407C em curvas de retorno e comparar os valores experimentais com os correspondentes valores teóricos obtidos por meio de correlações disponíveis na literatura. Com base nos dados obtidos a partir dos testes, foi possível avaliar a perda de pressão para diferentes configurações de escoamentos. Foi observado que a correlação de Padilla apresentou a melhor acurácia, e que a variação de parâmetros de escoamento (título e velocidade mássica) e geométrico (raio de curvatura) das curvas de retorno exercem uma influência importante nos resultados da perda de pressão.

Palavras Chaves: *Curva de retorno, R-407C, Escoamento bifásico, Perda de Pressão*

ABSTRACT

Evaporators and condensers of modern cooling systems are becoming increasingly compact. Therefore, the tubes of these heat exchangers present a large amount of return bends. Thus, the effect of singularities on the hydrodynamic performance becomes more important. In this work, a test bench was developed to study the pressure drop in return bends with tube diameter (D) of 4,77 mm and the curvature ratio ($2R/D$) from 4,40 to 10,83. The experimental data set was obtained varying the refrigerant mass flux within the range from 100 kg/m²s to 600 kg/m²s, for a pressure of 12 bar. This work aims to collect results by experimental tests with R-407C flowing in return bends and compare the experimental values with corresponding theoretical values obtained through correlations available in the literature. Based on the data obtained from the tests, it was possible to evaluate the pressure drop for different flow configurations. It was observed that the Padilla correlation showed the best accuracy, and that flow parameters (vapor quality and mass velocity) and geometry (curvature radius) lead to important influence on pressure drop results.

Key Words: Return bends, R-407C, Two-phase flow, Pressure drop.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1. Fluido Refrigerante R-407C.....	23
2.2. Escoamentos bifásicos	25
2.3. Modelos para previsão da perda de pressão em curvas de retorno	28
2.3.1. Cálculo da perda de pressão em curvas de retorno – Escoamento monofásico	29
2.3.2. Cálculo da perda de pressão em curvas de retorno – Escoamento bifásico	30
2.3.2.1. Correlação de Geary	30
2.3.2.2. Correlação de Chisholm.....	30
2.3.2.3. Correlação de Chen.....	31
2.3.2.4. Correlação de Domanski	32
2.3.2.5. Correlação de Padilla	33
2.4. Medição da Perda de Pressão em curvas de retorno	34
2.5. Conclusões	36
3. MATERIAIS E MÉTODOS	37
3.1. Equipamento experimental	37
3.1.1. Circuito principal.....	39
3.1.1.1. Micro-bomba	40
3.1.1.2. Pré-aquecedor	41
3.1.1.3. Visor.....	42
3.1.1.4. Seção de testes	42
3.1.1.5. Condensador	43
3.1.1.6. Medidor de vazão	44
3.1.1.7. Medição de pressão.....	44
3.1.1.8. Medição de temperatura.....	45
3.1.1.9. Sistema de aquisição de dados	45

3.1.2. Circuito de refrigeração	45
3.2. Tratamento de dados experimentais	46
3.2.1. Velocidade mássica	46
3.2.2. Perdas de calor no dispositivo de aquecimento.....	47
3.2.3. Título na saída do pré-aquecedor	47
3.3. Simulação e avaliação das correlações	48
3.4. Plano de ensaio.....	49
3.4.1. Testes com escoamento monofásico.....	49
3.4.2. Testes com escoamento bifásico	50
3.5. Análise de incertezas	50
3.6. Conclusões	52
4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS	53
4.1. Escoamento monofásico	53
4.1.1. Perda de pressão por atrito em fase líquida.....	53
4.1.2. Avaliação das correlações para perda de pressão em escoamento monofásico	54
4.2. Escoamento bifásico.....	55
4.2.1. Avaliação das correlações para perda de pressão em escoamento bifásico	55
4.2.2. Perda de pressão em curvas de retorno para escoamentos bifásico.....	59
4.2.2.1. Efeito da velocidade mássica e do título	60
4.2.2.2. Efeito do raio de curvatura	63
4.2.2.3. Efeito do diâmetro	66
5. CONCLUSÕES	70
REFERÊNCIAS	72
APÊNDICE A	72
APÊNDICE B.....	72

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 Diagrama pressão em função entalpia para o fluido R-407C.....	24
FIGURA 2.2 Padrões observados em escoamentos horizontais líquido-vapor.....	27
FIGURA 2.3 Mapa de escoamento de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).....	28
FIGURA 2.4 Representação de uma curva de retorno.	28
FIGURA 2.5 Detalhes da seção de teste. $L_0 = 92D$, $L_1 = 10D$, $L_2 = 20D$	36
FIGURA 3.1 Diagrama esquemático do banco de ensaios.	38
FIGURA 3.2 Bancada de testes.....	39
FIGURA 3.3 Bomba de Engrenagens.....	40
FIGURA 3.4 Bomba de Engrenagens utilizada na bancada de teste.....	41
FIGURA 3.5 Pré-aquecedor.....	41
FIGURA 3.6 Visor do fluido R-407C.....	42
FIGURA 3.7 Seção de Teste.....	43
FIGURA 3.8 Condensador do circuito principal.....	44
FIGURA 3.9 Circuito de Refrigeração.	46

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.	51
TABELA 3.2 Incertezas de parâmetros estimados.....	51
TABELA 4.1 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.	54
TABELA 4.2 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.	56
TABELA 4.3 Resultados estatísticos estratificados por velocidade mássica.	60
TABELA 4.4 Resultados estatísticos estratificados por título.	63
TABELA 4.5 Variação da perda de pressão em função da diminuição do raio de curvatura..	66
TABELA 4.6 Variação da perda de pressão em função da diminuição do diâmetro interno. .	69
TABELA A.1 Planilha de incerteza da calibração de um transmissor de pressão	75
TABELA B.1 Resultados experimentais para o fluido R-407C.....	75

LISTA DE QUADROS

QUADRO 2.1 Propriedades físicas do fluido refrigerante R-407C.	25
QUADRO 3.1 Nomenclatura dos componentes da bancada de ensaio.	38
QUADRO 3.2 Parâmetros geométricos das curvas de retorno	43

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 4.1 Perda de pressão no regime monofásico adiabático na seção de testes.	54
GRÁFICO 4.2 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.	55
GRÁFICO 4.3 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Padilla et. al. (2009).	57
GRÁFICO 4.4 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Domanski (2008).	57
GRÁFICO 4.5 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Chen et. al. (2004).	58
GRÁFICO 4.6 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Geary (1975).	58
GRÁFICO 4.7 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo.	59
GRÁFICO 4.8 Perda de Pressão em curva de retorno R-407C, $P_{sat}=12$ bars.	61
GRÁFICO 4.9 Comparação entre os dados experimentais e as correlações analisadas para $G=212$ kg/m ² s, $D=4,77$ mm e $2R/D=10,83$	62
GRÁFICO 4.10 Comparação entre os dados experimentais e as correlações analisadas para $G=324$ kg/m ² s, $D=4,77$ mm e $2R/D=10,83$	62
GRÁFICO 4.11 Perda de Pressão estimada pela correlação de Chen em função do raio de curvatura.	64
GRÁFICO 4.12 Perda de Pressão estimada pela correlação de Geary em função do raio de curvatura.	64
GRÁFICO 4.13 Perda de Pressão estimada pela correlação de Padilla em função do raio de curvatura.	65
GRÁFICO 4.14 Perda de Pressão estimada pela correlação de Domanski em função do raio de curvatura.	65
GRÁFICO 4.15 Dados Experimentais da Perda de Pressão em função do raio de curvatura.	66
GRÁFICO 4.16 Perda de Pressão estimada pela correlação de Chen em função do diâmetro interno.	67
GRÁFICO 4.17 Perda de Pressão estimada pela correlação de Geary em função do diâmetro interno.	68

GRÁFICO 4.18 Perda de Pressão estimada pela correlação de Padilla em função do diâmetro interno.	68
GRÁFICO 4.19 Perda de Pressão estimada pela correlação de Domanski em função do diâmetro interno.....	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica
CFC	Clorofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
PPGMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
ODP	Ozone Depletion potencial
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

NOMENCLATURA

Letras Latina		Unidades
A_s	Área interna da seção transversal do tubo	[m ²]
A	Multiplicador	[adimensional]
b	Parâmetro de Chisholm	[adimensional]
$cp_{\text{água}}$	Calor específico da água	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
cp_l	Calor específico do líquido	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
cp_v	Calor específico do vapor	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
cp_{R-134a}	Calor específico do vapor R-134a	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diâmetro interno do tubo	[m]
f	Coefficiente de resistência de Darcy ou Fator de atrito	[adimensional]
f_l	Fator de atrito da parcela líquida que escoar no tubo	[adimensional]
f_v	Fator de atrito da parcela de vapor que escoar no tubo	[adimensional]
g	Gravidade	[m s ⁻²]
G	Velocidade mássica	[kg s ⁻¹ m ⁻²]
h_e	Entalpia na entrada do dispositivo aquecedor	[kJ kg ⁻¹]
h_{ep}	Entalpia na entrada do pré-aquecedor	[kJ kg ⁻¹]
$h_{eR-134a}$	Entalpia na entrada do condensador	[kJ kg ⁻¹]
h_l	Entalpia de líquido	[kJ kg ⁻¹]
h_v	Entalpia de vaporização	[kJ kg ⁻¹]

h_s	Entalpia na saída do dispositivo aquecedor	[kJ kg ⁻¹]
$h_{s_{R-134a}}$	Entalpia na saída do condensador	[kJ kg ⁻¹]
I	Corrente	[A]
L	Comprimento da seção de testes	[m]
L_{eq}	Comprimento equivalente da curva de retorno	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão mássica de água	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_l	Vazão mássica do líquido	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_v	Vazão mássica do vapor	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_{R-134a}	Vazão mássica do fluido R-134a	[kg s ⁻¹]
P_p	Potência elétrica do pré-aquecedor	[kW]
\dot{Q}	Taxa de calor aplicado no pré-aquecedor	[kW]
$\dot{Q}_{\text{água}}$	Taxa de transferência de calor na água no condensador	[kW]
\dot{Q}_{R-134a}	Taxa de transferência de calor no fluido R-134a no condensador	[kW]
R	Raio da curva de retorno	[m]
Re	Número de Reynolds	[adimensional]
Re_l	Número de Reynolds da parcela líquida que escoar no tubo	[adimensional]
Re_v	Número de Reynolds da parcela de vapor que escoar no tubo	[adimensional]
Re_m	Número de Reynolds médio da parcela de vapor somada com a parcela líquida que escoar no tubo	[adimensional]

$T_{e_{\text{água}}}$	Temperatura de entrada da água no condensador	[°C]
$T_{s_{\text{água}}}$	Temperatura de saída da água no condensador	[°C]
J_l	Velocidade da fase do líquido	[m s ⁻¹]
J_v	Velocidade da fase do vapor	[m s ⁻¹]
K_{sp}	Coefficiente de perda de pressão local	[m s ⁻¹]
x	Título de vapor	[adimensional]
x_{es}	Título na entrada da seção de testes	[adimensional]
x_{ss}	Título na saída da seção de testes	[adimensional]
V	Voltagem	[V]
We	Número de Weber da mistura homogênea líquido-vapor	

Letras gregas

Unidades

Δh	Diferença de entalpia na ebulição	[kJ kg ⁻¹]
ΔP_{rb}	Perda de pressão na curva de retorno	[N m ⁻²]
ΔP_{st}	Perda de pressão na curva de retorno em escoamento monofásico	[N m ⁻²]
ΔT_g	Varição da temperatura em ebulição a pressão constante	[K]
η	Eficiência da transferência de calor	[adimensional]
η_p	Eficiência da transferência de calor no pré-aquecedor	[adimensional]
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido	[Pa s]
μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor	[Pa s]

π	Número Pi	[adimensional]
ρ	Massa específica do fluido	[kg m ⁻³]
ρ_l	Massa específica do líquido	[kg m ⁻³]
ρ_v	Massa específica do vapor	[kg m ⁻³]
Φ	Multiplicador bifásico	[adimensional]

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, segundo Barbieri (2005), 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. Os fenômenos que acontecem no evaporador têm grande importância, devido ao fato de esse trocador de calor ser o componente mais relevante na influência da eficiência global do sistema de refrigeração convencional, segundo Jakobsen (1995).

Poucos estudos teóricos e experimentais vêm sendo realizados com o objetivo de quantificar as perdas de carga em curvas de retorno e uma grande parcela se refere a escoamentos monofásicos, sendo ainda mais escassos os trabalhos para escoamentos bifásicos. Dentre estes estudos, destacam-se os trabalhos de Geary (1975), Chisholm (1983), Chen, Lin e Wang (2004), Domanski e Hermes (2008) e Padilla, Revellin e Bonjour (2009). Vale salientar também a grande variedade de novos fluidos refrigerantes no mercado e que até mesmo fluidos antigos, como o CO₂, voltaram a ser usados, como citado por Damasceno (2014). Assim, estudos sobre a troca de calor e a perda de carga com estes fluidos tornam-se necessários.

O R-407C é uma mistura ternária de compostos HFC's e, segundo a regulamentação internacional sobre HCFC's, ele é apontado como um dos substitutos para o refrigerante R-22, que foi amplamente utilizado em refrigeração e aparelhos de ar condicionado, segundo Honda, Wijyantab e Takata (2005).

Com a necessidade de substituir os fluidos refrigerantes impostas pelos protocolos Montreal (1987) e Kyoto (1997), a indústria da refrigeração precisa adequar os equipamentos às características termodinâmicas desses novos fluidos. Para isso, é essencial que as propriedades termodinâmicas e de transporte sejam exaustivamente estudadas, principalmente valores dos coeficientes de troca de calor e perda de pressão dos novos fluidos. Além da perda de pressão em tubos retos, também é importante prever a perda de pressão em singularidades, tais como curvas de retorno, sendo isso um pré-requisito básico para projeto dos trocadores de calor e de outros componentes dos sistemas de refrigeração e climatização.

O objetivo do presente trabalho é 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 e comparar os valores

experimentais com valores teóricos correspondentes obtidos por meio de correlações disponíveis na literatura.

Além desta introdução, este trabalho contém mais cinco capítulos. No segundo capítulo, são apresentadas as características do fluido R-407C e aquelas de um escoamento bifásico, bem como uma lista de correlações e métodos para predição de perda de pressão com escoamento bifásico em curvas de retorno.

No terceiro capítulo é apresentada a descrição da bancada experimental usada nesta pesquisa, incluindo o sistema de aquisição de dados e o plano de ensaios experimentais. Neste capítulo, também é discutida a metodologia empregada no tratamento dos resultados experimentais e na estimativa das incertezas das grandezas medidas nos testes experimentais.

O quarto capítulo apresenta uma síntese dos resultados experimentais para a perda de pressão em curvas de retorno 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. Essa análise foi importante para estabelecer quais desses métodos foram os mais apropriados para prever o comportamento do refrigerante estudado no presente trabalho.

Ao final deste trabalho, no quinto capítulo, são apresentadas as principais conclusões obtidas a partir do estudo realizado, bem como sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta as características do fluido refrigerante R-407C e do escoamento bifásico, notadamente os padrões de escoamento frequentemente encontrados em trocadores de calor de sistemas de refrigeração e bombas de calor. Serão também apresentados os métodos de predição mais relevantes para a perda de pressão em curvas de retorno oriundos da literatura especializada. O capítulo ainda aborda estudos realizados sobre os métodos experimentais de medições de perda de pressão em curvas de retorno.

2.1. Fluido Refrigerante R-407C

O clorodifluorometano (R-22 ou HCFC22) foi usado em máquinas de compressão de vapor para refrigeração industrial e comercial, condicionamento de ambientes e para aquecimento com bombas de calor durante muitos anos. O baixo índice de *Ozone Depletion Potential* (ODP) do R-22, que representa a quantidade de degradação que uma substância pode causar à camada de ozônio, em comparação com a do CFC11 (R-11) e do CFC12 (R-12), combinada com sua excelente propriedade refrigerante, ajudou na transição para o fim do uso dos gases CFC's. No entanto, mesmo os HCFC's, como R-22, apesar de menos prejudiciais à camada de ozônio, ainda contêm cloro. Além disso, o R-22 é um gás de efeito estufa, o que contribui para o aquecimento global. Uma alternativa para substituição dos HCFC's é a utilização dos fluidos refrigerantes HFC's, como o R-407C, que não possuem cloro em sua formulação que, portanto, não apresentam potencial de degradação da camada de ozônio.

O fluido refrigerante R-407C é uma mistura ternária composta por 3 diferentes fluidos refrigerantes: R-32, R-125 e R-134a, nas proporções de 23%, 25% e 52%, respectivamente. O diagrama pressão-entalpia do R-407C é mostrado na FIG 2.1.

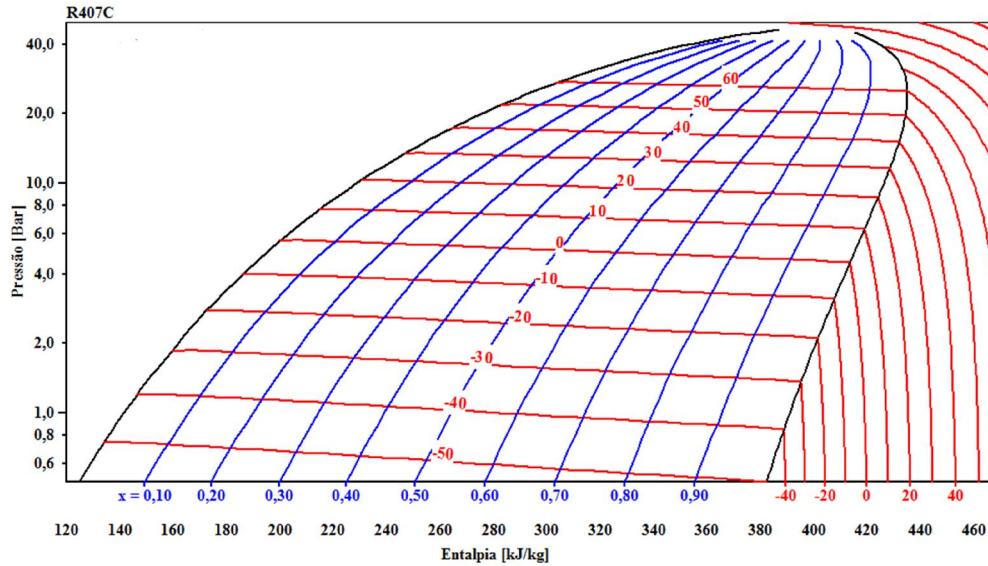


FIGURA 2.1 Diagrama pressão em função da entalpia para o fluido R-407C.

Latini (2006) classifica um fluido como zeotrópico como aquele em que a variação de temperatura de saturação, para uma dada pressão, é maior do que 5 °C. Fluidos zeotrópicos podem ser destilados, e a proporção entre os componentes do fluido pode variar no interior do sistema de refrigeração, dependendo do estado termodinâmico. Estas características exigem que o sistema de refrigeração seja carregado com o fluido na fase líquida, o que evita o fracionamento do fluido em seus componentes, obtendo-se, assim, o máximo desempenho do sistema. O QUADRO 2.1 mostra as principais propriedades físicas do fluido R-407C.

QUADRO 2.1 Propriedades físicas do fluido refrigerante R-407C.

PROPRIEDADES FÍSICAS	R-407C
Mistura Ternária	R32 / R125 / R134a
Composição (%)	23 / 25 / 52
Massa Molecular (kg/kmol)	86,2
Temperatura de ebulição (°C)	-44,2
Ponto de orvalho (°C)	-36,8
Temperatura crítica (°C)	87
Pressão crítica (MPa)	5,45
Densidade crítica (kg/m ³)	487,0
Densidade do líquido (25°C) (kg/ m ³)	1150,0
Densidade do líquido (-25°C) (kg/ m ³)	1340,0
Densidade do vapor (kg/m ³)	4,6
Pressão de vapor (25°C) (MPa)	1,1911,9
Pressão de vapor (-25°C) (MPa)	0,23
Calor de vaporização (KJ/kg)	253
Condutividade térmica do líquido (W/mK)	0,086
Condutividade térmica do vapor (W/mK)	0,0131
Solubilidade em água (ppm)	950
Limite de inflamabilidade (% vol)	Nenhuma
Toxicidade (AEL) (ppm)	1000
ODP	0

2.2. Escoamentos bifásicos

O mecanismo de ebulição em tubos e canais constitui-se um processo complexo que envolve a mudança de fase com escoamento caracterizado por importantes mecanismos de transferência de calor. A configuração de um escoamento bifásico é determinada pela fração de vazio, gravidade, tensão superficial e tensão de cisalhamento entre as fases líquida e vapor. Os padrões de escoamento observados em tubos horizontais de uma mistura líquido-vapor são dadas por Collier e Thome (1994) e Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

O escoamento tipo bolhas é usualmente encontrado nas regiões em que o título da mistura é muito reduzido. As bolhas de gás encontram-se dispersas no líquido, havendo alta concentração dessas na metade superior do tubo em razão da alta massa específica da fase líquida. Quando as forças de cisalhamento são dominantes, as bolhas tendem a se dispersar uniformemente no tubo. Com o aumento do título, aparece o escoamento pistonado, caracterizado pela formação de bolsas de vapor que se mantêm na região superior do tubo.

O escoamento estratificado liso ocorre para vazões reduzidas e título baixos, quando as velocidades do líquido e do vapor são baixas, havendo uma separação clara entre as

fases de líquido e vapor. Nesse regime, as duas fases escoam separadamente, com o gás ocupando a parte superior do tubo, e o líquido escoando na parte inferior.

O escoamento passa de estratificado liso para o ondulado à medida que as vazões de cada fase e/ou o título aumentam de valor. Eventualmente, a interface torna-se instável e sinuosa, implicando o aparecimento de ondas na interface do líquido-vapor, que se deslocam na direção do escoamento.

O escoamento intermitente ocorre em vazões elevadas e 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.

O escoamento anular ocorre 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 escoar 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.

A secagem de parede ocorre 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, levando à destruição do anel líquido e à secagem da parede do tubo ao redor do seu perímetro. Por fim, com o aumento da velocidade do escoamento do vapor e do título, aparece o escoamento em névoa, no qual há uma dispersão de gotículas do fluido escoando no núcleo de vapor. Os padrões frequentemente encontrados no escoamento bifásico em tubos horizontais e descritos acima são mostrados na FIG 2.2.

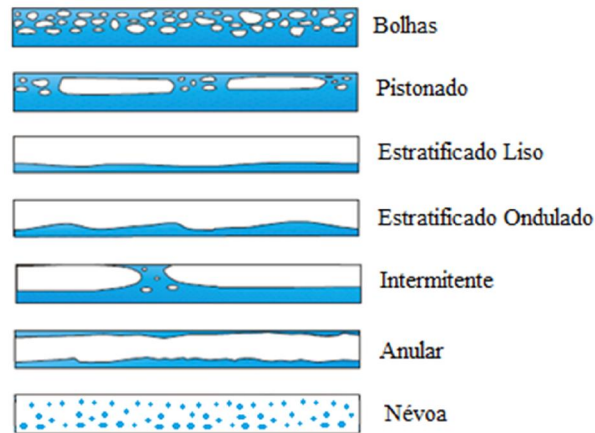


FIGURA 2.2 Padrões observados em escoamentos horizontais líquido-vapor.

Os padrões de escoamento são 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 parâmetros em seus eixos coordenados, tais como as velocidades superficiais das fases vapor e líquido ou a velocidade mássica e o título de vapor, como explicado por Kanizawa (2011).

A FIG 2.3 mostra o mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005), que foi desenvolvido para escoamentos horizontais com o R-407C para os seguintes parâmetros: $P_{\text{sat}} = 8$ bars, $D = 6$ mm, $G = 361$ kg/m²s e $q = 16,9$ kW/m². Este mapa também é apresentado por Mauro *et al* (2007). O mapa 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).

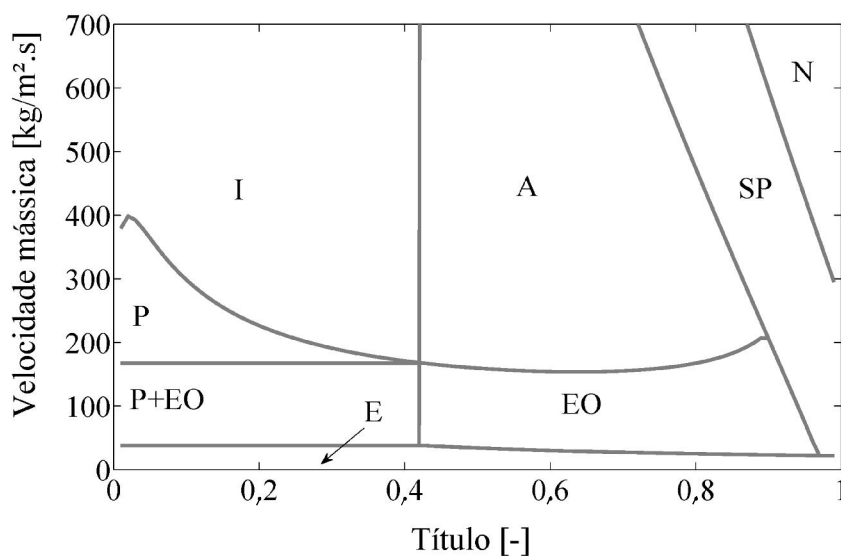


FIGURA 2.3 Mapa de escoamento de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005).

2.3. Modelos para previsão da perda de pressão em curvas de retorno

Neste item são apresentados métodos para estimativa da perda de pressão para curvas de retorno em escoamentos monofásicos e bifásicos. A FIG 2.4 mostra o diagrama esquemático de uma curva de retorno instalada horizontalmente.



FIGURA 2.4 Representação de uma curva de retorno – vista superior.

A perda de pressão em escoamento bifásico associada a curvas de retorno é um fenômeno significativamente menos estudado em comparação à perda de pressão em tubos retos. Neste trabalho foram estudadas cinco correlações citadas pela literatura, desenvolvidas para com base em escoamentos dos fluidos refrigerantes R-12, R-22, R-32, R-134a e R-410a.

2.3.1. Cálculo da perda de pressão em curvas de retorno – escoamento monofásico

A perda de pressão ao longo de um tubo horizontal em um escoamento monofásico é devida ao atrito, e pode ser estimada com boa precisão pela equação de Fanning, citada por Özisık (1977):

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{atrito}} = f \frac{G^2}{2\rho D} \quad (2.1)$$

O fator de atrito f é estimado em função do número de Reynolds (Re) por meio da EQ. (2.2) para escoamento laminar e EQ. (2.3) para escoamento turbulento, sendo a última proposta recentemente por Fang, Xu e Zhou (2011):

$$f = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (2.2)$$

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} \right) - \left(\frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 10^8 \quad (2.3)$$

O escoamento em tubulações pode exigir a passagem do fluido através de uma variedade de acessórios, tais como curvas ou mudanças súbitas de área. Essas perdas, denominadas localizadas, são relativamente menores se o sistema incluir longos trechos retos de seção constantes. A perda de carga localizada pode ser expressa pela EQ. (2.4).

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{atrito}} = f \frac{G^2}{2\rho D} \left(\frac{L_{eq}}{\pi R}\right) \quad (2.4)$$

A título de exemplo, para um escoamento monofásico na fase líquida, com velocidade mássica $G = 660 \text{ kg/m}^2\text{s}$ em uma curva de retorno com $R = 0,025 \text{ m}$ e $D = 0,0048 \text{ m}$, apresenta uma perda de pressão 17% maior que o trecho reto de mesmo comprimento a jusante da mesma. Essa é uma configuração típica em trocadores de calor compactos de sistemas de refrigeração.

2.3.2. Cálculo da perda de pressão em curvas de retorno – escoamento bifásico

2.3.2.1. Correlação de Geary

Geary (1975) utilizou a abordagem do fator de atrito de um tubo reto para determinar a perda de pressão em curvas de retorno. A correlação da perda de pressão no escoamento bifásico em curvas de retorno é dada pelo produto entre a perda de pressão assumindo que apenas uma das fases escoam isoladamente no tubo e um fator de correção. O coeficiente de atrito varia em função do título, do raio de curvatura, do número de Reynolds e do diâmetro do tubo. A perda de pressão é expressa pela EQ. (2.5).

$$\Delta P_{rb} = f \frac{G^2 x^2}{2\rho_v} \quad (2.5)$$

$$Re_v = \frac{GDx}{\mu_v} \quad (2.6)$$

$$f = \frac{8,03 \cdot 10^{-4} \cdot Re_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \cdot \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}} \quad (2.7)$$

Para obter a correlação acima, Geary (1975) realizou experimentos em escoamentos bifásicos adiabáticos, para o fluido R-22 na temperatura de saturação 4,5°C, em curvas de diâmetros internos de 11,4 mm e 11,6 mm, raios de curvatura de 2,3 e 6,6, velocidade mássica de 100 kg/m²s a 500 kg/m²s e títulos de vapor entre 0,2 e 0,8, num total de 145 experimentos. Os testes foram realizados com duas curvas montadas em série e separadas por um trecho reto de tubulação de 190 diâmetros de comprimento.

2.3.2.2. Correlação de Chisholm

No método de Chisholm (1983), 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 (ΔP_{sp}) e um fator de correção denominado multiplicador bifásico (Φ), conforme a EQ. (2.8).

$$\Delta P_{rb} = \Phi \Delta P_{sp} \quad (2.8)$$

A perda de pressão no escoamento monofásico e o multiplicador bifásico são obtidos pela EQs. (2.9) e (2.10).

$$\Delta P_{sp} = K_{sp} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (2.9)$$

$$\Phi = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) x [b(1-x) + x] \quad (2.10)$$

Na EQ. (2.10), o parâmetro 'b' pode ser determinado utilizando a EQ (2.11).

$$b = 1 + \frac{2,2}{k_{sp} \left(2 + \frac{R}{D} \right)} \quad (2.11)$$

K_{sp} é um coeficiente de perda de carga local, obtida para um escoamento monofásico na fase líquida. Idelshik (1986) propôs a seguinte expressão para estimar o parâmetro K_{sp} em curvas de retorno:

$$K_{sp} = f \frac{L}{D} + 0,294 \left(\frac{R}{D} \right)^{0,5} \quad (2.12)$$

Não foi realizada a validação experimental do método apresentado por Chisholm e Idelshik, segundo Padilla, Revellin e Bonjour (2009).

2.3.2.3. Correlação de Chen

Baseado no trabalho realizado por Geary (1975), Chen, Lin e Wang (2004) propõem uma correlação que utiliza a formulação apresentada por Geary (1975) com uma modificação na equação do coeficiente de atrito, EQ. (2.13). Chen, Lin e Wang (2004) incluíram o número Weber para explicar os efeitos da tensão superficial do líquido e da inércia do gás, e substituíram o número Reynolds do vapor pela soma do número de Reynolds do vapor e do líquido.

$$f = \frac{10^{-2} \cdot Re_m^{0,5}}{We^{0,12} \cdot \exp\left(0,194 \frac{2R}{D}\right) x^{1,26}} \quad (2.13)$$

Chen, Lin e Wang (2004) realizaram experimentos em escoamentos monofásico e bifásico para o fluido refrigerante R-410a em quatro tipos de curvas de retorno com diâmetros internos de 3,30 mm e 5,70 mm e raios de curvatura variando de 3,91 a 8,15. Chen *et al.* (2007) apresentaram também estudo em escoamentos monofásicos e bifásicos de perda de pressão para mistura R-134a/óleo, variando a concentração de óleo da mistura, escoando em um tubo sinuoso com um diâmetro interno de 5,07 mm e um raio de curvatura de 5,18. Em seu trabalho mais recente, Chen *et al.* (2008) apresentaram medidas de perda de pressão para o R-134a em escoamento bifásico para arranjos de tubos nas posições vertical e horizontal contendo nove curvas de retorno consecutivas com diâmetro interno de 5,07 mm e um raio de curvatura de 5,18.

2.3.2.4. Correlação de Domanski

Recentemente, Domanski e Hermes (2008) propuseram uma correlação para o cálculo da perda de pressão em escoamento bifásico em curvas de retorno, com base nos dados experimentais de Geary (1975) para o fluido refrigerante R-22 e nos dados de Chen, Lin e Wang (2004) para o fluido refrigerante R-410a. O modelo desenvolvido utiliza a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) para perda de pressão em escoamento bifásico de um tubo reto associada a um multiplicador que representa o raio de curvatura de uma curva de retorno.

De acordo com Müller-Steinhagen e Heck (1986), a perda de pressão de um escoamento bifásico em um trecho reto de tubulação é prevista considerando as perdas das fases líquida e vapor calculadas separadamente e dadas pela EQ. (2.14), na qual o índice k indica as fases líquida ou vapor, e o coeficiente de atrito (f_k) é calculado pela EQ. (2.15), sendo utilizadas as propriedades do vapor ou do líquido, conforme o caso.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_k = 2f_k \frac{G^2}{2\rho_k D} \quad (2.14)$$

$$f_k = 0,079 \cdot Re_k^{-0,025} \quad (2.15)$$

As perdas de pressão calculadas para cada fase são, então, combinadas utilizando-se a EQ. (2.16):

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_k = \left[\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_l + 2x \left(\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_v - \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_l \right) \right] (1-x)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_v x^3 \quad (2.16)$$

Para o cálculo da perda de pressão na curva de retorno foi proposta a EQ. (2.17). O multiplicador A, dado pela EQ. (2.18), é obtido a partir da aplicação do Teorema Pi de Buckingham, com os seguintes grupos adimensionais:

$$(i) \quad \frac{GDx}{\mu_v} \quad (ii) \quad \frac{l}{x} - l \quad (iii) \quad \frac{\rho_l}{\rho_v} \quad (iv) \quad \frac{2R}{D}$$

O primeiro grupo é o número de Reynolds da fase vapor, indicando a influência da velocidade de vapor, o segundo e terceiro grupos estão relacionados com a distribuição de massa para cada fase. O último termo se refere aos efeitos da curvatura da curva de retorno.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{rb} = A \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{st} \quad (2.17)$$

$$A = 6,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{GDx}{\mu_v}\right)^{0,54} \left(\frac{l}{x} - l\right)^{0,21} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,34} \left(\frac{2R}{D}\right)^{-0,67} \quad (2.18)$$

2.3.2.5. Correlação de Padilla

No modelo mais recente, Padilla, Revellin e Bonjour (2009) propuseram uma correlação para o cálculo da perda de pressão em escoamento bifásico em curvas de retorno, com base 325 pontos obtidos dos dados experimentais da literatura, nestes dados estão inclusos três diferentes fluidos refrigerantes (R-12, R-134a e R-410a). O modelo desenvolvido utiliza a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) para perda de pressão em escoamento bifásico de um tubo reto somada a um gradiente de pressão singular proposto por Padilla, Revellin e Bonjour (2009).

A correlação foi desenvolvida através de um equilíbrio de força em ambas as fases. Como resultado, a força centrífuga que atua sobre as fases líquida e vapor devido à

curva de retorno foi considerada. Como resultado, a perda de pressão total medida em curvas de retorno é dada pela EQ. (2.19).

$$\left(-\frac{\Delta P}{L}\right)_{rb} = \left(-\frac{\Delta P}{L}\right)_{st} + \left(-\frac{\Delta P}{L}\right)_{sing} \quad (2.19)$$

A perda de pressão singular proposta por Padilla, Revellin e Bonjour (2009) é obtida pela EQ. (2.20) e as velocidades superficiais da fase líquida e da fase de vapor são dadas pelas EQs. (2.21) e (2.22), respectivamente.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{sing} = 0,047 \left(\frac{\rho_v J_v^2}{R}\right) \left(\frac{\rho_l J_l^2}{R}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.20)$$

$$J_v = \frac{Gx}{\rho_v} \quad (2.21)$$

$$J_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l} \quad (2.22)$$

2.4. Medição da Perda de Pressão em curvas de retorno

Esta seção apresenta estudos da literatura sobre a medição da perda de pressão em curvas de retorno para fluidos refrigerantes. Traviss e Rohsenow (1971) analisaram experimentalmente a influência das curvas de retorno sobre a perda de pressão e do coeficiente de transferência de calor para o fluido refrigerante R-12. Os padrões de escoamento em curvas de retorno de vidro, com diâmetros internos de 12,70 mm e 25,40 mm, foram examinados visualmente e fotografados. Foram realizadas também medições para obtenção da perda de pressão e do coeficiente de transferência de calor ao longo de uma seção de teste horizontal imediatamente após a curva de retorno. Os dados da queda de pressão e da transferência de calor foram comparados aos dados de trechos retos (sem curvas de retorno). Constatou-se que os efeitos sobre a perda de pressão e de transferência de calor a jusante da curva de retorno são desprezíveis.

Hoang e Davis (1984) realizaram observações experimentais de padrões de escoamento e perda de pressão em curvas de retorno. Dentro da curva, as distribuições de pressão demonstraram o aparecimento de efeitos de rotação e de separação de fases. Os

efeitos mais significativos da perda de pressão total foram encontrados tanto no interior da curva, como imediatamente a jusante dela. Neste trabalho, os autores sugerem que um comprimento igual a 9 diâmetros é necessário para que o processo de normalização das fases seja obtido depois que o fluido sai de uma curva de retorno

Padilla *et al.* (2011) estudaram o fluido refrigerante R-410a em mudança de fase em curvas de retorno de 7,90 mm e 10,85 mm com diâmetro e raio de curvatura de 3,68 e 4,05, respectivamente. A velocidade mássica, o título e a temperatura de saturação variaram nas seguintes faixas: de 179 kg/m²s a 1695 kg/m²s, de 0,045 a 0,960 e 4,6 °C e 20,7 °C. Testes preliminares mostram que o comprimento necessário para uma medição da perda de pressão adequada a jusante da recuperação da curva de retorno é inferior a 20 diâmetros. Os dados experimentais foram comparados com quatro correlações disponíveis na literatura.

Para o presente trabalho, as características da seção de teste apresentadas por Padilla *et al.* (2011) foram adaptadas. As tomadas de pressão a montante e a jusante (L₁ e L₂) possuem o mesmo distanciamento da curva de retorno: 20 diâmetros internos, conforme mostradas na FIG 2.5.

Com a instalação de tomadas de pressão distantes da curva de retorno, foi necessário que os métodos de previsão descritos no item 2.3 do presente trabalho fossem acrescidos do termo referente à perda de pressão em trechos retos, sendo a correlação escolhida a de Sun e Mishima (2009), como indicado pelas EQs. (2.23), (2.24), (2.25) e (2.26). Segundo Pabón (2014), análises estatísticas e probabilísticas foram realizadas, indicando que a correlação de Sun e Mishima (2009), foi considerada uma das melhores para previsão de resultados experimentais para a perda de pressão em canais horizontais com refrigerante R-407C.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{atrito} = f_t \frac{G^2(1-x)^2}{2\rho_l D} \Phi_l^2 \quad (2.23)$$

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{x^{1,19}} + \frac{C}{x^2} \quad (2.24)$$

$$C = 26 \left(1 + \frac{Re_l}{1000}\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{0,153}{0,8 + 0,27L_a}\right)\right] \quad \text{Escoamento laminar} \quad (2.25)$$

$$C = 1,79 \left(\frac{Re_v}{Re_l} \right)^{0,4} \sqrt{\frac{1-x}{x}} \quad \text{Escoamento turbulento} \quad (2.26)$$

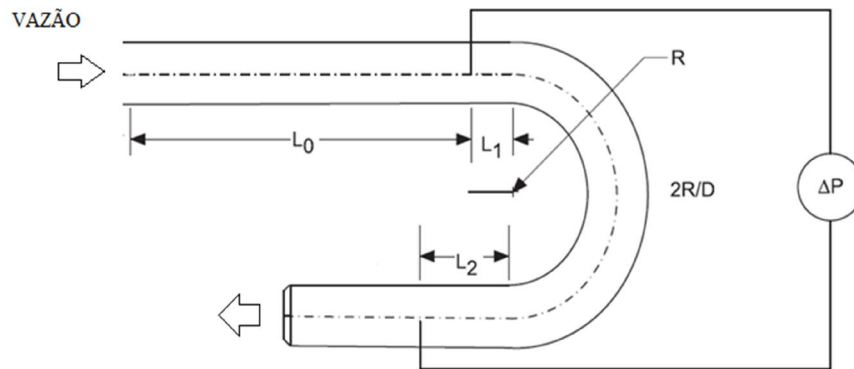


FIGURA 2.5 Detalhes da seção de teste. $L_0 = 92D$, $L_1 = 10D$, $L_2 = 20D$.

2.5. Conclusões

No estudo da perda de pressão de escoamento bifásico em curvas de retorno, não foram encontradas referências específicas para o fluido R-407C. Vale salientar que, com o desenvolvimento da indústria da refrigeração, os trocadores de calor estão ficando cada vez mais compactos, implicando a necessidade de previsão não só da perda de pressão nos tubos retos, mas também nas curvas de retorno, sendo esse cálculo um requisito básico para projetos e estudos de otimização dos componentes de trocadores de calor de sistemas de refrigeração.

Em particular, o fluido R-407C foi pouco estudado em relação à perda de pressão bifásica ao escoar através de um tubo circular, liso e horizontal e foi ainda menos estudado quando se trata de escoamentos bifásicos em curvas de retorno. Assim, é necessário avançar nas pesquisas para verificar se as correlações apontadas como mais precisas são recomendadas também para escoamentos com o R-407C.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O objetivo deste capítulo é apresentar a bancada de testes utilizada nos ensaios realizados para comparação dos resultados experimentais com as seis correlações de perda de pressão analisadas. No decorrer do capítulo é descrita a bancada de testes, bem como os procedimentos experimentais e as incertezas das medições realizadas.

3.1. Equipamento experimental

Diferentes bancadas experimentais para determinação de perdas de pressão em escoamentos monofásicos e bifásicos foram estudadas por Lima (2000), sendo elas classificadas em três categorias: com contaminação de óleo, sem contaminação de óleo e com circuitos paralelos.

Neste trabalho, a bancada de testes utilizada foi idealizada com dois circuitos paralelos e sem contaminação de óleo, uma vez que o eixo do motor elétrico é acoplado magneticamente ao eixo da micro-bomba que gera a vazão do R-407C. Os dois circuitos da bancada são circuito principal e o de refrigeração. Neste tipo de configuração, temos como vantagem a possibilidade de trabalhar em diferentes temperaturas de evaporação.

A bancada experimental encontra-se no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) do Departamento de Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (DEMEC-UFMG). A Figura 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), esse último com a função de fornecer água gelada para condensar o fluido R-407C no circuito principal. O QUADRO 3.1 apresenta a nomenclatura dos componentes da FIG 3.1. Na sequência, uma maior ênfase é dada para o circuito principal. Maiores informações sobre o circuito de refrigeração podem ser obtidas em Maia (2005).

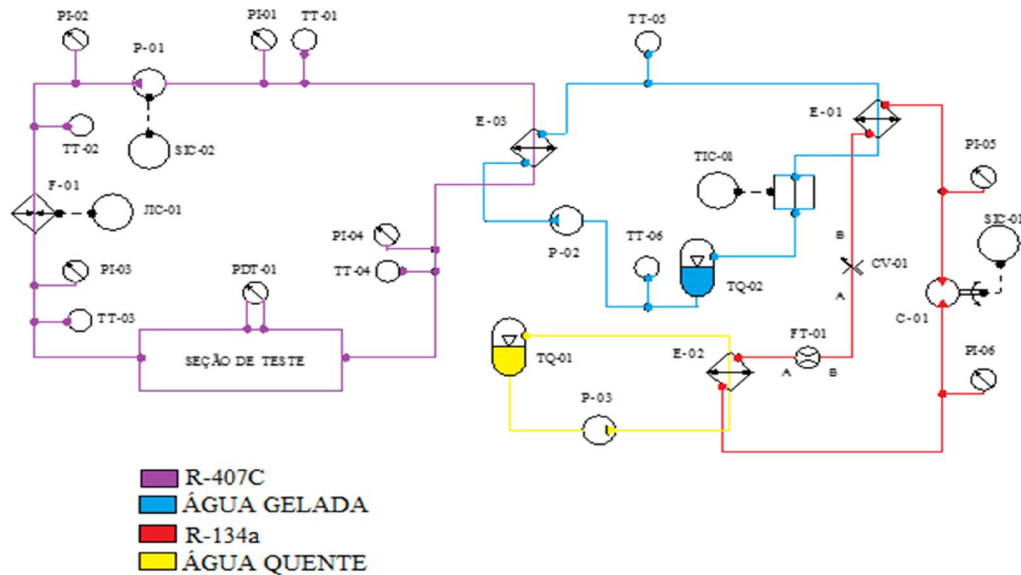


FIGURA 3.1 Diagrama esquemático do banco de ensaios.

QUADRO 3.1 Nomenclatura dos componentes da bancada de ensaio.

CÓDIGO	NOME	CÓDIGO	NOME
C-01	Compressor	CV-01	Válvula de expansão
E-01	Evaporador do R134a	E-02	Condensador do R134a
E-03	Condensador do R407C	F-01	Pré-aquecedor
FT-01	Medidor de vazão	FT-01	Transmissor de vazão
JIC-0X	Controlador e indicador de potência	P-01	Micro-bomba
P-02	Bomba de água gelada	P-03	Bomba de água quente
PI-0X	Indicador de pressão	SIC-0X	Variador de velocidade
PDT-01	Transmissor de pressão diferencial	TQ-01	Tanque de água quente
TIC-01	Controlador e indicador de temperatura	TT-0X	Transmissor de temperatura
TQ-02	Tanque de água gelada		

3.1.1. Circuito principal

No circuito principal circula o fluido de testes em circuito fechado (R-407C), composto, basicamente, por um condensador, uma micro-bomba, um pré-aquecedor e uma seção de teste, que podem ser vistos na FIG. 3.2.

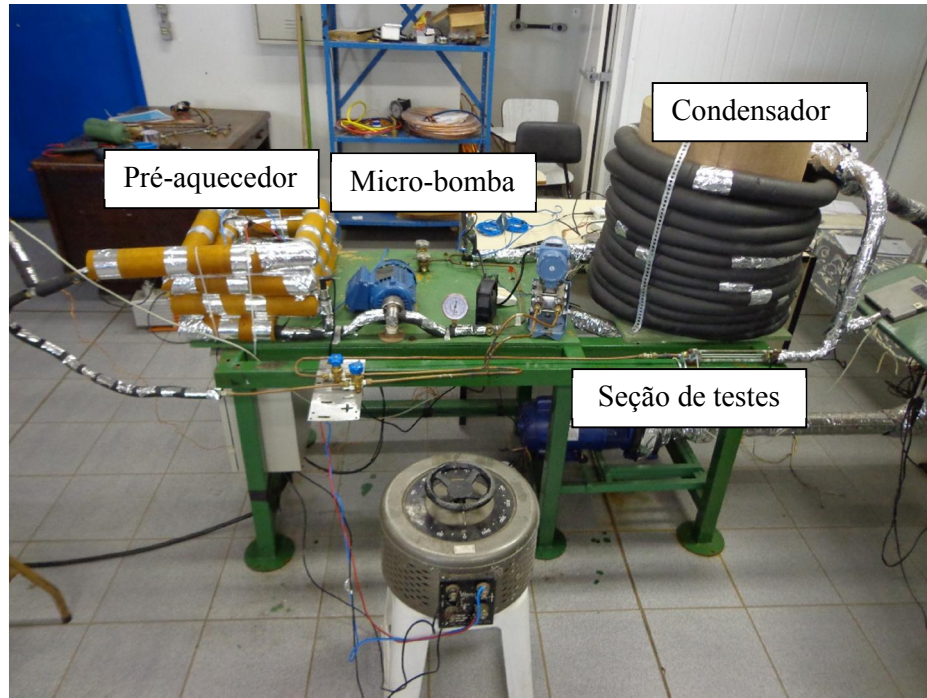


FIGURA 3.2 Bancada de testes

O ciclo no circuito principal ocorre em 3 etapas. Inicialmente, o fluido R-407C entra no estado líquido na micro-bomba, que aumenta a pressão do fluido. Em seguida, o fluido recebe calor no pré-aquecedor, elemento responsável pela mudança de fase e ajuste do título do fluido na entrada da seção de testes: uma curva de retorno, onde a perda de pressão é medida. O título do fluido na entrada da seção de testes é obtido por meio da equação EQ. (3.1), que fornece a entalpia do fluido h_s na saída do pré-aquecedor e entrada da seção de teste e, conseqüentemente, o valor do título nesta posição do circuito. Por fim, o fluido entra no condensador, cedendo calor à água fria, de forma que, ao sair do condensador, ele está no estado de líquido comprimido. Nesse estado, o fluido entra micro-bomba, reiniciando o ciclo.

$$\dot{Q}_p = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (3.1)$$

3.1.1.1. Micro-bomba

Para a circulação do fluido de trabalho, é utilizada uma bomba de engrenagens, que é uma bomba de deslocamento positivo. As duas engrenagens estão alojadas em uma carcaça sendo que uma delas (engrenagem motriz), esta acoplada ao eixo que transmite a potência fornecida pelo motor, como ilustrado na FIG. 3.3.

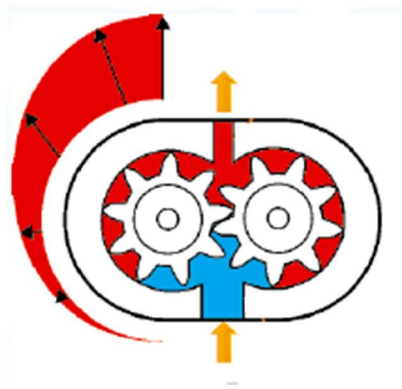


FIGURA 3.3 Bomba de Engrenagens

Na bancada de teste, foi utilizada uma bomba de engrenagem modelo GJ-N23 do fabricante MICROPUMP, com deslocamento nominal de 0,64 ml por rotação. A micro-bomba é acionada por um motor trifásico de 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. 3.4). Assim, a micro-bomba gera uma vazão do R-407C sem contaminação de óleo. 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.



FIGURA 3.4 Bomba de Engrenagens utilizada na bancada de teste

3.1.1.2. Pré-aquecedor

O pré-aquecedor é constituído por um tubo de 4,3 mm de diâmetro interno e 6 m de comprimento, enrolado em três voltas retangulares e envolvido por uma resistência elétrica de potência de 2,5 kW. O conjunto está isolado externamente com tubos de lã de vidro concêntricos (FIG. 3.5). A potência do pré-aquecedor é ajustada por meio de um variador de tensão, de acionamento manual, de potência máxima de 3 kW. A potência fornecida é obtida por meio das medições da tensão e da corrente elétrica no variador de tensão.

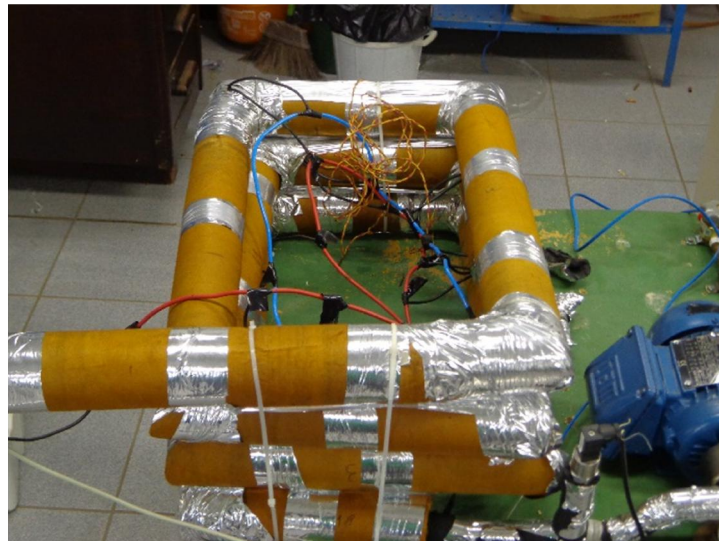


FIGURA 3.5 Pré-aquecedor

3.1.1.3. Visor

O visor é um tubo de vidro, de 300 mm de comprimento e de 9,0 mm de diâmetro interno, localizado na saída da seção de testes. O visor permite a observação dos padrões de escoamento bifásicos do fluido de trabalho (FIG. 3.6).



FIGURA 3.6 Visor do fluido R-407C.

3.1.1.4. Seção de testes

As seções de teste para medições da perda de pressão, mostrada na FIG. 3.7, foram fabricadas de tubos de cobre: curvas de retorno dispostas horizontalmente. A perda de pressão na curva de retorno é medida usando um transdutor de pressão diferencial.

Dois tubos retos são conectados a montante e a jusante da curva. Ambos têm o mesmo diâmetro do tubo da curva e apresentam comprimentos iguais a 50 vezes o diâmetro interno do tubo da curva, o que garante um escoamento completamente desenvolvido antes e depois da curva. As tomadas de pressão estão localizadas a 20 diâmetros a jusante e a montante da curva. Os parâmetros geométricos utilizados para confecção das curvas utilizados nos ensaios estão apresentados na QUADRO 3.2.

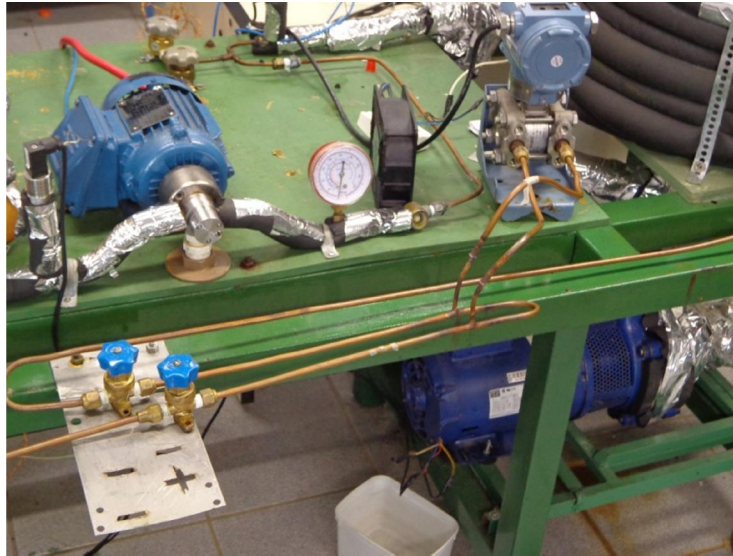


FIGURA 3.7 Seção de Teste

QUADRO 3.2 Parâmetros geométricos das curvas de retorno

	D (mm)	2R/D (mm/mm)
Curva 1	4,77	7,55
Curva 2	4,77	4,40
Curva 3	4,77	10,83

3.1.1.5. Condensador

O condensador do circuito principal é um trocador de calor de tubos concêntricos, enrolado em hélice. Nele, o fluido refrigerante escoia pelo tubo interior de 6 mm de diâmetro interno e troca calor com uma solução de água/etileno-glicol que passa pela seção anular. O condensador é isolado termicamente com espuma elastomérica (FIG. 3.8).



FIGURA 3.8 Condensador do circuito principal.

3.1.1.6. Medidor de vazão

O medidor de vazão do circuito principal é o próprio conjunto micro-bomba/inversor de frequência. De posse do deslocamento volumétrico e da frequência de rotação do eixo da micro-bomba, ajustada e registrada no inversor de frequência, é possível determinar a vazão volumétrica do fluido R-407C no circuito principal.

3.1.1.7. Medição de pressão

As tomadas de pressão do circuito principal 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 bars.

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.

3.1.1.8. Medição de temperatura

Para determinação das temperaturas no circuito do fluido R-407C, foram utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan). Este tipo de termopar foi escolhido por operar em 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[®], as temperaturas e pressões são monitoradas em tempo real e salvas em um arquivo de dados.

3.1.2. Circuito de refrigeração

O circuito de refrigeração é um sistema de refrigeração típico a R-134a (FIG. 3.9), e tem como função fornecer água fria para o condensador do circuito principal. A temperatura do R-407C é de aproximadamente 2 °C acima 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. A temperatura da água fria é obtida pelo balanço de energia no condensador do fluido R-134a, como indicado pelas EQs. (3.2), (3.3)

$$\dot{Q}_{\text{água}} = \dot{Q}_{R-134a} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{\text{água}} c p_{\text{água}} (T_{s_{\text{água}}} - T_{e_{\text{água}}}) = \dot{m}_{R-134a} c p_{R-134a} (h_{s_{R-134a}} - h_{e_{R-134a}}) \quad (3.3)$$



FIGURA 3.9 Circuito de Refrigeração.

3.2. Tratamento de dados experimentais

Os resultados dos experimentos 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[®].

3.2.1. Velocidade mássica

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. (3.4) para calcular a velocidade mássica.

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2} \quad (3.4)$$

3.2.2. Perdas de calor no dispositivo de aquecimento

A perda de calor no pré-aquecedor foi avaliada comparando-se a potência elétrica fornecida a cada componente com a taxa de calor absorvido pelo fluido. Assim, conforme a EQ. (3.5), a eficiência de absorção de calor pelo fluido R-407C em cada componente foi determinada por:

$$\eta = \frac{\dot{m}(h_s - h_e)}{VI} \quad (3.5)$$

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 da tensão elétrica (V) e a corrente elétrica (I).

3.2.3. Título na saída do pré-aquecedor

O título na saída do pré-aquecedor foi considerado igual ao título na entrada da seção de testes. Para uma substância pura, esse valor é calculado por meio da EQ. (3.6), que é o resultante do balanço de energia no pré-aquecedor.

$$x_{es} = \frac{I}{h_{lv}} \left(\frac{P_p n_p}{\dot{m}} + h_{ep} - h_l \right) \quad (3.6)$$

Esta expressão é o resultado do desenvolvimento da Eq. (3.1). Nela, 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_{ep} 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, o que resulta em um aumento de temperatura. A mudança isobárica na entalpia Δh e uma mistura durante a evaporação ao longo de um tubo é constituída por três termos, expressos pela seguinte relação termodinâmica:

$$\Delta h = cp_l \Delta T_g x (1-x) + cp_v \Delta T_g x^2 + h_{lv} x \quad (3.7)$$

Nesta expressão, cp_l e cp_v são os calores específicos de líquido e vapor na pressão do pré-aquecedor, ΔT_g é a variação de temperatura apresentada por uma mistura zeotrópica no processo de evaporação isobárico. A EQ. (3.7) é um polinômio de segunda ordem em função do título. Assim, é possível calcular o título na saída do pré-aquecedor pela seguinte equação:

$$x_{es} = \frac{-cp_l \Delta T_g - h_{lv} + \left[(cp_l \Delta T_g + h_{lv})^2 + 4 \Delta T_g (cp_v - cp_l) \Delta h \right]^{0.5}}{2 \Delta T_g (cp_v - cp_l)} \quad (3.8)$$

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

$$\Delta h = \frac{P_p \eta_p}{\dot{m}} + h_{ep} - h_l \quad (3.9)$$

A partir de simulações no programa EES[®], verificou-se que o cálculo do título obtido pela EQ. (3.8) é, em média, 4% menor do que aquele obtido pela EQ. (3.6). Neste trabalho foi utilizado o resultado dado pela EQ.(3.8).

3.3. Simulação e avaliação das correlações

Foi utilizado o programa Matlab[®] para simulação do escoamento monofásico e dos diversos padrões de escoamento do regime bifásico em curvas de retorno. As correlações utilizadas para simulação estão descritas detalhadamente no item 2.3 desta dissertação. As propriedades do fluido R-407C foram obtidas do programa EES[®]. Este programa utiliza uma equação de abordagem de estado para cálculo das propriedades dos fluidos. Para mistura de fluidos, caso do R-407C, a equação de Martin-Hou foi adaptada como proposto por Bivens e Yokozeki (1996).

A precisão das correlações para calcular a perda de pressão é avaliada por meio do erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD), definidos pelas EQs. (3.10) e (3.11).

$$MRD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y(i)_{pred} - y(i)_{exp}}{y(i)_{exp}} \quad (3.10)$$

$$MARD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y(i)_{pred} - y(i)_{exp}}{y(i)_{exp}} \right| \quad (3.11)$$

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

Para avaliação das correlações, foi utilizada também a distribuição da probabilidade acumulada do erro relativo, que descreve completamente a distribuição da probabilidade de uma variável aleatória, definida pela EQ. (3.12).

$$p = F(\langle x | \mu, \sigma \rangle) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(t-\mu)^2}{2\sigma^2}} dt \quad (3.12)$$

3.4. Plano de ensaio

Neste item são descritos os procedimentos experimentais para a realização de ensaios nas curvas de retorno para o fluido R-407C. Foram realizados ensaios com escoamento monofásico e bifásico em diversas configurações. A validação da bancada experimental, determinando as perdas de calor no circuito principal podem ser consultadas em Pabón (2014).

3.4.1. Testes com escoamento monofásico

Neste tipo de ensaio, a vazão deve ser ajustada por meio do variador de frequência do motor elétrico, sem o acionamento da resistência de aquecimento no pré-aquecedor para aquecimento do fluido R-407C, garantindo, assim, a presença de líquido sub-resfriado na entrada da seção de teste. A partir do estabelecimento do regime permanente, fato que ocorre com tempo aproximado de 15 minutos após o início do funcionamento do circuito, são então realizadas as medições da perda de pressão na seção de teste por meio do sistema de aquisição de dados.

3.4.2. Testes com escoamento bifásico

Nos ensaios para escoamento bifásico, deve-se retirar certa quantidade de fluido refrigerante do circuito principal, possibilitando assim a variação do título no escoamento. Inicialmente, a micro-bomba é ligada e uma vazão do R-407C é ajustada por meio do variador de frequência, bem como a potência elétrica no pré-aquecedor. As condições de cada ensaio foram estabelecidas na seguinte sequência:

- 1) O valor da vazão mássica é mantido constante e, em seguida, faz-se o ajuste do valor da potência elétrica aplicada no pré-aquecedor;
- 2) Aguarda-se a estabilização do sistema;
- 3) Realizam-se as medições das temperaturas, pressões, potência elétrica e vazão do R-407C.

O padrão de procedimento descrito acima foi repetido para 3 seções de teste com a variação dos raios de curvatura e velocidades mássicas. Ao final dos ensaios, uma nuvem de pontos foi levantada, permitindo estudar a influência das variáveis acima mencionadas e do título do R-407C sobre a perda de pressão em escoamentos bifásicos em curvas de retorno desse fluido refrigerante.

3.5. Análise de incertezas

Nesta seção, aborda-se o procedimento para realizar uma estimativa das incertezas das variáveis medidas 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. A TAB. 3.1 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.

TABELA 3.1 Incertezas expandidas dos parâmetros medidos.

NOME	INCERTEZA
Temperatura	$\pm 0,6\%$ *
Pressão manométrica	$\pm 1,6\%$ *
Pressão diferencial	$\pm 0,175\%$ *
Comprimento	$\pm 1\%$ *
Corrente elétrica	$\pm 8\%$ *
Voltagem	$\pm 2\%$ *

* porcentagem do valor lido

Algumas variáveis 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 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} :

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 U_{x_i}^2} \quad (3.13)$$

Utilizando o procedimento descrito acima, na TAB. 3.2 são apresentadas as incertezas dos parâmetros calculados.

TABELA 3.2 Incertezas de parâmetros estimados.

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

*porcentagem do valor lido

3.6. Conclusões

Nesse capítulo foi feita uma descrição geral da bancada experimental, descrevendo detalhadamente seus componentes. Foi também apresentada a metodologia utilizada na realização dos ensaios experimentais realizados no banco de testes do Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, bem como os critérios utilizados na comparação dos valores experimentais com valores teóricos correspondentes obtidos por meio de correlações disponíveis na literatura.

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados experimentais da perda de pressão em curvas de retorno em escoamentos monofásicos e bifásicos do fluido R-407C. Os resultados são apresentados por meio de gráficos e tabelas no decorrer do capítulo e Apêndice B.

Os resultados apresentados 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, condição está presente nos ensaios realizados.

4.1. Escoamento monofásico

Os ensaios envolvendo o escoamento monofásico de refrigerante na fase líquida foram realizados com o intuito de verificar a consistência da instrumentação da bancada experimental e avaliar a perda de pressão no escoamento monofásico por meio de comparações entre os resultados experimentais e as correlações apresentadas no Capítulo 2. A eficiência de transferência de calor do pré-aquecedor para o fluido foi analisada por Pabón (2014).

4.1.1. Perda de pressão por atrito em fase líquida

Para validar a bancada de testes, foi medida a perda de pressão para o fluido R-407C em escoamento líquido adiabático para uma curva de retorno com 4,77 mm de diâmetro e raio de curvatura de 10,83. O GRA. 4.1 apresenta a variação da perda de pressão na seção de testes em função da velocidade mássica. O aumento da perda de pressão possui uma relação quadrática com o aumento da velocidade mássica, conforme EQ. (2.1).

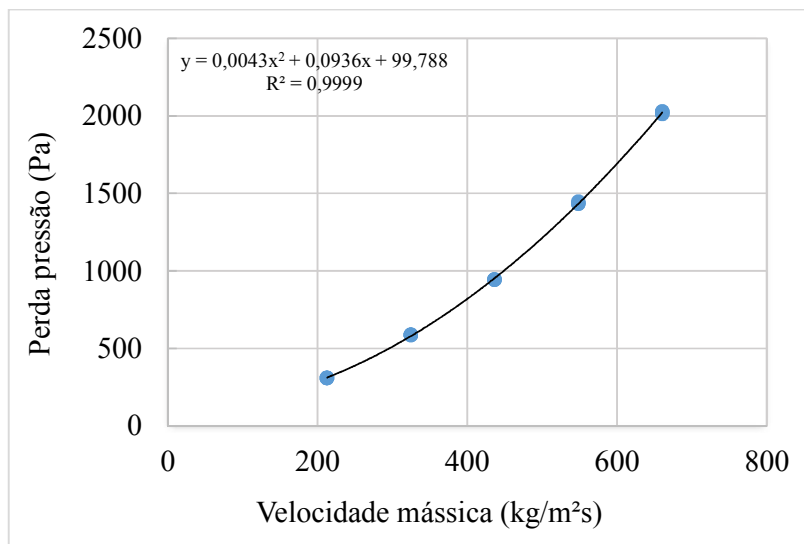


GRÁFICO 4.1 Perda de pressão no regime monofásico adiabático na seção de testes.

4.1.2. Avaliação das correlações para perda de pressão em escoamento monofásico

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

A TAB. 4.1 apresenta os parâmetros estatísticos resultantes da avaliação dos métodos de previsão. Observa-se que a correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) apresentou a maior acurácia, apresentando MARD e MRD menores do que 30% e 45%, respetivamente. As demais correlações apresentaram baixa precisão com valores superiores a 70% para esses dois parâmetros.

TABELA 4.1 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.

Método	MRD	MARD
Padilla <i>et. al</i> (2009)	-28,4	43,7
Chen, Lin e Wang,(2004)	-83,8	83,8
Chisholm (1983)	70,6	84,9
Geary (1975)	-89,5	89,5
Domanski e Hermes (2008)	-73,3	73,3
Fang, Xu e Zhou (2011)	178,6	190,2

A perda de pressão experimental foi comparada com a correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009), nas condições de operação do banco de testes. Vale salientar que os valores experimentais de perda de pressão do R-407C se apresentam abaixo dos valores teóricos estimados pela correlação. A comparação entre os resultados experimentais e teóricos é mostrada no GRA. 4.2.

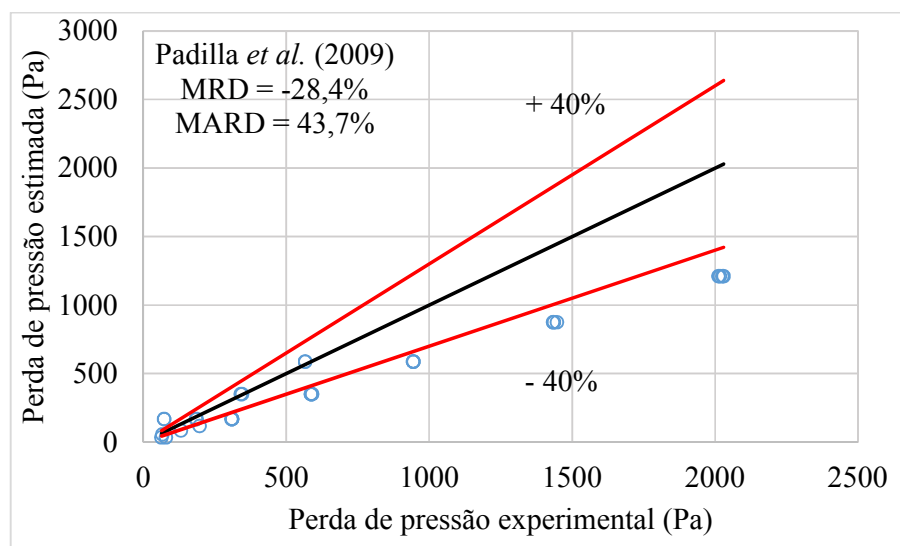


GRÁFICO 4.2 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.

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 nas seções de testes com título do vapor variando entre 0% a 100%, velocidade mássica do fluido entre 100kg/m²s a 660 kg/m²s e pressão de evaporação de 12 bars.

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

Nesta seção são apresentadas as comparações entre os pontos experimentais obtidos e os cinco métodos de previsão de perda de pressão em curvas de retorno em escoamento bifásico apresentados no Capítulo 2 deste estudo. Os métodos são avaliados de acordo com erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD) apresentados na TAB. 4.2.

TABELA 4.2 Resultados estatísticos dos pontos experimentais com as correlações estudadas.

Método	MRD	MARD
Padilla <i>et. al</i> (2009)	34,8	40,6
Chen, Lin e Wang (2004)	35,4	52,2
Chisholm (1983)	273,0	273,0
Geary (1975)	-12,61	37,2
Domanski e Hermes (2008)	24,1	41,3

A TAB. 4.2 apresenta os parâmetros estatísticos resultantes da avaliação dos métodos de previsão. Observa-se que a correlação de Geary (1975) apresentou a maior acurácia, apresentando MARD e MRD em módulo menores do que 45% e 15%, respectivamente. As demais correlações apresentaram também moderada precisão, apresentando MARD e MRD entre 55% e 40%, respectivamente, com exceção da correlação de Chisholm (1983).

Para uma análise mais criteriosa das correlações a perda de pressão experimental foi comparada com a correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009), Domanski e Hermes (2008), Chen, Lin e Wang (2004) e Geary (1975), nas condições de operação do banco de testes. As comparações entre os resultados experimentais e teóricos são mostradas nos GRAs. 4.3-4.6.

Todas as correlações superestimam a perda de pressão para o fluido R-407C para valores experimentais acima de 2000 Pa, sendo que as correlações de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) e Domanski e Hermes (2008) apresentam maiores diferenças entre os valores experimentais e teóricos que nas correlações de Chen, Lin e Wang (2004) e Geary (1975).

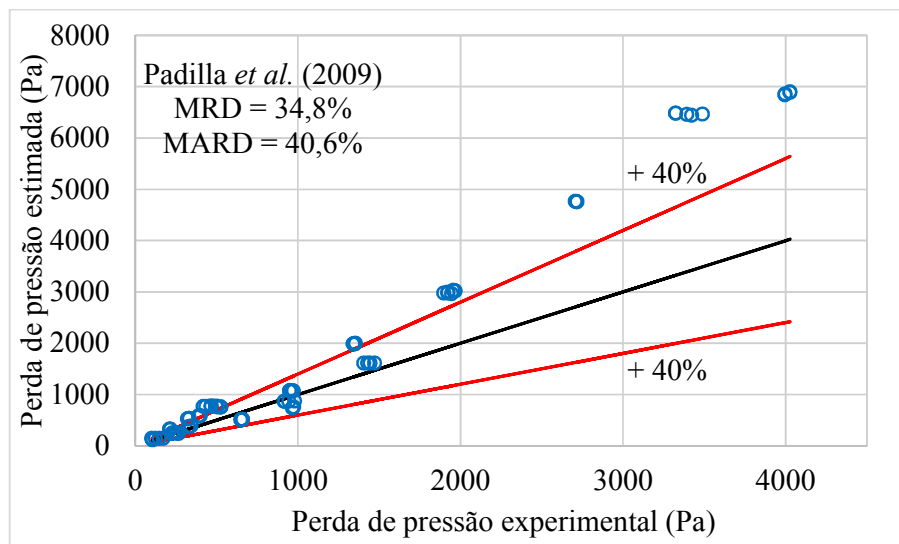


GRÁFICO 4.3 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Padilla *et al.* (2009).

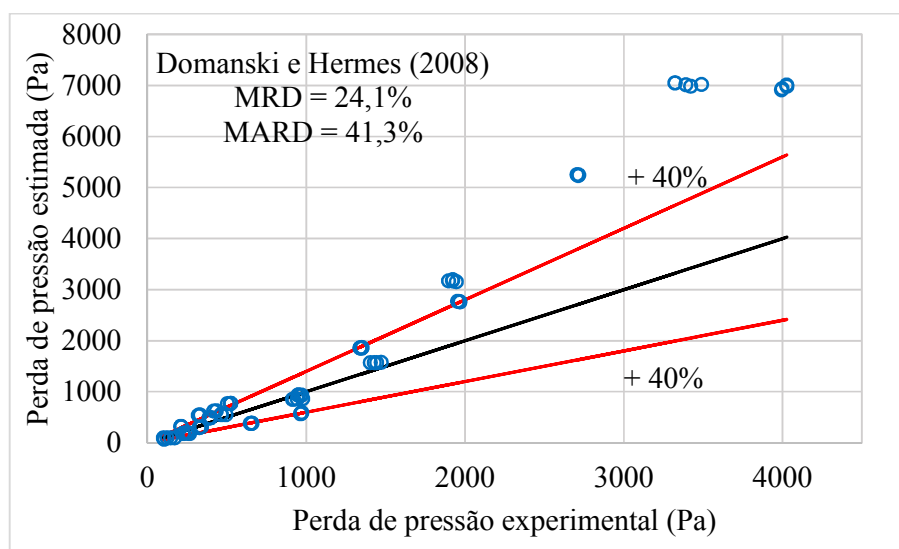


GRÁFICO 4.4 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Domanski (2008).

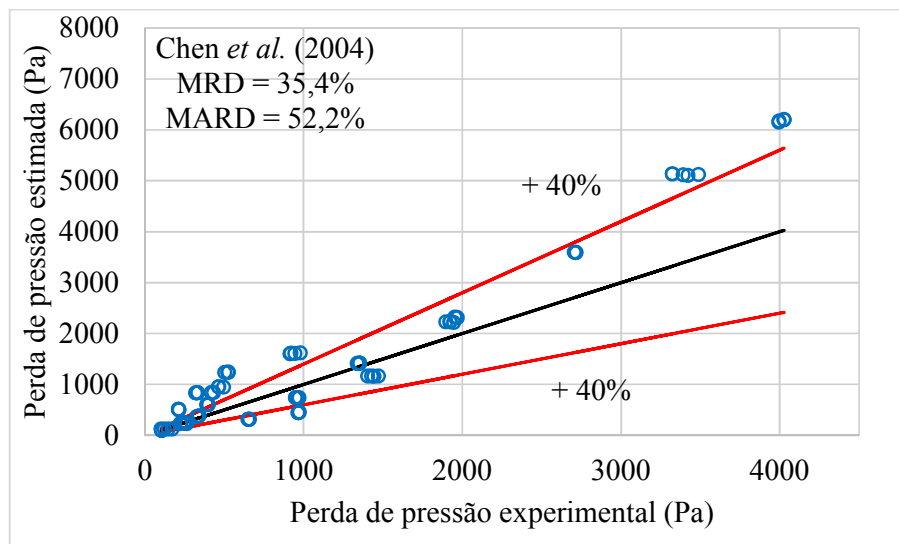


GRÁFICO 4.5 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Chen et. al. (2004).

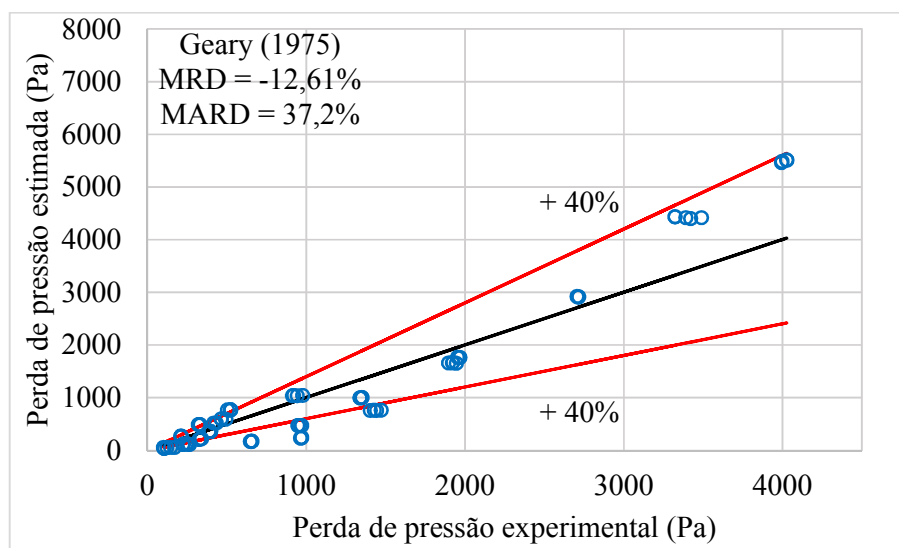


GRÁFICO 4.6 Comparação entre os resultados experimentais e a correlação de Geary (1975).

O GRA. 4.7 apresenta 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.

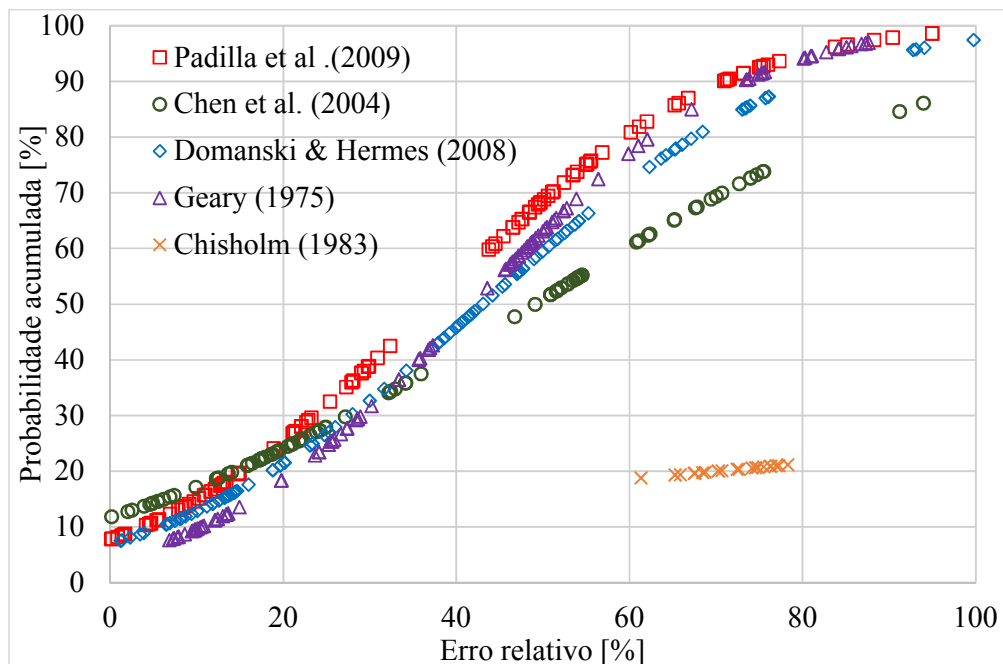


GRÁFICO 4.7 Distribuição da Probabilidade acumulada do erro relativo.

A análise permitiu estimar a exatidão das correlações. A correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) foi a que forneceu resultados mais próximos dos valores experimentais, sendo que, para quase 85% dos pontos testados, o erro máximo foi de 60%. As correlações de Geary (1975) e Domanski e Hermes (2009) apresentaram resultados um pouco inferiores, seguida da correlação de Chen, Lin e Wang (2004). A correlação de Chisholm (1983) não apresentou resultados satisfatórios.

Após análises, as seguintes correlações foram selecionadas para a análise da influência dos parâmetros de operação (velocidade mássica e título) e geométrico da seção de teste (diâmetro interno e raio de curvatura): Padilla, Revellin e Bonjour (2009), Domanski e Hermes (2008), Chen, Lin e Wang (2004) e Geary (1975).

4.2.2. Perda de pressão em curvas de retorno para escoamentos bifásico

Na presente seção são apresentadas as análises da perda de pressão em escoamento bifásico em curvas de retorno quando parâmetros geométricos (diâmetro interno e raio de curvatura) e de operação (vazão mássica e título) são alterados.

4.2.2.1. Efeito da velocidade mássica e do título

O GRA. 4.8 apresenta a perda de pressão em função do título de vapor do R-407C a pressão de saturação de 12 bars em uma seção de teste adiabática com diâmetro interno de 4,77 mm e raio de curvatura de 10,83. A velocidade mássica foi variada entre 212 kg/m²s e 548 kg/m²s. Foi observado o aumento da perda de pressão com o aumento da velocidade mássica. Tal comportamento, já esperado, é similar ao observado por Pabón (2014) para perda de carga em trechos retos.

Em uma análise mais detalhada do efeito da velocidade mássica, a TAB. 4.3 apresenta os parâmetros estatísticos estratificados para velocidades mássicas de 100 kg/m²s, 212 kg/m²s e 324 kg/m²s, resultantes da avaliação dos métodos de previsão. Observa-se que, para cada velocidade mássica, houve uma correlação com melhor acurácia na avaliação do erro.

TABELA 4.3 Resultados estatísticos estratificados por velocidade mássica.

Método	MRD			MARD		
Velocidade Mássica (kg/m ² s)	100	212	324	100	212	324
Padilla <i>et. al</i> (2009)	31,90	22,72	74,07	34,80	33,45	74,07
Chen <i>et. al</i> (2004)	67,66	-13,74	39,59	71,87	23,69	39,59
Domanski e Hermes(2008)	13,70	8,53	85,66	31,18	30,60	85,66
Geary(1975)	-3,34	40,97	16,79	36,34	40,97	23,53

O efeito do título de vapor na perda de pressão em curvas de retorno é apresentado também no GRA. 4.8 para diferentes vazões mássicas. Foi observado que a perda de pressão aumenta linearmente com o título. 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, de modo que o atrito é reduzido, gerando, conseqüentemente, uma diminuição na queda de pressão, conforme demonstrado no GRA. 4.10.

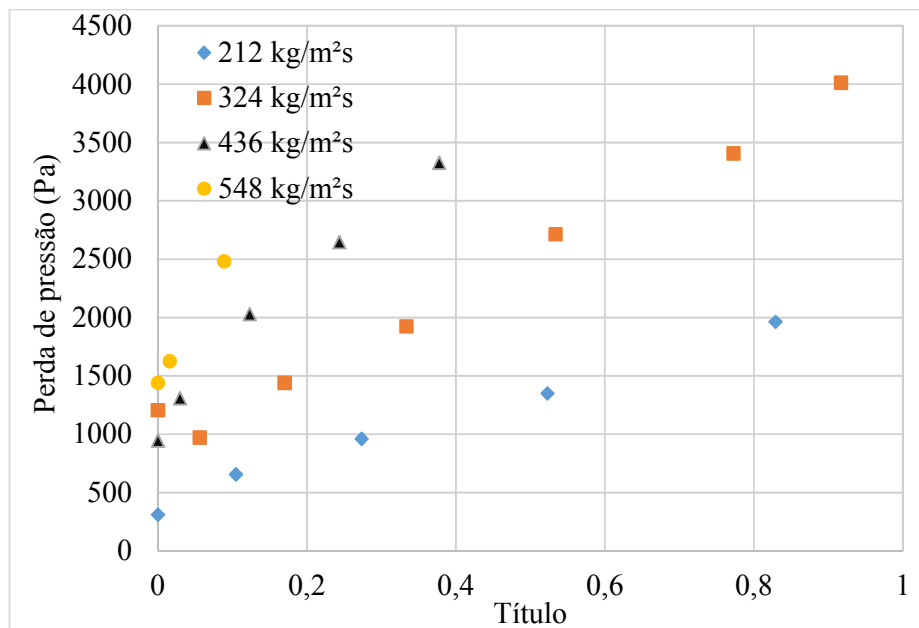


GRÁFICO 4.8 Perda de Pressão em curva de retorno R-407C, $P_{sat}=12$ bars.

Os GRAs. 4.9 e 4.10 apresentam comparações entre os dados experimentais e as correlações de Chen, Lin e Wang (2004), Domanski e Hermes (2008), Padilla, Revellin e Bonjour (2009) e Geary (1975) em uma curva de retorno com diâmetro de 4,77 mm e raio de curvatura de 10,83 para vazões mássicas de 212 kg/m²s e 324 kg/m²s. Pode-se observar no GRA 4.9 que, para títulos menores que 30%, as correlações Domanski e Hermes(2008), Padilla, Revellin e Bonjour (2009) apresentaram melhores acurácias. Observa-se que nos GRAs. 4.9 e 4.10 , a partir do título de 50%, a correlação de Chen, Lin e Wang (2004) e Geary (1975) apresentaram os melhores resultados.

Em uma análise mais detalhada do efeito do título, a TAB. 4.4 apresenta os parâmetros estatísticos estratificados para títulos inferiores a 50% e superiores a 50%. Observa-se que, para cada faixa de títulos, houve uma correlação com melhor acurácia na avaliação do erro: a correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) é a mais precisa para títulos menores que 50%, e a correlação de Geary (1975), para títulos superiores a 50%.

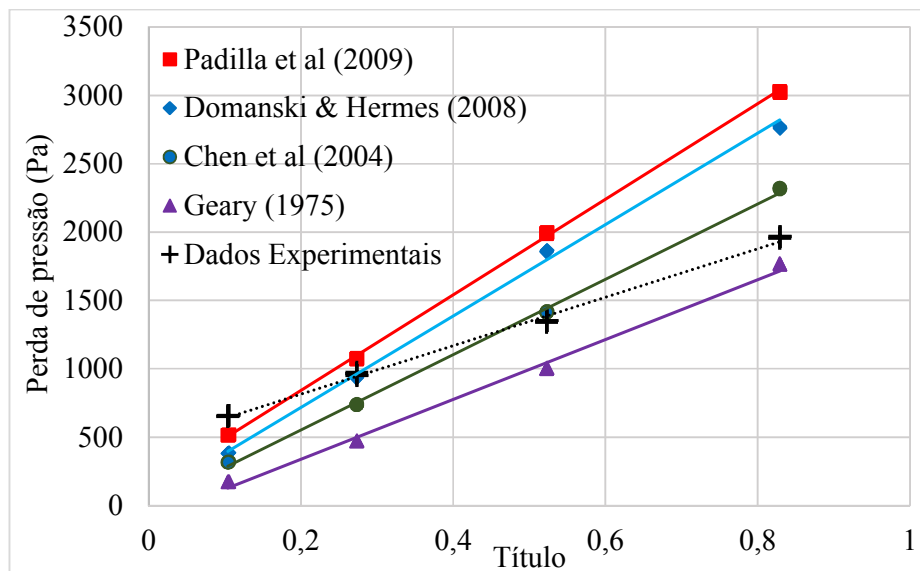


GRÁFICO 4.9 Comparação entre os dados experimentais e as correlações analisadas para $G = 212 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D = 4,77 \text{ mm}$ e $2R/D = 10,83$.

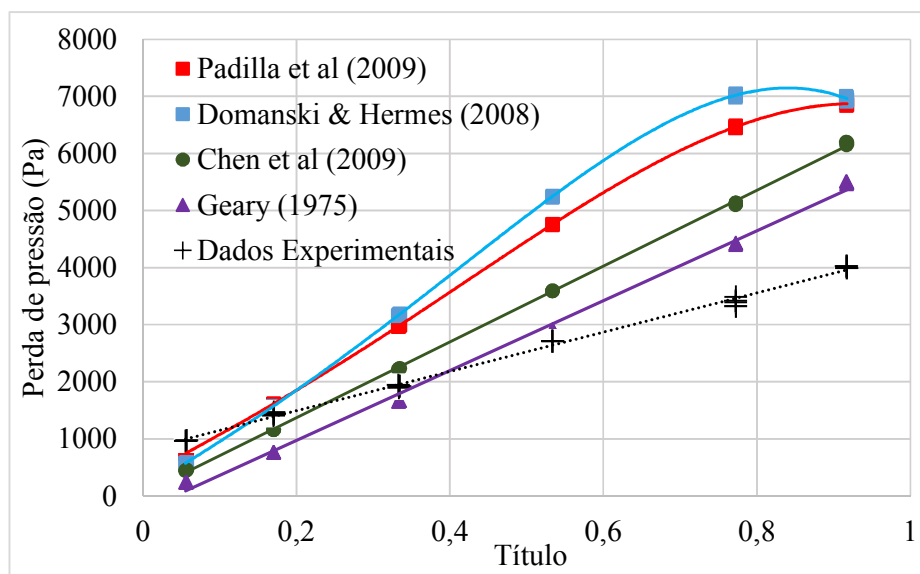


GRÁFICO 4.10 Comparação entre os dados experimentais e as correlações analisadas para $G = 324 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $D = 4,77 \text{ mm}$ e $2R/D = 10,83$.

TABELA 4.4 Resultados estatísticos estratificados por título.

Método	MRD		MARD	
	< 50	>50	< 50	>50
Padilla <i>et. al</i> (2009)	16,83	35,29	26,33	40,60
Chen, Lin e Wang,(2004)	14,79	36,22	46,17	52,13
Domanski e Hermes (2008)	2,52	24,70	32,84	41,22
Geary (1975)	34,80	12,11	48,90	36,85

4.2.2.2. Efeito do raio de curvatura

Os GRAs. 4.11 a 4.15 apresentam a estimativa de perda de pressão em função do título de vapor do fluido R-407C para uma pressão de saturação de 12 bars e uma vazão mássica de 100 kg/m²s em seções de teste com diâmetro interno de 4,77 mm e raio de curvatura de 4,4 e 7,55, respectivamente. A TAB. 4.5, apresenta a aumento da perda de pressão em função da diminuição do raio de curvatura para as correlações apresentadas no Capítulo 2, bem como o mesmo efeito para os dados experimentais.

Observa-se, a partir dos GRAs. 4.11 e 4.12, que a correlação de Chen, Lin e Wang (2004) e Geary (1975) são muito sensíveis à diminuição do raio de curvatura (2R/D), apresentando um aumento médio da perda de pressão superior a 45% com uma diminuição de 42% do raio de curvatura. Chen, Lin e Wang (2004) indicou em seus experimentos que a perda de pressão em curvas de retorno é altamente influenciada pelo raio de curvatura com o aumento do título e da vazão mássica, lembrando que essa correlação é baseada na correlação de Geary (1975), que apresenta comportamento semelhante.

Na FIG. 4.13, observa-se que a correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) apresenta pouca influência da variação do raio de curvatura (2R/D) sobre a perda de pressão, apresentando um aumento médio da perda de pressão de 8,9% com uma diminuição de 42% do raio de curvatura. De fato, de acordo com esses autores, a correlação da perda de pressão em uma curva de retorno é independente do diâmetro da tubulação (D), uma vez que o quociente 2R/D não aparece na expressão do cálculo do termo $(-\Delta P/L)_{sing}$ da EQ. 2.19. Por outro lado, o diâmetro da tubulação é levado em consideração na perda de pressão em trecho reto na expressão do cálculo do termo $(-\Delta P/L)_{st}$ da EQ. 2.19, através da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).

Nos GRAs. 4.14 e 4.15, observa-se que a correlação de Domanski e Hermes (2008) e os dados experimentais apresentaram variação moderada na perda de pressão. Constatou-se, a partir da TAB. 4.5, que a correlação Domanski e Hermes (2008) majorou demasiadamente o aumento da perda de pressão com a diminuição do raio de curvatura. Na comparação com os dados experimentais, uma diminuição de 42% do raio de curvatura implicou em um aumento médio de 30,4% na correlação de Domanski e Hermes (2008), enquanto os dados experimentais apresentam um aumento de 24,5%.

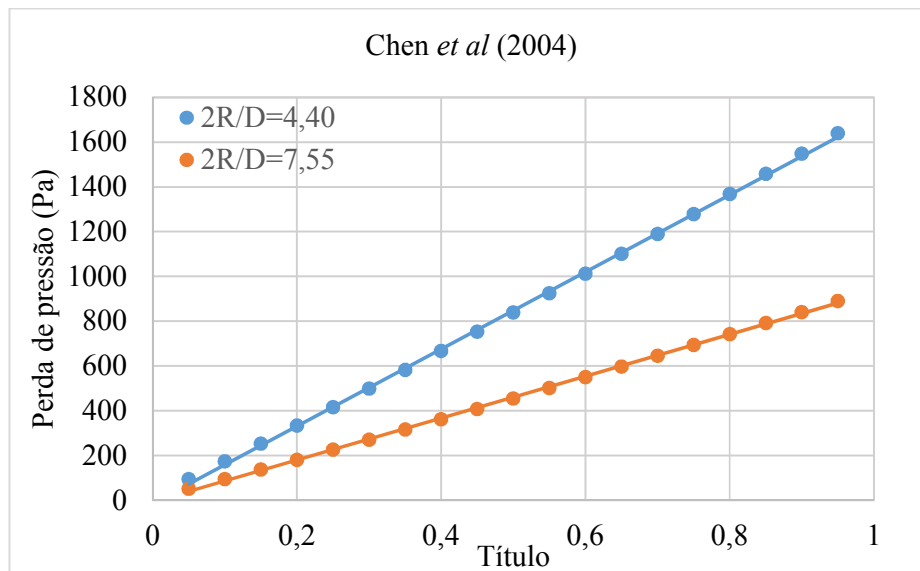


GRÁFICO 4.11 Perda de Pressão estimada pela correlação de Chen em função do raio de curvatura.

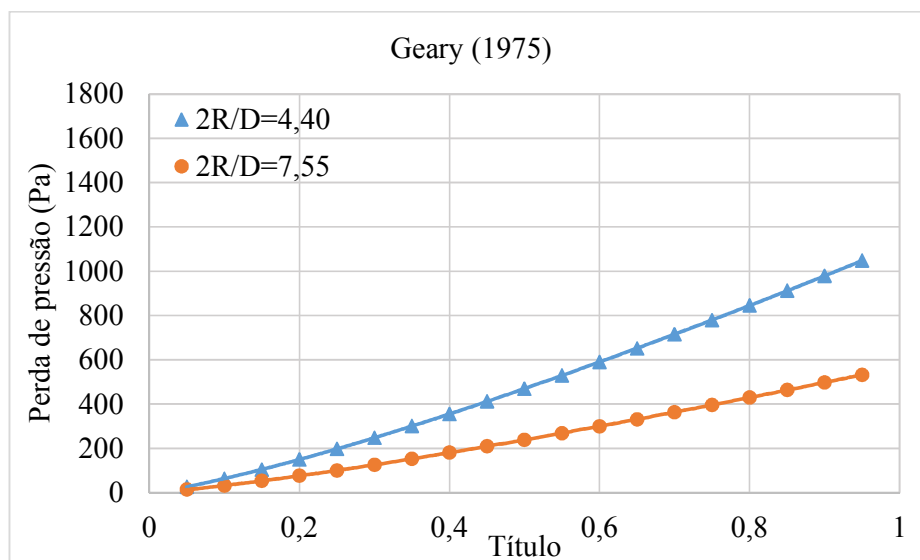


GRÁFICO 4.12 Perda de Pressão estimada pela correlação de Geary em função do raio de curvatura.

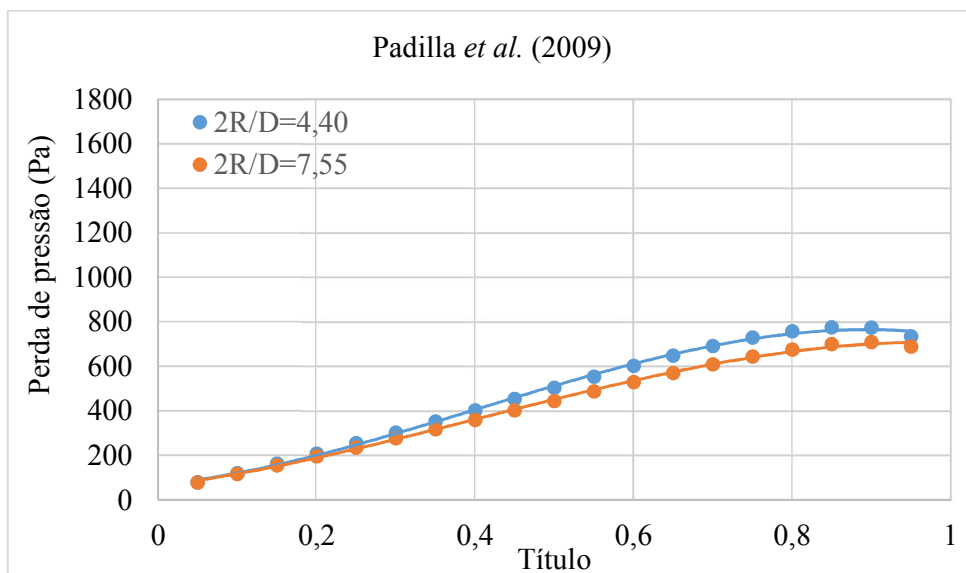


GRÁFICO 4.13 Perda de Pressão estimada pela correlação de Padilla em função do raio de curvatura.

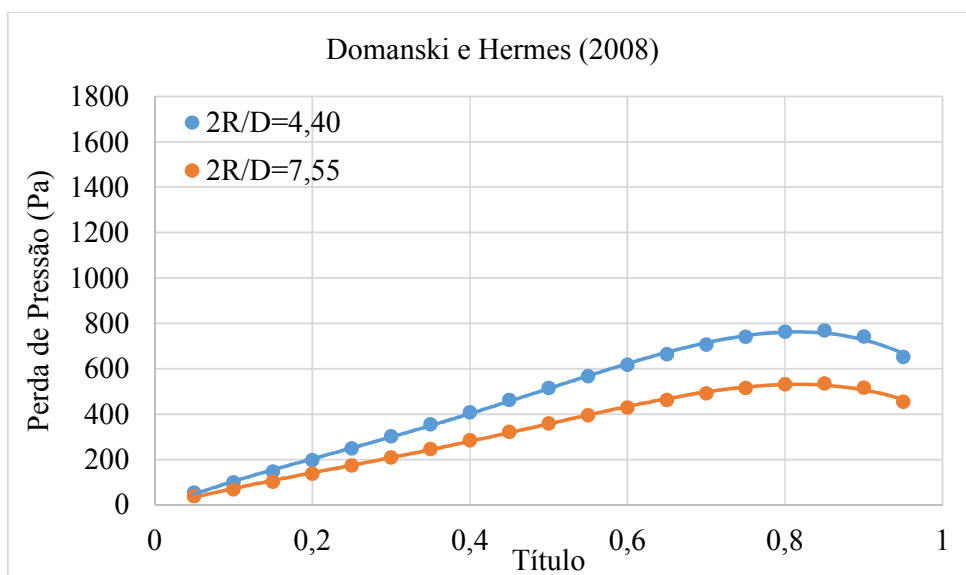


GRÁFICO 4.14 Perda de Pressão estimada pela correlação de Domanski em função do raio de curvatura.

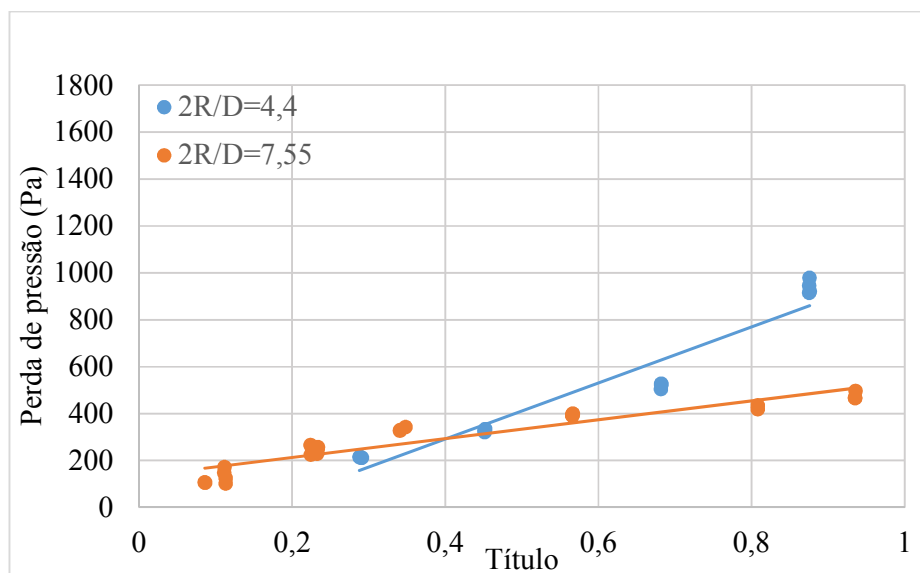


GRÁFICO 4.15 Dados Experimentais da Perda de Pressão em função do raio de curvatura.

TABELA 4.5 Variação da perda de pressão em função da diminuição do raio de curvatura.

Método	Média da variação da perda de pressão (%)	Desvio Padrão (%)
Chen, Lin e Wang,(2004)	45,7	0
Geary (1975)	49,2	0
Padilla <i>et. al</i> (2009)	8,9	3,3
Domanski & Hermes (2008)	30,4	0
Dados Experimentais	24,5	48,21

4.2.2.3. Efeito do diâmetro

Na análise o efeito da redução do diâmetro na perda de pressão, os GRAs. 4.16 a 4.19 mostram a estimativa de perda de pressão em função do título de vapor do fluido R-407C para uma pressão de saturação de 12 bars e uma velocidade mássica de 212 kg/m²s em seções de teste com raio de curvatura de 7,55 e diâmetro interno de 4,77 mm e 6,35 mm. 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.

Na análise do efeito da variação do diâmetro, pode-se observar, na TAB. 4.6, que o aumento da perda de pressão em função da diminuição do diâmetro interno é maior na correlação Padilla, Revellin e Bonjour (2009), seguida das correlações de Chen, Lin e Wang (2004), Domanski e Hermes (2008) e Geary (1975). Para uma diminuição de 31% do diâmetro interno, verificou-se um aumento médio de 42,4% na perda de pressão na correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009).

Devido a limitações operacionais na bancada de teste, não foi possível verificar experimentalmente os efeitos da diminuição do diâmetro.

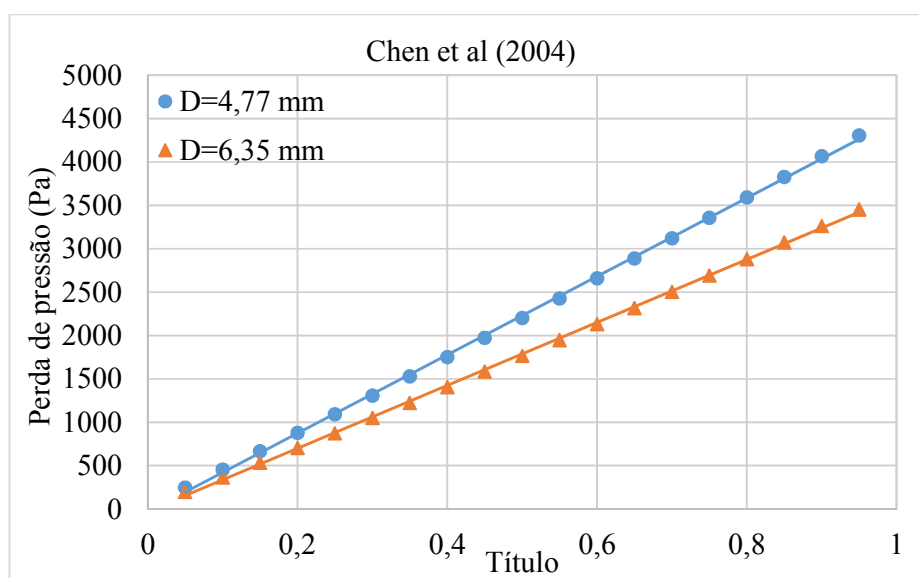


GRÁFICO 4.16 Perda de Pressão estimada pela correlação de Chen em função do diâmetro interno.

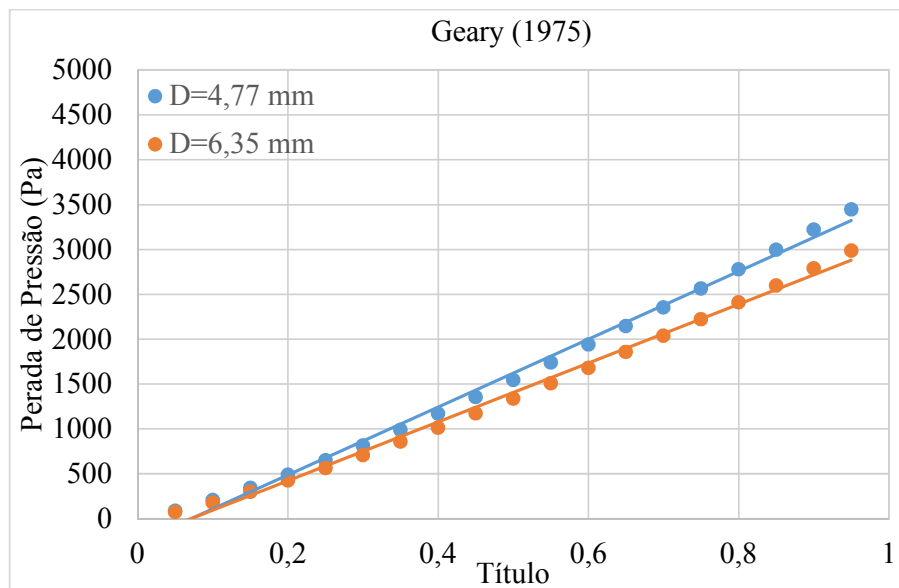


GRÁFICO 4.17 Perda de Pressão estimada pela correlação de Geary em função do diâmetro interno.

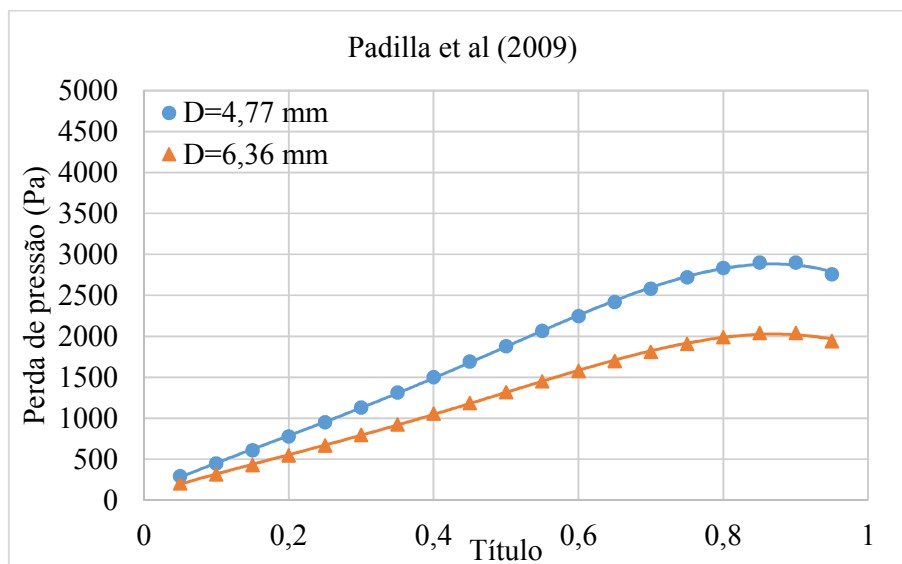


GRÁFICO 4.18 Perda de Pressão estimada pela correlação de Padilla em função do diâmetro interno.

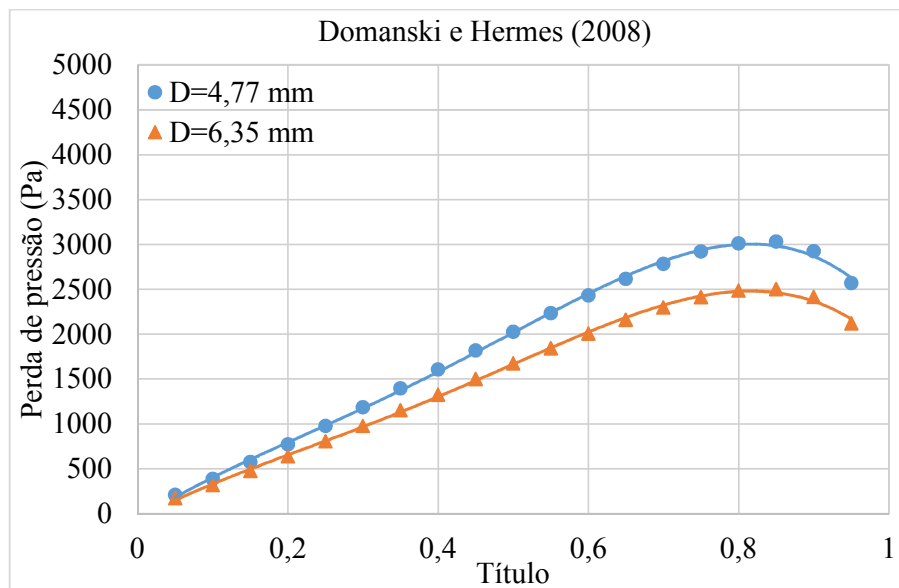


GRÁFICO 4.19 Perda de Pressão estimada pela correlação de Domanski em função do diâmetro interno.

TABELA 4.6 Variação da perda de pressão em função da diminuição do diâmetro interno.

Método	Média da variação da perda de pressão (%)	Desvio Padrão (%)
Chen, Lin e Wang,(2004)	24,7	0
Geary (1975)	15,4	0
Padilla <i>et. al</i> (2009)	42,4	0
Domanski e Hermes (2008)	21,3	0,3

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, desenvolveu-se um estudo teórico e experimental sobre perda de pressão em curvas de retorno para o escoamento do refrigerante R-407C. Foram analisadas as influências dos parâmetros de operação e geométricos das curvas sobre a perda de pressão em diversas condições de escoamento. Nesta pesquisa, muitas constatações relevantes foram observadas, sendo aqui citadas as mais importantes, bem como algumas recomendações para trabalhos futuros.

A previsão da perda de pressão em curvas de retorno para escoamento monofásico não se mostrou satisfatória com o uso da EQ. 2.4, utilizando o fator de atrito proposto por Fang, Xu e Zhou (2011), apresentando um erro relativo percentual absoluto (MARD) superior a 190% , sendo que a causa é devida ao termo *Leq* da equação, que se mostrou demasiadamente elevado.

A partir da revisão da literatura, observa-se que o escoamento bifásico do fluido R-407C em ebulição convectiva tem sido pouco estudado em trechos retos, não havendo referências na literatura sobre estudos realizados em curvas retorno.

A perda de pressão em curvas de retorno para o fluido R-407C se eleva com o aumento do título de vapor, da velocidade mássica, da diminuição do raio de curvatura e do diâmetro interno do tubo.

A perda de pressão aumenta linearmente com o aumento do título de vapor até um valor máximo de título, em torno de 80% para todas as correlações analisadas neste estudo.

Análises estatísticas e probabilísticas foram realizadas. As melhores correlações para previsão de resultados experimentais para a perda de pressão em curvas de retorno com refrigerante R-407C são, nessa ordem, as correlações de Padilla, Revellin e Bonjour (2009), Geary (1975), Domanski e Hermes (2008) e Chen, Lin e Wang(2004). A correlação de Chisholm (1983) não apresentou resultados satisfatórios para as condições analisadas neste estudo. A correlação de Padilla, Revellin e Bonjour (2009) foi a que forneceu resultados mais próximos dos valores experimentais, sendo que, para quase 85% dos pontos testados, o erro máximo foi de 60%.

Com respeito a trabalhos futuros, espera-se que o trabalho aqui apresentado tenha condições de servir como ponto de partida para o desenvolvimento de novas pesquisas. Sugerimos que seguintes trabalhos sejam abordados:

- Realização de novos ensaios sobre perda de pressão com condições de escoamento diferentes das utilizadas no presente estudo, de modo a estabelecer uma correlação mais acurada na predição da perda de pressão do fluido R-407C.
- Realização de ensaios sobre perda de pressão, fração de vazio e coeficiente de transferência de calor em diferentes fluidos refrigerantes, tanto em trechos retos como curvas de retorno, desenvolvendo um estudo comparativo entre os fluidos.
- Adaptação do banco experimental dotado de seções de testes para estudo da condensação em trechos retos e curvas de retorno para diferentes fluidos refrigerantes.
- Realização de novos ensaios sobre perda de pressão em trechos retos e curvas de retorno para novos fluidos refrigerantes, como o R-1234yf, recentemente apontado como o substituto do R-134a.
- Avaliação do mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) aplicado ao fluido refrigerante R-407C mediante registro fotográfico. Neste estudo, uma câmera de alta velocidade pode ser empregada para a determinação precisa das transições dos padrões de escoamento bifásicos nas diferentes condições de velocidade mássicas e diâmetros.

REFERÊNCIAS

- Albertazzi, A.; Sousa, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 2008.
- 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
- Bivens, D.; Yokozeki, A. Thermodynamics and performance potential of R-410A. Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington DC, USA, 1996. p.28-36.
- Chen, I. Y.; Lin, S. Y.; Wang, C.-C. Measurements and correlations of frictional single- phase and two- phase pressure drops of R- 410A flow in small U- type return bends. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, n. 10-11, p. 2241-2249, 2004. ISSN 00179310.
- Chen, I. Y.; Wu, Y.-S.; Chang, Y.-J., Wang,. **Two-phase frictional pressure drop of R-134a and R-410A refrigerant-oil mixtures in straight tubes and U-type wavy tubes. .** Exp. Thermal Fluid Sci. . 31: 291-299 p. 2007.
- Chen, I. Y.; Wu, Y.-S.; Liaw, J.-S., Wang,. **Two-phase frictional pressure drop measurements in U-type wavy tubes subject to horizontal and vertical arrangements. .** Appl. Thermal Eng. . 28: 847 - 855 p. 2008.
- Chisholm, D. **Two-phase flow in pipelines and heat exchangers**. George Godwin London, 1983. ISBN 0711457484.
- 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.
- Damasceno, L. **Estudo teórico e experimental do coeficiente de transferência de calor do resfriador de uma bomba de calor a CO₂**. Carvalho, V. VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica 2014.
- Domanski, P. A.; Hermes, C. J. L. An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180° return bends. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 7, p. 793-800, 2008. ISSN 13594311.
- 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.
- Geary, D. F. Return bend pressure drop in refrigeration systems. **Ashrae Trans**, v. 81, n. 1, p. 250-264, 1975.
- Hoang, K.; Davis, M. Flow structure and pressure loss for two phase flow in return bends. **Journal of fluids engineering**, v. 106, n. 1, p. 30-37, 1984. ISSN 0098-2202.

- Honda, H.; Wijyantab, 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.
- Idelshik, I. E. **Handbook of Hydraulic Resistance**. Hemisphere, New York: 1986. p. 640.
- Jakobsen, A. **Energy optimisation of refrigeration system. The domestic refrigerator-a case study**. 1995. Danmarks Tekniske Univ.
- 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. (Mestre em engenharia mecânica). Universidade de São Paulo
- LATINI, G. **Transport properties of organic liquids**. COCCI, G. R. England: Transport properties of organic liquids 2006.
- LIMA, C. **Convective boiling of refrigerants flowing in copper horizontal tubes**. 2000. (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade de São Paulo
- MAIA, A. **Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração**. 2005. (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais
- Mauro, A. W.; Quibén, J.M.; Mastrullo, R.; Thome, R.J. 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.
- 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.
- Ozisik, M. N. **Basic heat transfer**. McGraw-Hill New York, 1977. ISBN 0070479801.
- Pabón, J. **Estudo experimental da perda de pressão em escoamento com ebulição convectiva para a mistura zeotrópica R-407C**. 2014. (Mestrado em Engenharia Mecânica) Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais
- Padilla, M.; Revellin, R.; Bonjour, J. Prediction and simulation of two- phase pressure drop in return bends. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 7, p. 1776-1783, 2009. ISSN 01407007.
- Padilla, M.; Revellin, R.; Bonjour, J.; Haberschill, P.. **Two- phase pressure drop in return bends: Experimental results for R- 410A**. 34: 1854-1865 p. 2011.
- 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.

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.

Traviss, D. P.; Rohsenow, W. M. **The influence of return bends on the downstream pressure drop and condensation heat transfer in tubes**. Cambridge, Mass.: MIT Heat Transfer Laboratory,[1971]. 1971

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.

APÊNDICE A

CALIBRAÇÃO E INCERTEZA DOS INSTRUMENTOS

A calibração dos transmissores de pressão foi realizada utilizando-se a metodologia explicada por Couto *et al.*(2010). Foi usado um medidor mostrador digital padrão de pressão.

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 bars e uma bomba de aferição. Os resultados das medições são mostrados no GRA. A1.

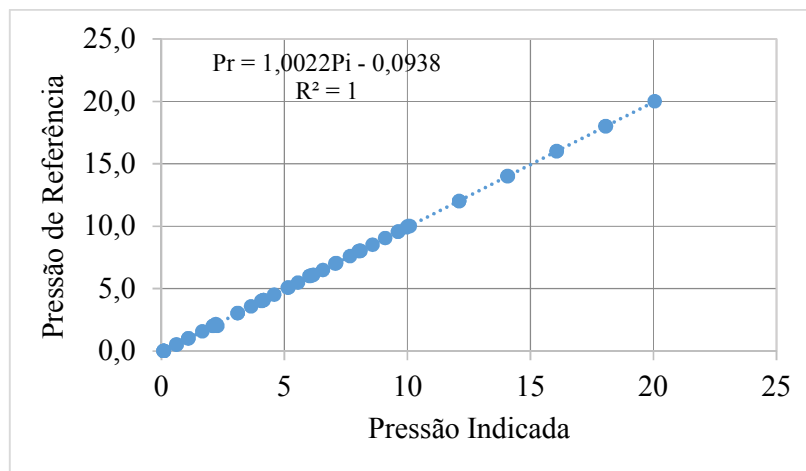


GRÁFICO A.1 Curva de calibração do medidor de pressão.

A incerteza da medida é calculada preenchendo a seguinte planilha.

TABELA 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 2^a coluna da TAB. A1, 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 5^a coluna, tem-se a incerteza de todas as fontes apresentadas na planilha, e que é definida pela razão dos valores indicados na 2^a coluna e os valores indicados na 4^a 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 TAB. B.1 apresenta os resultados experimentais obtidos nos testes para perda de pressão com o fluido R-407C realizados no presente trabalho.

TABELA B.2 Resultados experimentais para o fluido R-407C.

Pressão de Saturação (bar)	Perda de Pressão (Pa)	Título	Velocidade Mássica (kg/m ² s)	Diâmetro (m)	Raio de Curvatura
11,94532	658,824	0,10442	212,6459	0,00477	10,83
11,95023	649,2749	0,10411	212,6459	0,00477	10,83
11,91621	657,6636	0,10549	212,6459	0,00477	10,83
11,94418	654,2188	0,10462	212,6459	0,00477	10,83
11,81601	973,7071	0,05733	324,5648	0,00477	10,83
11,87931	966,8232	0,05586	324,5648	0,00477	10,83
11,85125	970,1625	0,05637	324,5648	0,00477	10,83
11,88395	966,0647	0,05532	324,5648	0,00477	10,83
11,94929	1305,741	0,02999	436,4836	0,00477	10,83
12,00653	1303,528	0,02888	436,4836	0,00477	10,83
11,93608	1312,023	0,03044	436,4836	0,00477	10,83
12,01114	1304,789	0,0287	436,4836	0,00477	10,83
12,01045	1487,755	0,01391	548,4025	0,00477	10,83
12,04389	1526,241	0,01327	548,4025	0,00477	10,83
11,79833	1741,875	0,01959	548,4025	0,00477	10,83
11,871	1743,025	0,01747	548,4025	0,00477	10,83
11,90775	2010,228	0,00822	660,3214	0,00477	10,83
11,8463	1991,339	0,01015	660,3214	0,00477	10,83
11,86405	1995,614	0,00931	660,3214	0,00477	10,83
11,88086	1988,859	0,00848	660,3214	0,00477	10,83
12,2294	951,6837	0,27367	212,6459	0,00477	10,83
12,26809	972,8952	0,27342	212,6459	0,00477	10,83
12,26009	948,3966	0,27334	212,6459	0,00477	10,83
12,27669	965,1478	0,27291	212,6459	0,00477	10,83
11,88419	1472,326	0,17038	324,5648	0,00477	10,83
11,89684	1404,72	0,17022	324,5648	0,00477	10,83
11,88284	1429,337	0,17034	324,5648	0,00477	10,83
11,90827	1444,172	0,17028	324,5648	0,00477	10,83
11,61603	2051,638	0,12311	436,4836	0,00477	10,83
11,61237	2020,819	0,12322	436,4836	0,00477	10,83

11,62932	2024,4	0,12373	436,4836	0,00477	10,83
11,62994	2024,851	0,12315	436,4836	0,00477	10,83
11,7506	2492,441	0,0892	548,4025	0,00477	10,83
11,76518	2464,75	0,08906	548,4025	0,00477	10,83
11,77827	2485,522	0,08886	548,4025	0,00477	10,83
11,7951	2482,389	0,08909	548,4025	0,00477	10,83
11,5297	3230,061	0,07415	660,3214	0,00477	10,83
11,55231	3282,787	0,07361	660,3214	0,00477	10,83
11,58112	3244,368	0,07359	660,3214	0,00477	10,83
11,88086	1988,859	0,00848	660,3214	0,00477	10,83
11,96783	1352,661	0,52354	212,6459	0,00477	10,83
11,99982	1350,152	0,52253	212,6459	0,00477	10,83
11,99232	1339,929	0,52291	212,6459	0,00477	10,83
11,95811	1352,275	0,52308	212,6459	0,00477	10,83
11,76123	1897,166	0,33354	324,5648	0,00477	10,83
11,71963	1924,378	0,33453	324,5648	0,00477	10,83
11,77659	1945,706	0,33282	324,5648	0,00477	10,83
11,74655	1922,145	0,33364	324,5648	0,00477	10,83
11,50378	2656,017	0,24422	436,4836	0,00477	10,83
11,55697	2625,872	0,24344	436,4836	0,00477	10,83
11,52102	2637,785	0,24369	436,4836	0,00477	10,83
11,57042	2658,044	0,24322	436,4836	0,00477	10,83
11,6456	1954,435	0,82903	212,6459	0,00477	10,83
11,68577	1968,777	0,8291	212,6459	0,00477	10,83
11,99232	1339,929	0,52291	212,6459	0,00477	10,83
11,66347	1964,844	0,82927	212,6459	0,00477	10,83
11,73124	3324,382	0,77247	324,5648	0,00477	10,83
11,58568	2706,54	0,53386	324,5648	0,00477	10,83
11,59193	2716,847	0,53376	324,5648	0,00477	10,83
11,61192	2714,64	0,53355	324,5648	0,00477	10,83
12,26784	3291,201	0,37804	436,4836	0,00477	10,83
12,28283	3330,731	0,37808	436,4836	0,00477	10,83
12,31547	3319,376	0,37765	436,4836	0,00477	10,83
12,29973	3362,304	0,37734	436,4836	0,00477	10,83
11,73124	3324,382	0,77247	324,5648	0,00477	10,83
11,77634	3392,594	0,77248	324,5648	0,00477	10,83
11,80977	3422,741	0,77224	324,5648	0,00477	10,83
11,76692	3489,697	0,77253	324,5648	0,00477	10,83
11,54702	3997,701	0,91741	324,5648	0,00477	10,83
11,59007	3995,307	0,91687	324,5648	0,00477	10,83
11,50996	4028,1	0,91705	324,5648	0,00477	10,83
11,49964	4026,527	0,91656	324,5648	0,00477	10,83
12,04696	211,4408	0,29105	100,727	0,00477	4,4

12,10602	211,9858	0,29014	100,727	0,00477	4,4
12,19468	214,9748	0,28824	100,727	0,00477	4,4
12,21256	213,4575	0,28786	100,727	0,00477	4,4
11,92934	320,7732	0,45157	100,727	0,00477	4,4
11,86567	332,976	0,45235	100,727	0,00477	4,4
11,89699	327,7585	0,45161	100,727	0,00477	4,4
11,93678	328,6378	0,45134	100,727	0,00477	4,4
11,92122	524,2159	0,6819	100,727	0,00477	4,4
11,909	526,378	0,68203	100,727	0,00477	4,4
11,94426	504,0376	0,68177	100,727	0,00477	4,4
11,92011	523,0906	0,68206	100,727	0,00477	4,4
11,7358	979,0404	0,87559	100,727	0,00477	4,4
11,8028	945,0718	0,87517	100,727	0,00477	4,4
11,81808	914,4575	0,87514	100,727	0,00477	4,4
11,74654	921,0203	0,87599	100,727	0,00477	4,4
12,1242	104,9364	0,08645	100,727	0,00477	7,55
12,17311	106,8289	0,08581	100,727	0,00477	7,55
11,86715	147,6359	0,11146	100,727	0,00477	7,55
11,81932	123,8776	0,11314	100,727	0,00477	7,55
11,82314	101,2389	0,11317	100,727	0,00477	7,55
11,85965	171,3589	0,11186	100,727	0,00477	7,55
11,86967	228,4807	0,23284	100,727	0,00477	7,55
11,83934	256,103	0,23397	100,727	0,00477	7,55
11,84771	245,8808	0,23363	100,727	0,00477	7,55
11,88563	253,907	0,2289	100,727	0,00477	7,55
12,11918	223,9095	0,22438	100,727	0,00477	7,55
12,12874	265,4014	0,224	100,727	0,00477	7,55
11,88431	342,6016	0,34821	100,727	0,00477	7,55
12,0946	329,2315	0,3413	100,727	0,00477	7,55
12,10834	327,4506	0,3408	100,727	0,00477	7,55
11,85616	389,8793	0,56615	100,727	0,00477	7,55
11,89409	392,1853	0,56571	100,727	0,00477	7,55
11,83523	399,3126	0,56636	100,727	0,00477	7,55
11,83523	399,3126	0,56636	100,727	0,00477	7,55
11,73139	434,0647	0,80791	100,727	0,00477	7,55
11,75304	417,9906	0,80796	100,727	0,00477	7,55
11,92424	466,7005	0,9349	100,727	0,00477	7,55
11,88922	465,0308	0,93552	100,727	0,00477	7,55
11,98756	496,2274	0,93581	100,727	0,00477	7,55