UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Fabio Toshio Kanizawa

Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas

São Carlos

2011

Fabio Toshio Kanizawa

Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas

Dissertação apresentada a Escola de Engenharia de São Carlos para obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Gherhardt Ribatski

São Carlos

2011

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-SE DISPONÍVEL JUNTO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA EESC-USP.

Autorizo a reprodução total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da
Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

K16e

Kanizawa, Fabio Toshio.
Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas / Fabio Toshio Kanizawa ; orientador Gherhardt Ribatski. São Carlos, 2011.

Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Mecânica dos Fluidos) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2011.

1. Térmica e fluidos. 2. Fitas retorcidas. 3. Perda de pressão. 4. Ebulição convectiva. 5. Padrões de escoamento. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **FABIO TOSHIO KANIZAWA**

Título da dissertação: **Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas.**

Data da defesa: 14/07/2011:

Comissão Julgadora:	**Resultado:**
Prof. Dr. **Gherhardt Ribatski (Orientador)** (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)	APROVADO
Prof. Dr. **Oscar Maurício Hernandez Rodriguez** (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)	Aprovado
Prof. Dr. **Jader Riso Barbosa Junior** (Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC)	Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo Cesar Lima Segantine**

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Gherhardt Ribatski pela competência, paciência e preocupação com o desenvolvimento do trabalho, e pela amizade.

Ao CNPQ pelo suporte financeiro através do auxílio de pesquisa 474403/2008-4 para a reforma da bancada, essencial para a realização do trabalho.

Ao amigo e técnico do laboratório José Roberto Bogni, pela impecável montagem da bancada.

À família, pelo apoio e compreensão de minha quase que total ausência durante o desenvolvimento do trabalho.

Aos colegas e amigos que trabalharam juntamente comigo em projetos correlatos, Taiwe Mogaji, Renan Sasahara Hernandes, Marcio Yoshio Ota e Vanessa Malaco dos Santos.

Aos amigos e colegas de trabalho Cristiano Bigonha Tibiriça, Daniel Felipe Sempértegui Tapia, Franciane Motta, Francisco Julio do Nascimento, Franscismara Pires Cabral, Hugo Leonardo Leão e Jaqueline Diniz da Silva.

Aos amigos e colegas do grupo Anderson Ubices de Moraes, Bruno, Daniela Andresa Mortari, Eugenio Albaneze Gomes da Silva, Fernando Guimarães, Fernando Augusto Alves Mendes, Gustavo Rodriguez de Souza, Marcelo Souza Castro e Serginho.

Aos demais professores e funcionários da Escola de Engenharia de São Carlos.

À Multicorpos Engenharia, em especial a diretoria da mesma, pela disponibilização parcial e apoio para a realização do estudo. Aos colegas de trabalho da empresa Aline Anésio, Álvaro Costa Neto, Denilson Grando, Guilherme, Hellen Haga, Januário de Moraes Vieira, Marcelo Prado e Paulo Arruda.

À turma de graduação em engenharia mecânica, ingressantes em 2004, pelo companheirismo.

RESUMO

KANIZAWA, Fabio Toshio. **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. 231 páginas. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

A presente dissertação trata de um estudo teórico-experimental sobre escoamento monofásico e bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas. Esta técnica tem sido utilizada há várias décadas para a intensificação de troca de calor para escoamento monofásico e evaporação convectiva no interior de tubos. No entanto, com sua utilização, o aumento do coeficiente de troca de calor é acompanhado pelo incremento da perda de pressão. Portanto a compreensão dos fenômenos relacionados aos incrementos da perda de pressão e troca de calor são fundamentais para engenheiros projetistas. Neste estudo, inicialmente, é apresentada uma extensa revisão bibliográfica sobre padrões de escoamento, modelos para estimativa de fração de vazio e metodologias para previsão da perda de pressão em tubos com e sem fitas retorcidas para escoamentos bifásicos e monofásicos. Foram realizados experimentos em bancada experimental utilizando seção de testes com diâmetro interno de 15,9 mm e dois metros de comprimento com fitas apresentando razões de retorcimento de 3, 4, 9, 14 e ∞, a última correspondente ao tubo sem inserto. Os experimentos foram executados para o refrigerante R134a, velocidades mássicas entre 75 e 250 kg/m²s, e títulos de vapor entre 5 e 95% no caso de escoamentos bifásicos. Resultados foram levantados para velocidades mássicas entre 100 e 450 kg/m²s para escoamentos monofásicos. Durante os ensaios foram levantados resultados de perda de pressão e identificados subjetivamente os respectivos padrões de escoamento. Como resultado final deste estudo é proposta uma correlação para previsão da perda de pressão durante o escoamento no interior de tubos com fitas retorcidas.

Palavras-chave: Fitas retorcidas. Perda de Pressão. Ebulição Convectiva. Padrões de Escoamento.

ABSTRACT

KANIZAWA, Fabio Toshio. **Theoretical and experimental study on flow pattern identification and pressure drop during single and two-phase flow in tubes with twisted tape inserts**. 2011. 231 pages. Thesis (Master) - Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2011.

A theoretical and experimental study on single and two-phase flow inside tubes with twisted tapes inserts is presented. Twisted tape inserts have been used for decades as a technique of heat transfer enhancement. However, their heat transfer enhancement is accompanied by an increase of the pressure drop. Therefore, understanding the pressure drop and heat transfer mechanisms is fundamental for heat exchanger designers in order to optimize these devices when using twisted-tape inserts. Based on these aspects the present study concerns single and two-phase flows inside tubes with twisted tapes. Experiments were performed in an experimental apparatus for a 15.9 mm ID and twisted tape with twist ratios of 3, 4, 9, 14 and ∞, the last one corresponding to a plain tube without tape. For two-phase flow, experiments were conducted for R134a, mass velocities from 75 to 250 kg/m²s and vapor qualities from 5 to 95%. In case of single-phase flow, experiments were performed for mass velocities from 100 to 450 kg/m²s. The experimental campaign was focused on pressure drop and flow pattern subjective identification. Additionally an extensive literature review on flow patterns, superficial void fraction, and methodologies for prediction of the pressure drop in plain tubes with and without twisted-tape inserts during single and two-phase flow is presented. As final result, a correlation for prediction of pressure drop during flow inside tubes with twisted tape inserts is proposed.

Keywords: Twisted-tape inserts. Pressure drop. Convective boiling. Flow patterns.

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

A	Área, m²
C_0	Parâmetro de distribuição de Zuber e Findlay, adimensional
d	Diâmetro, m
g	Aceleração da gravidade, m/s²
G	Velocidade mássica, kg/m²s;
h	Coeficiente de troca de calor por convecção, W/m²K
H	Comprimento correspondente a torção de 180° da fita, m
i	Entalpia, kJ/kg
J	Velocidade superficial, m/s
k	Condutividade térmica, kW/mK
L	Comprimento, m
l	Coordenada de comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
Pot	Potência elétrica, kW
Q	Vazão volumétrica, m³/s
$\dot{Q}$	Taxa de trocat de calor, kW
R	Referente a raio, m
T	Temperatura, °C

V	Velocidade local da fase
x	Título de vapor, adimensional
y	Razão de retorcimento, adimensional
z	Cota vertical, m

Letras Gregas

α	Fração de vazio superficial, adimensional
β	Fração volumétrica de vapor, adimensional
δ	Espessura da fita, m
δ_f	Espessura de filme, m
Δp	Diferencial de pressão, Pa
ε	Rugosidade superficial, m
ε_g	Aumento de eficiência de termo-hidráulica, adimensional
ε_p	Aumento na perda de pressão, adimensional
ε_q	Aumento na troca de calor, adimensional
ϕ	Fluxo de calor, kW/m²
ϕ_L^2	Multiplicador bifásico para fase líquido, adimensional
ϕ_{L0}^2	Multiplicador bifásico para mistura como líquido, adimensional
ϕ_V^2	Multiplicador bifásico para fase vapor, adimensional
ϕ_{V0}^2	Multiplicador bifásico para mistura como vapor, adimensional
γ	Coeficiente de expansão térmica, 1/K
λ	Parâmetro adimensional de mapa de Baker

μ	Viscosidade dinâmica, kg/m.s
η	Desvio médio absoluto
ξ	Percentual de pontos com erro inferior a 30%, adimensional
v	Volume específico, m³/kg
ψ	Parâmetro adimensional de mapa de Baker
ρ	Densidade, kg/m³
σ	Tensão superficial, N/m
τ	Tensão cisalhante, Pa
θ	Ângulo, rad

Subíndices

2Φ	Bifásico
∞	Propriedade do fluido distante da parede
a	Aceleracional, inercial
A	Ar
at	Atrito
$crit$	Crítico
ent	Entrada
est	Estratificado
FR	Fita retorcida
g	Gravitacional
h	Hidráulico
H	Homogêneo
i	Interno

IA	Transição entre padrão intermitente e anular ou estratificado
iD	Adimensionalização, para a interface
if	Interfacial
is	Início de secagem de parede
L	Referente a fase de líquido
L0	Referente a mistura como líquido
LD	Adimensionalização, para a fase líquida
ond	Estratificado ondulado
P	Parede
PA	Pré-aquecedor
sai	Saída
sat	Saturado
seco	Referente a trecho de parede sem líquido
sp	Secagem de parede
ST	Seção de testes
T	Total
TL	Tubosem inserto
TP	Termopar
ts	Término da região de secagem de parede
V	Referente a fase de vapor
V0	Referente a mistura como vapor
VD	Adimensionalização, para a fase vapor
VL	Relativo entre as fases vapor e líquido

Vr	Referente a componente de vórtices
H_2O	Água
WA	Referente a propriedade entre água e ar

Adimensionais

$Fr = \dfrac{G^2}{g\rho^2 d}$	Número de Froude
$Gr = \dfrac{\gamma \Delta T g d_h^3 \rho}{\mu^2}$	Número de Grashof
$Nu = \dfrac{h d_h}{k}$	Número de Nusselt
$\mathrm{Re} = \dfrac{G d_h}{\mu}$	Número de Reynolds
$Sw = \dfrac{\mathrm{Re}}{\sqrt{y}}$	Número de *swirl*, Manglik e Bergles (1993a)
$We = \dfrac{\rho u^2 d}{\sigma} = \dfrac{G^2 d}{\rho \sigma}$	Número de Weber
$X_{tt} = \left(\dfrac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\dfrac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \left(\dfrac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0,1}$	Parâmetro de Martinelli

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Escoamento bifásico vapor-líquido. 37
Figura 2.2 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para tubulações verticais, Collier e Thome (1994). 40
Figura 2.3 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para tubulações horizontais, Collier e Thome (1994). 41
Figura 2.4 – Evolução dos padrões de escoamento ao longo da seção, durante a ebulição convectiva em escoamento vertical, Thome (2008). 42
Figura 2.5 – Mapa de escoamento proposto por Hewitt e Roberts (1969) *apud* Thome (2008). 44
Figura 2.6 – Mapa proposto por Mishima e Ishii (1984), para escoamento ar-água a 24°C e 100 kPa. 47
Figura 2.7 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Baker (1954) para tubos horizontais. 48
Figura 2.8 – Diagrama esquemático do escoamento estratificado liso segundo Kattan *et al.* (1998). 51
Figura 2.9 – Mapa de escoamento proposto por Kattan *et al.* (1998), para R134a, d=12 mm, T_{sat}=10,3 °C e ϕ=0 kW/m². 54
Figura 2.10 – Mapa de escoamento de Wojtan *et al.* (2005a). Mapa para R22, T_{sat}=5°C, d=13,84 mm, G=100 kg/m²s, e ϕ=2,1 kW/m². 55
Figura 2.11 – Curvas de transição dos padrões de escoamento de Wojtan *et al.* (2005), Kattan *et al.* (1998) e Taitel e Dukler (1976). 57
Figura 2.12 – Esquema de variação de J_{VJ} em função de α, segundo Wallis (1969). 61
Figura 2.13 – Variação da fração de vazio estimada com o título de vapor, para R134a, T_{sat}=5 °C, d=15,9mm, G=150kg/m²s. 64
Figura 3.1 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=5 mm. 85
Figura 3.2 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 85

Figura 3.3 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=20 mm. 85
Figura 3.4 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=05°C, e d=10 mm. 86
Figura 3.5 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=25°C, e d=10 mm. 86
Figura 3.6 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=75 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 86
Figura 3.7 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=300 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 87
Figura 3.8 – Gradientes de pressão estimados, para R22, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 87
Figura 3.9 – Gradientes de pressão estimados, para R410A, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 87
Figura 3.10 – Gradientes de pressão estimados, para R245fa, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm. 88
Figura 3.11 – Descrição esquemática da fita retorcida instalada em um tubo, Akhavan-Behabadi *et al.* (2009b). 89
Figura 3.12 – Escoamentos secundários induzidos pela fita retorcida, Manglik e Bergles (1993a). (a) Baixas vazões e/ou altas razões de retorcimento; (b) Altas vazões e/ou baixas razões de retorcimento; (c) Razão de retorcimento infinita (fita plana). 94
Figura 3.13 – Parcelas do fator de atrito do modelo de Smithberg e Landis (1964), para d=15,875 mm, y=3 e δ=1 mm. 95
Figura 3.14 – Gradientes de perda de pressão estimados, para R134a, T=5°C, T_{sub}=13,8°C, d=15,875mm, y=3. 100
Figura 3.15 – Gradientes de perda de pressão estimados, para água, *T*=150°C, T_{sub}=13,54°C, *p*=676 kPa, *d*=15,875mm, *y*=3. 100
Figura 3.16 – Gradientes de pressão durante escoamento de R134a, para d=15,9mm, T_{sat}=15°C, G=75 kg/m²s. 106
Figura 3.17 – Gradientes de pressão durante escoamento de R134a, para d=15,9mm, T_{sat}=15°C, G=150 kg/m²s. 107
Figura 3.18 – Gradientes de pressão durante escoamento de água, para d=15,9mm, T_{sat}=150°C, G=75 kg/m²s. 107

Figura 3.19 - Gradientes de pressão durante escoamento de água, para d=15,9mm, T_{sat}=150°C, G=150 kg/m²s. 107
Figura 4.1 – Esquema do circuito principal da bancada experimental. 110
Figura 4.2 – Ciclo termodinâmico do fluido refrigerante ao longo do circuito principal da bancada. 111
Figura 4.3 – Esquema de bulbo para medição de temperatura do fluido. 112
Figura 4.4 – Esquema da distribuição das seções de termopares na seção de testes.... 113
Figura 4.5 – Distribuição dos termopares para cada seção transversal de medida termopares. 113
Figura 4.6 – Seção de visualização na saída da seção de testes. 114
Figura 4.7 – Registro fotográfico das fitas retorcidas utilizadas nos experimentos, com razões de retorcimento de 3, 4, 9 e 14 de cima para baixo. 115
Figura 4.8 – Ilustração esquemática de montagem dos transdutores diferenciais de pressão. 116
Figura 4.9 – Precisão na leitura perda de pressão com a utilização dos três transdutores diferenciais de pressão. 117
Figura 4.10 – Figura ilustrativa da tubulação do pré-aquecedor, dividida em duas camadas. 118
Figura 4.11 – Foto do pré-aquecedor. 118
Figura 4.12 – Esquema de sistema de aquisição e terminais. 122
Figura 4.13 – Imagem do programa implementado para aquisição de dados. 123
Figura 4.14 – Transferência de calor do ambiente para o pré-aquecedor, em função da diferença de temperatura entre a superfície do tubo e o ambiente. 129
Figura 4.15 – Comparação entre troca de calor do pré-aquecedor com o ambiente calculada através da Eq. (4.11) e o valor estimado através do balanço de energia. 130
Figura 4.16 – Troca de calor entre o ambiente e a seção de testes com a variação da diferença entre a média aritmética das temperaturas da seção de testes e a temperatura ambiente. 131
Figura 4.17 – Comparação entre troca de calor calculada através da Eq. (4.13) e troca de calor entre a seção de testes e o ambiente estimada através do balanço de energia. 133
Figura 5.1 – Comparação entre os fatores de atrito estimados e experimentais, para ensaios monofásicos adiabáticos, R134a, T_{sub} média de 6°C. 136

Figura 5.2 – Comparação entre os fatores de atrito estimados e experimentais, para ensaios monofásicos adiabáticos, com rugosidade superficial medida, R134a, T_{sub} média de 6°C. 136
Figura 5.3 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e o valor segundo a correlação de Gnielinski (1976). 137
Figura 6.1 – Efeito da razão de retorcimento no gradiente de pressão para escoamento monofásico. 142
Figura 6.2 – Variação do fator de atrito com número de Reynolds para escoamentos monofásicos. 143
Figura 6.3 – Aumento da perda de pressão para escoamento monofásico, comparativamente a metodologia de Churchill (1977). 144
Figura 6.4 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Manglik e Bergles (1993). 144
Figura 6.5 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Lopina e Bergles (1969). 145
Figura 6.6 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Smithberg e Landis (1964). 145
Figura 6.7 – Comparação entre os resultados experimentais para tubo 148
Figura 6.8 – Padrões para o escoamento bifásico em tubos contendo fita retorcida. ... 150
Figura 6.9 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e x=0,10, para razões de retorcimento iguais a 3 e 9, e tubo sem inserto. 151
Figura 6.10 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e x=0,20, para razões de retorcimento iguais a 3 e 9, e tubo sem inserto. 151
Figura 6.11 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e y=3, para títulos de vapor de 0,05, 0,15 e 0,20. 151
Figura 6.12 – FFT do gradiente de pressão, para G=150kg/m²s, T_{sat}=15°C e y=3, para títulos de vapor de 0,05, 0,15 e 0,20. 152
Figura 6.13 – Padrão de escoamento para y=3. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C. 152
Figura 6.14 – Padrão de escoamento para y=4. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C. 153
Figura 6.15 – Padrão de escoamento para y=9. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C. 153

Figura 6.16 – Padrão de escoamento para y=14. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C. 154
Figura 6.17 – Imagens do escoamento para G=75 kg/m²s, T_{sat}=5 °C e x=0,50. 155
Figura 6.18 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para G=75 kg/m²s. 156
Figura 6.19 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para G=112,5 kg/m²s e T_{sat} = 15°C. 156
Figura 6.20 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para G=150 kg/m²s. 156
Figura 6.21 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para G=250 kg/m²s. 157
Figura 6.22 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor. 158
Figura 6.23 – Análise do efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para tubo sem inserto. 160
Figura 6.24 – Análise do efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para tubos com fita retorcida, ϕ=10 e 20 kW/m². 161
Figura 6.26 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para G=075 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C. 162
Figura 6.27 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para G=150 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C. 162
Figura 6.28 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para G=250 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C. 163
Figura 6.29 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para y=3. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C. 164
Figura 6.30 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para y=4. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C. 164
Figura 6.31 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para y=9. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C. 165
Figura 6.32 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para y=14. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C. 165

Figura 6.33 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Lockhart e Martinelli (1949). 167
Figura 6.34 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Grönnerud (1979). 168
Figura 6.35 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Friedel (1979). 168
Figura 6.36 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Müller-Steinhagen e Heck (1986). 169
Figura 6.37 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Moreno-Quibén e Thome (2007). 169
Figura 6.38 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método de Agrawal *et al.* (1982). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C. 170
Figura 6.39 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método de Jensen *et al.* (1985). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C. 171
Figura 6.40 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método Akhavan-Behabadi *et al.* (2009). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C. 171
Figura 7.1 – Parcela dos dados entre previstos entre $\pm\xi$ com a variação de ξ. 179
Figura 7.2 – Comparação entre gradientes de perda de pressão estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para tubos com fitas retorcidas. 179
Figura 7.3 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=75 kg/m²s e T_{sat}=5 °C. 180
Figura 7.4 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=150 kg/m²s e T_{sat}=5 °C. 181
Figura 7.5 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=250 kg/m²s e T_{sat}=5 °C. 181
Figura 7.6 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=75 kg/m²s e T_{sat}=15 °C. 182
Figura 7.7 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=150 kg/m²s e T_{sat}=15 °C. 182

Figura 7.8 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=250 kg/m²s e T_{sat}=15 °C. 183
Figura 7.9 – Gradientes de perda pressão estimados e dados da literatura. 184
Figura 7.10 – Comparação entre o gradiente a perda de pressão estimado através da Eq. (7.5), e os resultados experimentais levantados no presente estudo. 185
Figura 7.11 – Comparação entre gradientes de pressão estimados através da (7.5) e os dados experimentais..... 186

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Coeficientes para estimativa do multiplicador bifásico de Lockhart e Martinelli (1949), *apud* Thome (2008). 72
Tabela 3.2 – Razão entre as densidades de líquido e vapor para várias substâncias. 75
Tabela 3.3 – Estudos de escoamento monofásico em tubos com fitas retorcidas. 91
Tabela 3.4 – Estudos de escoamento bifásico em tubos com fitas retorcidas 102
Tabela 4.1 – Características das fitas retorcidas. 115
Tabela 5.1 – Incertezas das grandezas medidas. 138
Tabela 5.2 – Incertezas para o título de vapor e perda de pressão para ensaios com G=75kg/m²s, e y=3. 139
Tabela 6.1 – Condições de experimento para escoamentos monofásicos 141
Tabela 6.2 – Condições dos ensaios para escoamentos bifásicos..... 146
Tabela 6.3 – Resultados dos parâmetros estatísticos considerados na avaliação dos métodos de previsão de perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico em tubo sem fita..... 166
Tabela 6.4 – Resultados dos parâmetros estatísticos para a comparação entre os métodos de previsão e resultados experimentais para perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico em tubo com fitas retorcidas. 172
Tabela 7.1 – Coeficientes para predição da perda de pressão segundo Eq. (7.3). 178
Tabela 7.2 – Comparação entre resultados da literatura e a Eq. (7.4) segundo a parcela de dados com desvios entre ±30%. 183
Tabela 7.3 – Descrição do banco de dados levantado na literatura. 185
Tabela 7.4 – Comparação entre resultados da literatura e a Eq. (7.5) segundo a parcela de dados com desvios entre ±30%. 186
Tabela A.1 – Coeficientes da equação para os transdutores de pressão e incerteza..... 203
Tabela A.2 – Características dos termômetros utilizados durante a aferição dos canais do sistema de aquisição para temperatura. 204
Tabela A.3 – Coeficientes para equação de leitura de temperatura..... 205
Tabela A.4 – Características dos multímetros utilizados durante a aferição dos transdutores de potência. 206

Tabela A.5 – Coeficientes e resultados do cálculo de incerteza dos transdutores de potência ativa. 207
Tabela A.6 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=75kg/m²s, e *y*=3. 208
Tabela A.7 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=150kg/m²s, e *y*=3. 209
Tabela A.8 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=250kg/m²s, e *y*=3. 209
Tabela A.9 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios com adição de calor para T_{sat}=5 °C, e *y*=3. 210
Tabela A.10 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios com adição de calor para T_{sat}=15 °C, e *y*=3. 210
Tabela A.11 – Dados experimentais para validação de perda de pressão. Condições adiabáticas. 211
Tabela A.12 – Resultados experimentais de troca de calor para experimentos monofásicos com troca de calor, com temperatura média da parede por seção e coeficiente de troca por seção. 212
Tabela B.1 – Resultados experimentais para escoamento monofásico. Número de Reynolds calculado considerando diâmetro hidráulico e espessura nula de fita. 213
Tabela B.2 – Resultados experimentais para T_{sat} de 5°C, em condições adiabáticas bifásicas. 214
Tabela B.3 – Resultados experimentais para T_{sat} de 15°C, em condições adiabáticas bifásicas. 220
Tabela B.4 – Resultados experimentais para T_{sat} de 5°C, em condições diabáticas bifásicas. 227
Tabela B.5 – Resultados experimentais para T_{sat} de 15°C, em condições diáticas bifásicas. 229

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 33

1.1 Objetivos 35

1.2 Organização do trabalho 35

2 FUNDAMENTOS 37

2.1 Parâmetros do escoamento bifásico 37

2.2 Padrões de Escoamento 39

2.3 Métodos para determinação de padrões de escoamento 43

2.3.1 Escoamentos verticais 44

2.3.2 Escoamentos horizontais 48

2.4 Modelos para a previsão da fração de vazio 58

2.4.1 Modelo homogêneo 59

2.4.2 Modelo de Bankoff *apud* Saiz-Jabardo (1988) 59

2.4.3 Modelo de deslizamento de Wallis (1969) 60

2.4.4 Modelo de Zuber e Findlay (1965) 62

2.4.5 Modelo de Rouhanni-Axelsson (1970) 63

3 PERDA DE PRESSÃO 67

3.1 Modelos para previsão da perda de pressão por atrito em tubos lisos .. 68

3.1.1 Escoamentos Monofásicos 68

3.1.2 Escoamentos Bifásicos 70

3.2 Modelos para previsão da perda de pressão por atrito em tubos com fitas retorcidas 89

3.2.1 Escoamentos monofásicos 90

3.2.2 Escoamentos bifásicos 100

4 APARATO, PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E DE REDUÇÃO DOS DADOS .. 109

4.1 Circuito principal 109
4.1.1 Seção de testes 111
4.1.2 Subcircuito para medição da perda de pressão 116
4.1.3 Pré-aquecedor 117
4.1.4 Sub-resfriador 119
4.1.5 Condensador 119
4.1.6 Reservatório 119
4.1.7 Bomba de engrenagens 120
4.1.8 Medidor de vazão 120
4.2 Circuito de solução anti-congelante 121
4.3 Sistema de controle e aquisição de dados 121
4.4 Procedimento experimental 123
4.5 Procedimento de redução dos dados experimentais 125
4.5.1 Título de vapor 125
4.5.2 Perda de pressão 126
4.5.3 Coeficiente de transferência de calor 127
4.6 Balanço de energia e compensação da troca de calor com o ambiente 128
5 VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL E DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS 135
5.1 Perda de pressão 135
5.2 Balanço de energia 137
5.3 Determinação das incertezas experimentais 138
6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS 141
6.1 Resultados para escoamento monofásico 141
6.2 Resultados para escoamento bifásico 146
6.2.1 Padrões de escoamento 147
6.2.2 Perda de pressão 155

7 CORRELAÇÃO PARA PREVISÃO DA PERDA DE PRESSÃO DURANTE ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS COM FITAS RETORCIDAS 175

7.1 Análise das variáveis experimentais necessárias ao desenvolvimento da correlação 175

7.2 Ajuste da correlação segundo os resultados experimentais 177

7.3 Ajuste da correlação incluindo dados da literatura 184

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... 189

8.1 Conclusões 189

8.2 Recomendações para trabalhos futuros..... 192

9 REFERÊNCIAS 193

APÊNDICE A – AFERIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS 201

A.1 Estimativa da incerteza 201

A.2 Transdutores de pressão absoluta..... 202

A.3 Medidor de vazão..... 203

A.4 Aferição dos canais de termopares 204

A.5 Aferição dos transdutores de potência ativa 205

A.6 Características dos transdutores de pressão diferencial 207

A.7 Incertezas na medição de título de vapor e gradiente de perda de pressão 208

A.8 Validação da bancada 211

APÊNDICE B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS 213

1 INTRODUÇÃO

O aumento da eficiência de sistemas térmicos, e seus componentes, tem sido um tema de destaque nos meios de comunicação e políticas públicas com ênfase sendo dada a disponibilidade energética e a impactos ambientais relacionados às atividades industriais.

Neste cenário, no setor de refrigeração e condicionamento de ar, grande esforço tem sido dedicado ao desenvolvimento de trocadores de calor eficientes e compactos, buscando o incremento do coeficiente global de troca de calor e a redução da potência de bombeamento, relacionada à perda de pressão. A redução do tamanho dos trocadores de calor permite o decréscimo do inventário de fluido refrigerante e das quantidades de materiais utilizados em suas confecções, isto resulta em custos iniciais e operacionais inferiores. Além disso, o impacto ambiental durante a vida útil do equipamento é reduzido, pois com o decréscimo da quantidade de refrigerante, segundo Ribatski (2008), vazamentos também são reduzidos tanto em valores absolutos como relativos.

Segundo Reid *et al.* (1991), a resistência térmica predominante em trocadores de calor compactos corresponde à convecção externa aos tubos, porém em determinados trocadores, como película descendente e carcaça-tubo, o incremento do coeficiente de troca de calor interno pode implicar em incrementos razoáveis do coeficiente global. Para o caso de trocadores de calor em que os coeficientes de convecção são similares, condição de trocadores de calor com ambas as fases líquidas ou com mudança de fase dos fluidos de trabalho, incrementos no coeficiente interno aos tubos implicam em aumento significativo no coeficiente global. Vários métodos têm sido propostos e empregados para o aumento do coeficiente de troca de calor para o escoamento no interior de tubos, sendo a maioria baseado na alteração da superfície. De acordo com Shatto e Peterson (1996), as alterações são propostas com o intuito de aumentar a área superficial, e/ou gerar perturbações no escoamento, através da geração de escoamentos secundários e vórtices. Dentre as alternativas disponíveis para o aumento do coeficiente de troca de calor através da geração de perturbação no escoamento estão a utilização de tubos microaletados, tubos ranhurados e fitas retorcidas. Tais dispositivos são classificados por Bergles (1999) como técnicas passivas de

intensificação da troca de calor, não necessitando de fonte de energia externa para atuação, que não a do próprio escoamento.

Fitas retorcidas são usadas como técnica de intensificação há mais de um século, datando de 1896, segundo Manglik e Bergles (1993a), sendo inicialmente denominadas segundo Manglik e Bergles (1993b) como “retardadores” (*retarders*) devido ao aumento da perda de pressão imposta ao escoamento com a sua utilização. Dentre as aplicações mencionadas na literatura podem ser citadas: geração de vapor, recuperadores de calor de gases de combustão, aquecedores domésticos, situações de microgravidade, dessalinização e processos industriais em geral. A utilização de fitas retorcidas apresenta vantagem em relação a outros métodos de intensificação de troca de calor pelo baixo custo de fabricação e instalação e a facilidade de manutenção. Além da possibilidade de ser utilizada em trocadores de calor já em uso para aumento da capacidade de equipamentos obsoletos sem custos adicionais elevados, conforme indicado por Thome e Ribatski (2005).

Entretanto, com a utilização desta técnica, acompanhado do incremento da troca de calor, há a penalização por aumento da perda de pressão e, consequentemente, da potência de bombeamento e do custo operacional. Assim, para a verificação da viabilidade de aplicação deste método de intensificação, é necessário o conhecimento do efeito da fita tanto na transferência de calor como na perda de pressão. Faz-se também necessário a disponibilidade de metodologias generalizadas para a estimativa destes parâmetros que possam ser utilizadas como ferramentas de projeto por engenheiros e projetistas.

Vale ressaltar que, conforme mencionado por Shatto e Peterson (1996), o incremento da perda de pressão pode ser potencialmente compensado pela possibilidade de redução do tamanho dos trocadores de calor para uma mesma carga térmica, o que pode resultar num aumento reduzido, ou até mesmo decréscimo da potência de bombeamento, implicando em custos inferiores de manutenção, instalação e operação.

Dentro deste contexto, este trabalho tem como objetivo desenvolver uma análise teórico-experimental da perda de pressão para escoamentos no interior de tubos com fitas retorcidas. Para isto, ensaios foram realizados para o fluido refrigerante R134a em um tubo horizontal com diâmetro interno de 15,9 mm (5/8 polegadas), para razões de retorcimento de 3, 4, 9 e 14. Ensaios para o mesmo tubo sem fita também foram efetuados e utilizados como referência na avaliação do incremento da perda de pressão através da utilização da fita retorcida.

Com base nos resultados deste estudo e também da literatura, são propostas correlações para a estimativa da perda de pressão para escoamentos monofásico e bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas.

1.1 Objetivos

A presente dissertação tem como objetivo geral o estudo teórico-experimental da perda de pressão durante o escoamento bifásico no interior de tubos horizontais contendo fitas retorcidas. Como objetivos específicos se apresentam os seguintes:

- Apresentação de uma revisão crítica da literatura sobre a perda de pressão durante a ebulição convectiva no interior de tubos cobrindo aspectos intrinsecamente relacionados como a fração de vazio superficial e os padrões de escoamento;
- Levantamento experimental de dados de perda de pressão para escoamentos bifásico e monofásico do R134a no interior de tubos horizontais contendo fitas retorcidas, visando avaliar efeitos da variação da razão de retorcimento, do título de vapor, da temperatura de saturação e da velocidade mássica;
- Identificação dos padrões de escoamento através de imagens obtidas com uma câmera de alta velocidade;
- Discussão crítica com base na análise da literatura dos resultados levantados para a perda de pressão e os padrões de escoamento;
- Proposição de metodologia para estimativa da perda de pressão durante escoamentos monofásico e bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas;

1.2 Organização do trabalho

O presente trabalho foi organizado segundo os seguintes capítulos:

- *Capítulo 2*: apresentação dos parâmetros e fundamentos de escoamentos bifásicos, seguida da descrição dos padrões de escoamento e metodologias de previsão dos padrões. Adicionalmente são apresentadas metodologias de previsão da fração de vazio superficial, baseadas em modelos cinemáticos;
- *Capítulo 3*: apresentação de revisão das metodologias para estimativa da perda de pressão para escoamentos monofásicos e bifásicos. São apresentadas as principais

técnicas para previsão da perda de pressão durante escoamento bifásico em tubos lisos sem fita, seguida de discussão de mecanismos envolvidos e metodologias para estimativa da perda de pressão por atrito para escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas;

- *Capítulo 4*: descrição do aparato experimental, apresentação dos procedimentos e da metodologia adotada para o tratamento dos resultados experimentais, e correlação para compensação da troca de calor com o ambiente;
- *Capítulo 5*: apresentação da validação do aparato experimental quanto a medidas de perda de pressão e coeficientes de transferência de calor mediante comparação dos resultados experimentais para escoamento monofásico com métodos de previsão da literatura considerados precisos;
- *Capítulo 6*: apresentação dos resultados experimentais para perda de pressão durante escoamento monofásico, e padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamento bifásico em tubo com e sem fitas retorcidas, seguida de discussão sobre tendências observadas;
- *Capítulo 7*: descreve o desenvolvimento de um método para estimativa da perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos em tubo com fitas retorcidas, com ajuste de coeficientes através do banco de dados obtido experimentalmente, seguido da inclusão de dados levantados na literatura;
- *Capítulo 8*: apresentação das conclusões do estudo realizado e sugestões para trabalhos futuros;
- *Apêndice A*: descrição dos métodos adotados e resultados alcançados referentes aos processos de aferição dos equipamentos de medição e cálculos das incertezas experimentais;
- *Apêndice B*: apresentação dos resultados experimentais obtidos durante o presente estudo;

2 FUNDAMENTOS

Neste capítulo são definidos e apresentados os parâmetros utilizados na caracterização do escoamento bifásico. Tal discussão inclui uma ampla revisão da literatura sobre padrões de escoamento e métodos para a estimativa da fração de vazio superficial.

2.1 Parâmetros do escoamento bifásico

A presente seção tem como objetivo apresentar e definir os parâmetros básicos do escoamento bifásico, baseados em definições amplamente utilizadas na literatura.

Considerando o escoamento líquido-gás em uma tubulação ilustrado na Fig. 2.1, a vazão mássica total é dada pela soma da vazão de cada fase, da seguinte forma:

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_V \qquad (2.1)$$

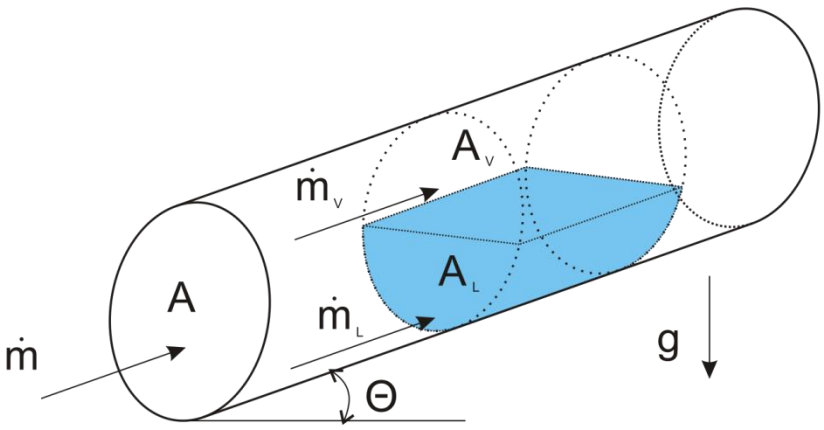


Figura 2.1 – Escoamento bifásico vapor-líquido.

Para escoamentos líquido-vapor, admite-se equilíbrio termodinâmico entre as fases e a vazão mássica de cada fase é determinada como uma função do título, como se segue:

$$\dot{m}_V = x\dot{m} \tag{2.2}$$

$$\dot{m}_L = (1-x)\dot{m} \tag{2.3}$$

Define-se ainda a velocidade mássica de cada fase, referente ao fluxo mássico correspondente e a área de seção transversal do canal considerado. A velocidade mássica das fases é dada por:

$$G_L = \frac{\dot{m}_L}{A} = (1-x)\frac{\dot{m}}{A} \tag{2.4}$$

$$G_V = \frac{\dot{m}_V}{A} = x\frac{\dot{m}}{A} \tag{2.5}$$

A velocidade mássica da mistura é dada pela soma das componentes das fases:

$$G = G_L + G_V = (1-x)\frac{\dot{m}}{A} + x\frac{\dot{m}}{A} = \frac{\dot{m}}{A} \tag{2.6}$$

Define-se também a velocidade superficial de cada fase, que corresponde à velocidade que a fase teria caso escoasse isoladamente na tubulação. As velocidades superficiais de cada fase e da mistura são dadas pelas seguintes equações:

$$J_L = (1-\alpha)V_L = Q_L / A \tag{2.7}$$

$$J_V = \alpha V_V = Q_V / A \tag{2.8}$$

$$J = J_L + J_V \tag{2.9}$$

onde α é a fração de vazio superficial, correspondente a média espacial e temporal na seção da área ocupada pela fase vapor.

Em determinadas aplicações é conveniente a definição da fração volumétrica β, correspondente a média temporal do volume ocupado pela fase vapor, sendo dada por:

$$\beta = \frac{Q_V}{Q_V + Q_L} \tag{2.10}$$

2.2 Padrões de Escoamento

Escoamentos com distribuições espaciais similares das fases vapor e líquido são caracterizados através de padrões de escoamento, sendo suas definições importantes para uma correta identificação.

Conforme indicado por Thome (2008), parâmetros de desempenho de trocadores de calor como a perda de pressão e a diferença de temperatura entre os fluidos de trabalho são influenciadas pelo padrão de escoamento, portanto sua determinação é necessária para uma estimativa do coeficiente de transferência de calor e do gradiente de pressão em aplicações envolvendo evaporação e condensação.

Segundo Ishii e Hibiki (2006) a definição do padrão de escoamento é geralmente realizada com base na topologia da interface, tomando a fase dispersa como referência para a denominação do padrão. Uma classificação generalizada por ele proposta, baseada neste critério, segrega os escoamentos bifásicos da seguinte forma:

- Fases separadas: verificado em escoamentos em filme ou estratificado;
- Fases dispersas: ocorre para escoamento em bolhas e em névoa;
- Escoamentos mistos ou transientes: combinação dos padrões de fases separadas e dispersas;

As Figs. 2.2 e 2.3 ilustram respectivamente os padrões de escoamento verticais e horizontais em condições de efeitos de transferência de calor desprezíveis. A descrição aqui apresentada é análoga à apresentada por Collier e Thome (1994).

Os padrões de escoamento verticais são caracterizados da seguinte forma:

- Bolhas: a fase líquida contínua apresenta bolhas isoladas com dimensões características inferiores ao diâmetro da tubulação. Este padrão é verificado para frações de vazio reduzidas e velocidades superficiais da fase líquida elevadas;
- Bolhas alongadas: no escoamento segundo bolhas alongadas, as bolhas da fase vapor apresentam diâmetro próximo ao diâmetro da tubulação, com a extremidade superior em forma esférica e a extremidade inferior tendendo ao formato plano. O vapor no interior das bolhas é separado da parede através de um filme de líquido de reduzida dimensão. O escoamento do líquido se dá através dos pistões entre bolhas de vapor

consecutivas, podendo ou não apresentar bolhas de vapor disperso, devido à esteira da bolha de vapor. O comprimento das bolhas de vapor pode variar consideravelmente;

- Agitante: o padrão de escoamento agitante é resultado da quebra das bolhas de vapor do padrão de escoamento segundo bolhas alongadas. O fluxo de vapor é caótico, enquanto que o fluxo da fase líquida é predominante próximo à parede da tubulação. O escoamento apresenta característica oscilatória, ou variável ao longo do tempo. Este padrão de escoamento também é referenciado como semianular ou bolhas alongadas-anular;
- Anular-névoa: caracterizado pelo escoamento de filme espesso com velocidade reduzida na periferia da seção transversal, com escoamento da fase vapor com alta velocidade no centro da seção, e devido ao arrasto apresenta quantidade significativa de gotículas de líquido disperso;
- Anular: para o escoamento segundo padrão anular, ocorre um filme de líquido junto à parede da tubulação, com um escoamento central contínuo de vapor. Ondas de grande amplitude podem ser presentes no filme de líquido, que propiciam o arrasto de líquido para o fluxo de vapor, através de gotículas dispersas. Diferencia-se do escoamento segundo anular-névoa devido ao fato de as gotículas de vapor ser distanciadas, e não aglomeradas como no caso anterior.

Adicionalmente aos padrões de escoamento verticais apresentados por Collier e Thome (1994), Thome (2008) apresenta o padrão de escoamento em névoa, caracterizado por gotículas de líquido dispersas em um fluxo de vapor com alta velocidade.

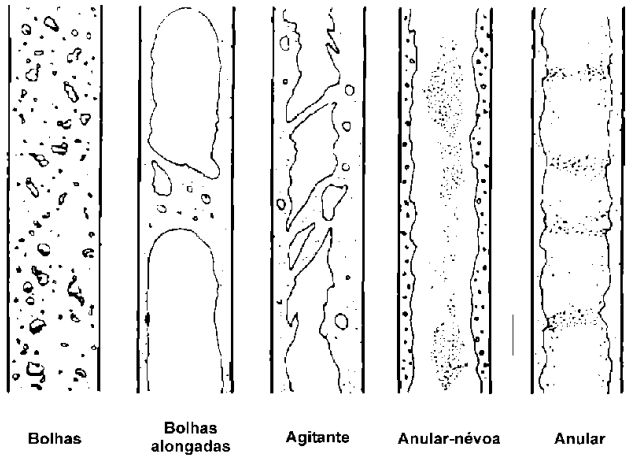


Figura 2.2 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para tubulações verticais, Collier e Thome (1994).

Os padrões de escoamento horizontais apresentam um grau de assimetria superior aos escoamentos verticais devido à efeitos gravitacionais. Os escoamentos bifásicos horizontais são descritos da seguinte forma:

- Bolhas: semelhante ao verificado para o padrão de escoamento segundo bolhas vertical, no entanto, as bolhas de vapor se concentram na região superior da seção;
- Pistonado: semelhante ao padrão de escoamento vertical segundo bolhas alongadas, porém as bolhas se concentram na região superior devido a efeitos de empuxo;
- Estratificado: verificado para velocidades reduzidas das fases líquida e vapor. É caracterizado pelo escoamento das fases separadas por uma interface praticamente sem ondulações e não ocorre para escoamentos verticais;
- Estratificado ondulado: com o incremento da velocidade da fase vapor, a interface passa a ser perturbada com a presença de ondas deslocando-se na direção do escoamento;
- Bolhas alongadas: com o incremento da velocidade da fase vapor, as ondas interfaciais crescem, fechando intermitentemente a seção transversal, formando um pistão de líquido que se propaga com velocidade elevada. Apresenta filme residual de líquido na região superior do tubo, que é drenado pelo escoamento da fase vapor;
- Anular: semelhante ao observado para escoamentos verticais segundo anular, porém a espessura do filme na região inferior é mais elevada devido à efeitos gravitacionais.

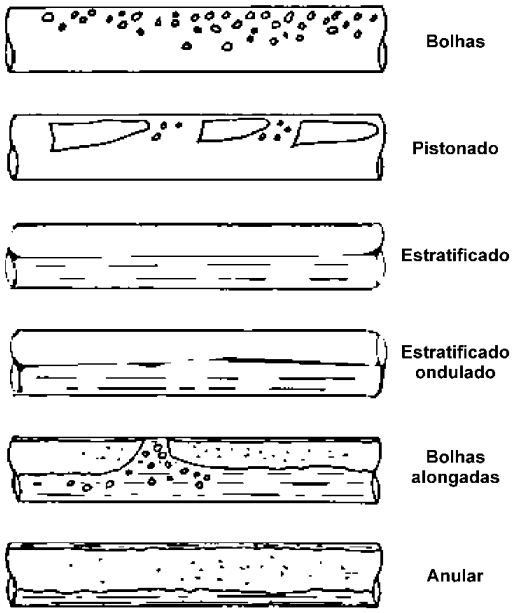


Figura 2.3 – Ilustração esquemática dos padrões de escoamento para tubulações horizontais, Collier e Thome (1994).

O escoamento segundo padrão agitante, conforme definido neste texto, também é observado para escoamentos horizontais, conforme apresentado por Sempertégui Tapia (2011).

Adicionalmente aos padrões de escoamento descritos, Wojtan *et al.* (2005) apresenta o padrão de escoamento secagem de parede, correspondente a região de transição entre padrão de escoamento anular e em névoa, com secagem parcial do filme de líquido ao longo do perímetro.

Vale destacar que em condições de ebulição convectiva, conforme ilustrado na Fig. 2.4, e condensação estes padrões surgem progressivamente com a variação do título de vapor.

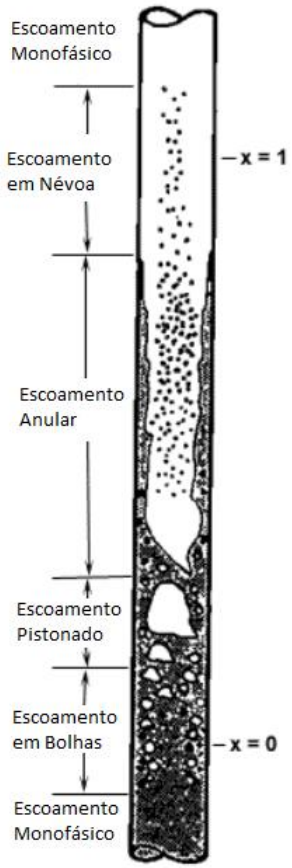


Figura 2.4 – Evolução dos padrões de escoamento ao longo da seção, durante a ebulição convectiva em escoamento vertical, Thome (2008).

Para o caso de escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas, não foi verificado na literatura descrições de padrões para tais condições.

2.3 Métodos para determinação de padrões de escoamento

Os padrões de escoamento podem ser caracterizados através de critérios subjetivos e objetivos. Os métodos baseados em critérios subjetivos utilizam o julgamento de um ou vários observadores a partir de registros fotográficos ou de filmes do escoamento elaborados com câmeras de alta velocidade de captura de imagens.

Já critérios objetivos se baseiam em sinais característicos do escoamento como as variações temporais da pressão local, do diferencial de pressão para um determinado segmento de tubo e da fração de vazio local. Estes sinais são tratados através de técnicas estatísticas, como em Jones e Zuber (1975), agrupamento de dados, como em Sempértegui Tapia (2011), ou ainda através de redes neurais, conforme realizado por Selli (2007) para ar-água.

A partir dos resultados de caracterização objetivos e subjetivos, mapas de padrões de escoamento são propostos. Estes mapas consistem em diagramas com curvas que definem a transição entre os padrões de escoamento e possuem em seus eixos coordenados parâmetros relacionados à transição entre padrões como as velocidades superficiais das fases gás e líquido ou a velocidade mássica e o título de vapor. Estes parâmetros também podem estar escritos segundo adimensionais de forma a prover um aspecto genérico ao método. Geralmente, devido à possibilidade de medição direta da vazão volumétrica durante ensaios, mapas baseados em resultados para escoamentos isotérmicos incluem em seus eixos coordenados as velocidades superficiais das fases gás e líquido. Já mapas para processos com mudança de fase incluem a velocidade mássica e o título de vapor, de forma que o processo de mudança de padrão de escoamento ao longo do trocador possa ser acompanhado.

Os mapas de padrões de escoamento apresentados no presente estudo são baseados em resultados segregados a partir de observações visuais, portanto caracterizados subjetivamente.

Nesta seção são apresentados mapas, também denominados de métodos de previsão de padrões de escoamento, para escoamentos verticais e horizontais. Os mapas clássicos são baseados em banco de dados majoritariamente para ar-água, e são apresentados de forma a contextualizar os métodos recentes visando aplicações em refrigeração. Um estudo amplo da literatura sobre padrões de escoamento foi recentemente publicado por Cheng *et al.* (2008) e é sugerido como referência para um aprofundamento neste tema.

2.3.1 Escoamentos verticais

Diversos métodos de previsão de padrões foram propostos para escoamentos verticais. Entretanto, neste item serão descritos aqueles historicamente relevantes ao desenvolvimento de métodos para escoamentos verticais e aqueles mais utilizados.

2.3.1.1 Hewitt e Roberts (1969) apud Thome (2008)

Neste mapa as coordenadas são dimensionais, e dadas pelos fluxos de quantidade de movimento superficial da fase líquido e da fase vapor.

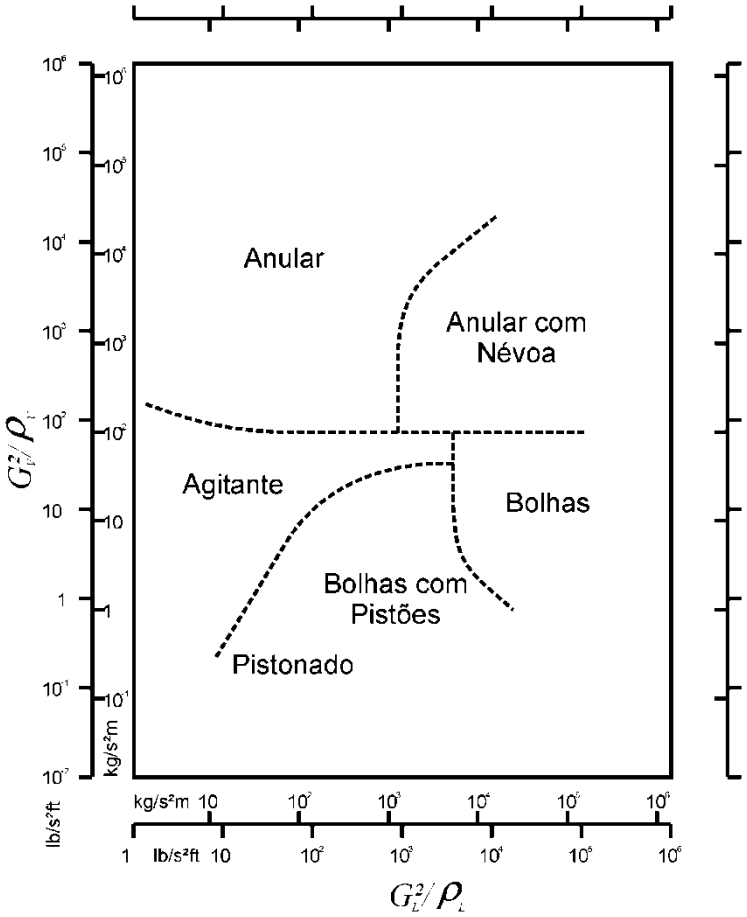


Figura 2.5 – Mapa de escoamento proposto por Hewitt e Roberts (1969) *apud* Thome (2008).

$$\rho_L J_L^2 = \frac{G^2(1-x)^2}{\rho_L} = \frac{G_L^2}{\rho_L} \qquad (2.11)$$

$$\rho_V J_V^2 = \frac{G^2 x^2}{\rho_V} = \frac{G_V^2}{\rho_V} \qquad (2.12)$$

Este mapa foi determinado a partir de visualizações do escoamento de água e ar, pressões entre 1,4 a 5,4 bar e diâmetro de 31,2 mm. Saiz-Jabardo (1988) indica que este mapa apresenta resultados satisfatórios também para misturas vapor-água e pressões entre 34,5 a 69 bar para tubulação com diâmetros de 12,7 mm.

2.3.1.2 Mishima e Ishii (1984)

Estes autores desenvolveram critérios de transição entre padrões de escoamento baseados em modelos fenomenológicos. Eles partem da determinação da fração de vazio para a transição e posterior determinação de curvas de transição baseadas em velocidades superficiais.

O critério de transição entre o escoamento segundo bolhas e pistonado é definido a partir do grau de empacotamento das bolhas para a ocorrência de coalescência, resultando em uma fração de vazio para transição igual a 0,3, análogo ao adotado por Dukler e Taitel (1977) *apud* Mishima e Ishii (1984). Para esta fração de vazio, a relação entre as velocidades superficiais é derivada a partir do modelo de escorregamento de fases (*Drift flux*), resultando na seguinte relação:

$$\frac{J_L}{J_V} = \left(\frac{3{,}33}{C_0} - 1\right) - \frac{0{,}76}{C_0} \frac{\left[g(\rho_L - \rho_V)\sigma\right]^{1/4}}{J_V \rho_L^{1/2}} \qquad (2.13)$$

onde C_0 é o parâmetro de distribuição de fases de Zuber e Findlay, detalhado no item 2.4, que segundo Mishima e Ishii (1984) é dado por:

$$C_0 = 1{,}2 - 0{,}2\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{1/2} \qquad (2.14)$$

para dutos circulares e

$$C_0 = 1{,}35 - 0{,}35\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{1/2} \qquad (2.15)$$

para dutos retangulares.

Para a transição entre pistonado e agitante, os autores consideraram a fração de vazio correspondente a coalescência de pistões de vapor consecutivos, com a consequente quebra dos pistões de líquido. Sob essas condições os pistões de líquido não possuem característica definida devido a instabilidades, com alternância entre criação e destruição deles, sendo assim fisicamente caracterizado como um padrão de transição. Com base nos critérios mencionados, os autores obtiveram a seguinte relação para a transição entre pistonado e agitante:

$$\alpha \geq 1 - 0{,}813\left[\frac{(C_0 - 1)J + 0{,}35\sqrt{(\rho_L - \rho_V)gd/\rho_L}}{J + 0{,}75\sqrt{(\rho_L - \rho_V)gd/\rho_L}\,((\rho_L - \rho_V)gd^3\rho_L/\mu_L)^{1/18}}\right]^{0{,}75} \qquad (2.16)$$

onde J é igual à velocidade superficial total. Com a obtenção da fração de vazio para transição, é determinada a relação entre as velocidades superficiais de cada fase.

Para a caracterização da transição entre padrões intermitentes, correspondentes a agitante e pistonado, e anular os autores consideraram as seguintes condições:

- Escoamento reverso do filme líquido junto à parede do tubo, durante a passagem de grandes bolhas, que partindo do modelo de escorregamento de fases para escoamento anular e considerando a velocidade superficial da fase líquida nula, os autores apresentam a seguinte equação.

$$J_G = \left[\frac{(\rho_L - \rho_G)gd}{\rho_G}(\alpha - 0{,}11)\right]^{1/2} \qquad (2.17)$$

Com restrição quanto à fração de vazio superficial, dada pela Eq. (2.16), sendo que para frações de vazio inferiores a restrição dada por esta equação, o padrão de escoamento é pistonado.

- Destruição das pontes de líquido entre os pistões de gás, devido à presença de gás disperso. Este critério se baseia na seguinte relação;

$$J_G \geq \left[\frac{(\rho_L - \rho_G)g\sigma}{\rho_G^2}\right]^{1/4} N_{\mu L}^{-0{,}2} \qquad (2.18)$$

onde $N_{\mu L}$ é o número de viscosidade, que relaciona o arrasto com a força de retenção devido à tensão superficial, definido pelos autores como:

$$N_{\mu L} = \frac{\mu_L}{\left\{ \rho_L \sigma \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2} \right\}^{1/2}} \qquad (2.19)$$

O segundo critério é utilizado em tubos com diâmetro relativamente elevado, com a restrição dada por:

$$d > \frac{\left\{ \left[\sigma / (\rho_L - \rho_G) g \right] N_{\mu L}^{-0,4} \right\}}{\left[(1 - 0,11 C_0) / C_0 \right]^2} \qquad (2.20)$$

A restrição quanto ao diâmetro se deve principalmente ao fato de não verificar-se para diâmetros reduzidos gás disperso nas pontes de líquido entre os pistões de gás. Para diâmetros inferiores a este valor, este critério de transição entre intermitente e anular não é considerado.

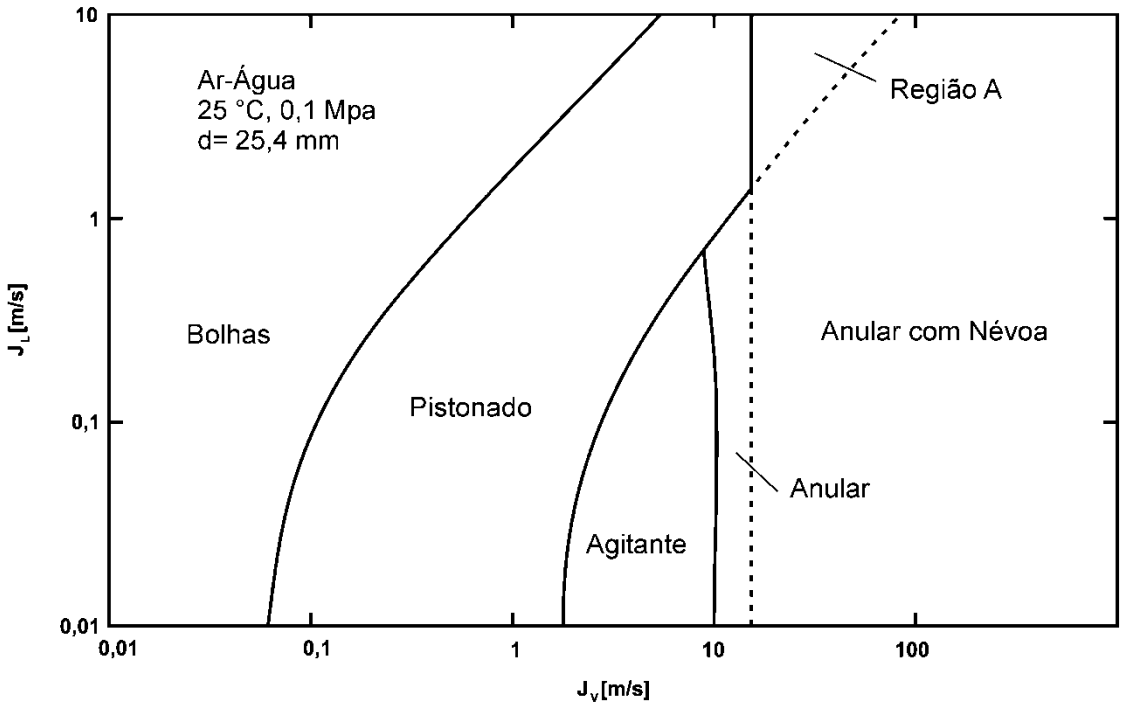


Figura 2.6 – Mapa proposto por Mishima e Ishii (1984), para escoamento ar-água a 24°C e 100 kPa.

A Fig. 2.6 apresenta o mapa de escoamento proposto por Mishima e Ishii (1984) para escoamento ar-água a 25°C e 0,1 MPa. A transição entre os padrões de escoamento anular e anular com névoa é dado pela Eq. (2.18), correspondente a início de desprendimento de gotículas de líquido no seio do vapor, devido à elevação da velocidade da fase vapor. Os

autores identificaram experimentalmente a Região A apresentada na figura, que definiram como sendo um padrão de escoamento de transição entre os padrões pistonado e anular.

2.3.2 Escoamentos horizontais

Analogamente ao caso dos escoamentos verticais, inúmeros métodos para a previsão de padrões de escoamento em tubos horizontais foram propostos. Neste estudo serão apresentados apenas os métodos mais citados na literatura.

2.3.2.1 Método de Baker (1963) para padrões de escoamento

Segundo Saíz-Jabardo (1988) o mapa de Baker (1954) foi o primeiro a ser proposto para escoamentos horizontais com pretensões genéricas. O mapa encontra-se na Fig. 2.7, com os eixos coordenados dados pelos seguintes parâmetros dimensionais G_V/λ e $\lambda\psi G_L/G_V$, em unidades inglesas.

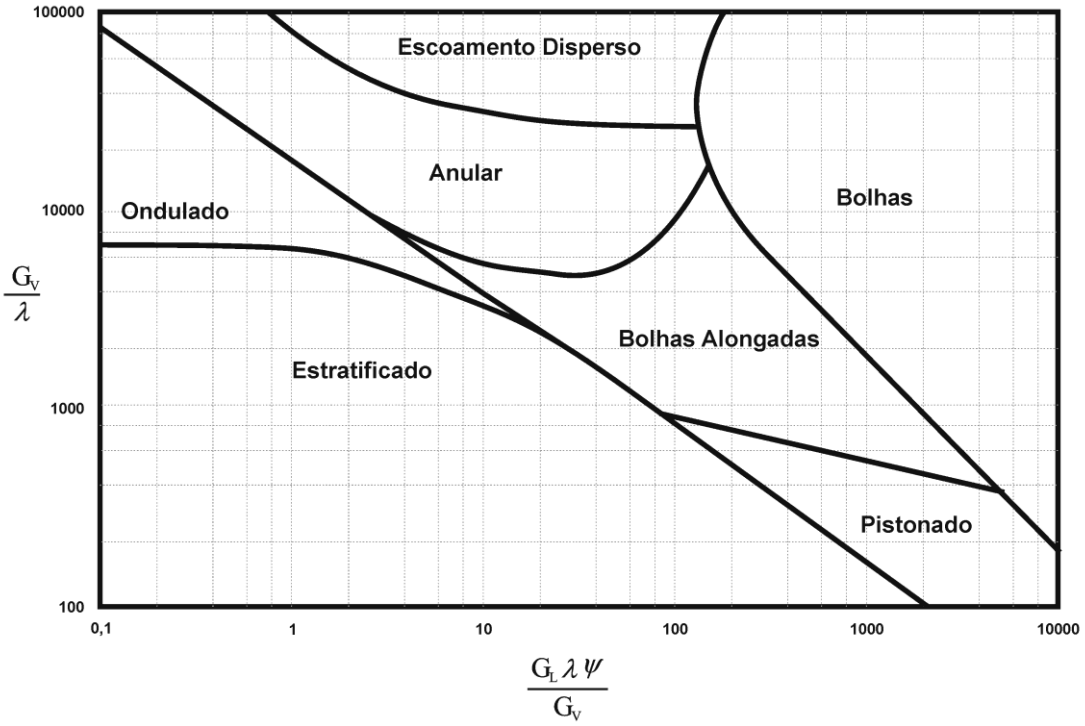


Figura 2.7 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Baker (1954) para tubos horizontais.

O aspecto genérico no método se deu ao incluir um banco de dados extenso e referir as propriedades de transporte dos fluidos contidos na mistura bifásica aos valores

correspondentes aos observados para a água e o ar em condições normais de temperatura e pressão como se segue.

$$\lambda = \left[\frac{\rho_V}{\rho_A} \frac{\rho_L}{\rho_{H2O}} \right]^{1/2} \qquad (2.21)$$

$$\psi = \frac{\sigma_{H2O,A}}{\sigma} \left[\frac{\mu_L}{\mu_{H2O}} \left(\frac{\rho_{H2O}}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3} \qquad (2.22)$$

Vale ressaltar que Baker (1954) utilizou um banco de dados extenso para o ajuste de seu mapa e que, embora resultados para ar-água fossem predominantes, também envolvia escoamentos ar-óleo.

2.3.2.2 Método de Taitel e Dukler (1976) para padrões de escoamento

De maneira geral, os mapas de padrões de escoamento antecessores ao mapa proposto por Taitel e Dukler (1976) eram puramente empíricos, com a determinação das transições baseada em observações visuais a partir de ensaios, com posterior definição de eixos coordenados apropriados para a apresentação do mapa em forma bidimensional.

Taitel e Dukler (1976) foram os primeiros a apresentarem um mapa de padrão de escoamento com critérios de transição baseados em análise fenomenológica dos mecanismos envolvidos.

Em seu mapa, os autores dividiram o padrão de escoamento estratificado em liso e ondulado. O critério de transição entre as duas regiões deriva da determinação de velocidade para a qual há crescimento de ondas, porém com velocidade de crescimento inferior à necessária para transição para padrão de escoamento intermitente ou anular.

O critério de transição entre estratificado ondulado e anular ou intermitente disperso é dado a partir da análise do crescimento de onda com consequente bloqueio da seção transversal pelo líquido, utilizando a teoria de Kelvin-Helmholtz. Através desta abordagem é obtida a velocidade da fase vapor correspondente à transição entre estratificado e anular ou intermitente, acima da qual a diferenciação entre os padrões de escoamento intermitente e anular é dada com base na quantidade de líquido necessária para formação de um pistão de líquido, sendo que para frações de vazio inferiores a 0,5 o padrão de escoamento é anular, e para frações de vazio superiores a este valor, o padrão de escoamento é intermitente.

Com o aumento da velocidade da fase líquida durante escoamento intermitente, e consequente aumento da turbulência do escoamento, há supressão dos efeitos gravitacionais que tendem a concentrar as bolhas na região superior da seção, com isso a fase vapor tende a se misturar em forma de bolhas no seio da fase líquida, caracterizando assim o padrão de escoamento de bolhas dispersas.

O mapa de padrões de escoamento proposto por Taitel e Dukler (1976) apresenta grande projeção na área de escoamentos bifásicos devido ao fato de ser o primeiro a considerar mecanismos físicos na determinação dos critérios de transição.

2.3.2.3 Método de Kattan et al. (1998) para padrões de escoamento

O mapa de Kattan-Thome-Fravat (1998) foi desenvolvido a partir do mapa de padrão de escoamento proposto por Steiner (2010), que por sua vez é uma derivação do mapa de padrão de escoamento proposto por Taitel e Dukler (1976). O mapa de Steiner (2010) foi considerado devido ao fato de ter sido o que apresentou resultados mais próximos ao banco de dados levantado por Kattan *et al.* (1998), envolvendo cinco fluidos refrigerantes, R134a, R123, R402A, R404A e R502 e diâmetros de 10,92 e 12,00 mm.

Diferentemente de Steiner (2010) que adotou eixos coordenados como variáveis adimensionais, Kattan *et al.* (1998) adotaram a velocidade mássica para o eixo das ordenadas e título de vapor para o eixo das abscissas, considerado por eles apropriados para aplicações com ebulição ou condensação.

A definição dos critérios de transição entre os padrões de escoamento, analogamente ao método de Taitel e Dukler (1976), parte de fatores geométricos relacionados ao escoamento estratificado liso, conforme ilustrado na Fig. 2.8.

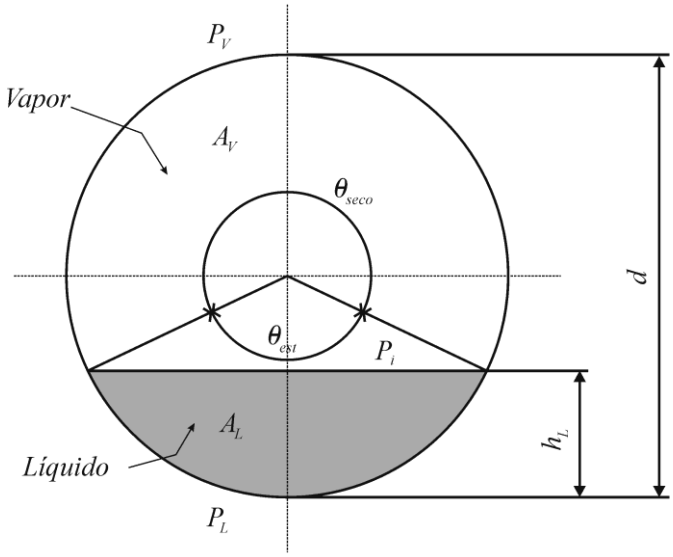


Figura 2.8 – Diagrama esquemático do escoamento estratificado liso segundo Kattan *et al.* (1998)

As dimensões ilustradas na Fig. 2.8 foram adimensionalizadas, com base no diâmetro do tubo, sendo dadas segundo as seguintes equações.

$$h_{LD} = \frac{h_L}{d} \tag{2.23}$$

$$P_{iD} = \frac{P_i}{d} = 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} \tag{2.24}$$

$$P_{LD} = \frac{P_L}{d} = \begin{cases} \dfrac{8h_{LD}^{0,5} - 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5}}{3} & p/ \quad h_{LD} \le 0,5 \\ \pi - P_{VD} & p/ \quad h_{LD} > 0,5 \end{cases} \tag{2.25}$$

$$P_{VD} = \frac{P_V}{d} = \begin{cases} \pi - P_{LD} & p/ \quad h_{LD} \le 0,5 \\ \dfrac{8(1-h_{LD})^{0,5} - 2(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5}}{3} & p/ \quad h_{LD} > 0,5 \end{cases} \tag{2.26}$$

$$A_{LD} = \frac{A_L}{d^2} = \begin{cases} \dfrac{\left[12(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} + 8h_{LD}^{0,5}\right]h_{LD}}{15} & p/ \quad h_{LD} \le 0,5 \\ \dfrac{\pi}{4} - A_{VD} & p/ \quad h_{LD} > 0,5 \end{cases} \tag{2.27}$$

$$A_{VD} = \frac{A_V}{d^2} = \begin{cases} \dfrac{\pi}{4} - A_{LD} & p/ \quad h_{LD} \leq 0{,}5 \\ \dfrac{\left[12(h_{LD}(1-h_{LD}))^{0,5} + 8(1-h_{LD})^{0,5}\right](1-h_{LD})}{15} & p/ \quad h_{LD} > 0{,}5 \end{cases} \qquad (2.28)$$

Os termos adimensionalisados são função de h_{LD}, determinado através de método iterativo a partir da seguinte equação.

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{P_{VD} + P_{iD}}{\pi}\right)^{1/4} \frac{\pi^2}{64A_{VD}^2}\left(\frac{P_{VD} + P_{iD}}{A_{VD}} + \frac{P_{iD}}{A_{LD}}\right)\right]\left(\frac{\pi}{P_{LD}}\right)^{1/4} \frac{64A_{LD}^3}{\pi^2 P_{LD}} \qquad (2.29)$$

onde X_{tt} é o parâmetro de Martinelli. A partir dos parâmetros adimensionais são determinadas as velocidades mássicas que definem a transição entre os padrões de escoamento.

Kattan *et al.* (1998) consideraram o mesmo critério de transição entre os regimes estratificado liso e ondulado adotado por Steiner (2010), dada pela seguinte equação:

$$G_{est} = \left\{\frac{226{,}3^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V)\mu_L g}{x^2(1-x)\pi^3}\right\}^{1/3} \qquad (2.30)$$

A curva de transição entre estratificado ondulado e anular ou intermitente apresentada por Steiner (2010), foi ajustada através da inclusão da influência do fluxo de calor no equacionamento e da soma de 50 kg/m²s para o ajuste ao banco de dados utilizado pelos autores, resultando na seguinte relação para a velocidade mássica de transição.

$$G_{ond} = \left\{\frac{16A_{VD}^3 gD\rho_L\rho_V}{x^2\pi^2\left[1-(2h_{LD}-1)^2\right]^{0,5}}\left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2}(1-x)^{F_1(\phi)}\left(\frac{We}{Fr}\right)_L^{F_2(\phi)} + 1\right]\right\}^{0,5} + 50 \qquad (2.31)$$

Com os expoentes $F_1(\phi)$ e $F_2(\phi)$ ajustados com o banco de dados levantado pelos autores e dados respectivamente por:

$$F_1(\phi) = 646{,}0\left(\frac{\phi}{\phi_{crit}}\right)^2 + 64{,}8\left(\frac{\phi}{\phi_{crit}}\right) \qquad (2.32)$$

$$F_2(\phi) = 18{,}8\left(\frac{\phi}{\phi_{crit}}\right) + 1{,}023 \qquad (2.33)$$

Com fluxo crítico de calor em condições em piscina dado segundo correlação de Kutateladze (1948) *apud* Kattan *et al.* (1998) segundo a seguinte equação

$$\phi_{crit} = 0{,}131\rho_V^{0,5} h_{LV}\left[g\left(\rho_L - \rho_V\right)\sigma\right]^{0,25} \qquad (2.34)$$

Kattan *et al.* (1998) modificou o critério de transição entre os padrões de escoamento anular e névoa proposto por Steiner (2010), devido à observação experimental de que o título de vapor correspondente a transição é superior ao previsto pelo método anterior. Ele também apresenta inconsistência física, relacionada ao fato de para uma velocidade mássica fixa, com o incremento do título de vapor o padrão de escoamento pode alterar de anular para névoa, e retornar ao padrão anular. Como resultado das alterações propostas pelos autores, a transição entre os padrões anular e névoa é dada pela seguinte equação:

$$G_{névoa} = \begin{cases} \left[\dfrac{16A_{VD}^3 gD\rho_L\rho_V}{x^2\pi^2\xi_{Ph}}\left(\dfrac{We}{Fr}\right)_L\right]^{0,5} & p/ \quad x \le x_{\min} \\ G_{névoa}(x_{\min}) & p/ \quad x > x_{\min} \end{cases} \qquad (2.35)$$

onde o termo x_{min} corresponde ao título de vapor em que a primeira parte da equação assume o valor mínimo, e os termos ξ_{Ph} e $(We/Fr)_L$ são dados respectivamente por:

$$\xi_{Ph} = \left[1{,}138 + 2\ln\left(\frac{\pi}{1{,}5A_{LD}}\right)\right]^{-2} \qquad (2.36)$$

$$\left(\frac{We}{Fr}\right)_L = \frac{gd^2\rho_L}{\sigma} \qquad (2.37)$$

O título de vapor de transição para padrão intermitente é obtido a partir do parâmetro de Martinelli, que segundo Steiner (2010), assume valor constante e igual a 0,34 na transição, resultando na seguinte relação.

$$x_{IA} = \left\{\left[0{,}34^{1/0,875}\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{-1/1,75}\left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{-1/7}\right] + 1\right\}^{-1} \qquad (2.38)$$

Ao contrário da Eq. (2.38), Barbeiri *et al.* (2008) verificaram que a velocidade mássica e o diâmetro da tubulação apresentam influência na transição para padrão de escoamento intermitente. Conforme apresentado por estes autores, o título de vapor correspondente a transição para padrão de escoamento intermitente é reduzido com o incremento da velocidade mássica e com a redução do diâmetro. Desta forma Barbieri *et al.* (2008) propuseram correlacionar esta transição relacionando efeitos inerciais, título de vapor

e diâmetro do tubo através do número de Froude para o líquido e do parâmetro de Martinelli. A alteração proposta pelos autores é dada pela seguinte equação:

$$Fr_L = 3{,}75 X_{tt}^{2,40} \qquad (2.39)$$

A Fig. 2.9 apresenta o mapa proposto por Kattan para o fluido R134a, diâmetro de 12,0 mm e temperatura de saturação de 10,3 °C, em condições adiabáticas.

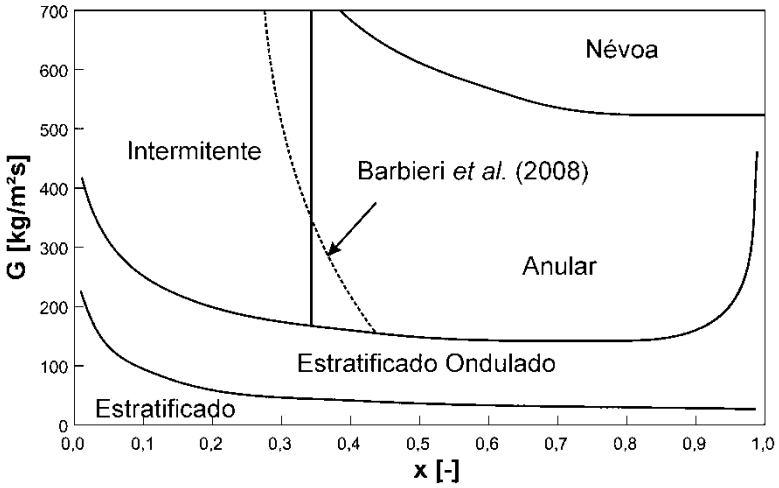


Figura 2.9 – Mapa de escoamento proposto por Kattan *et al.* (1998), para R134a, *d*=12 mm, T_{sat}=10,3 °C e ϕ=0 kW/m².

2.3.2.4 Método de Wojtan et al. (2005) para padrões de escoamento

O mapa proposto por Kattan-Thome-Favrat (1998) foi alterado por Wojtan *et al.* (2005). As principais modificações implementadas pelos autores são referentes à divisão do padrão de escoamento estratificado ondulado nas seguintes sub-regiões: estratificado ondulado, bolhas alongadas + estratificado ondulado e bolhas alongadas. Eles também incluíram um padrão de escoamento de secagem de parede, correspondente a um padrão de transição entre anular e escoamento em névoa. O mapa de escoamento proposto por Wojtan *et al.* (2005) foi desenvolvido para escoamentos horizontais e encontra-se ilustrado na Fig. 2.10.

A divisão do padrão de escoamento estratificado ondulado foi realizada com base na análise da frequência e intervalo entre ondas relacionadas a variação temporal da fração de vazio.

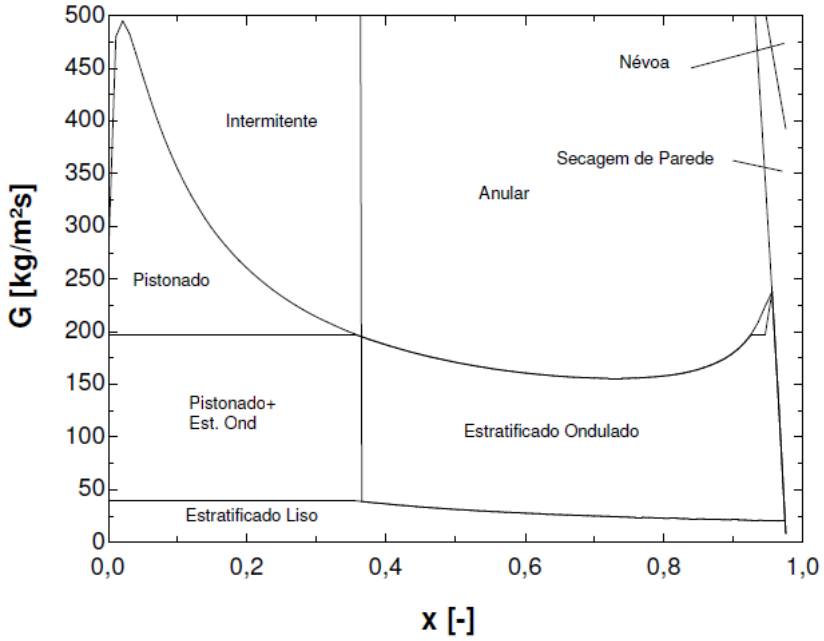


Figura 2.10 – Mapa de escoamento de Wojtan *et al.* (2005a). Mapa para R22, T_{sat}=5°C, d=13,84 mm, G=100 kg/m²s, e ϕ=2,1 kW/m².

Analogamente a metodologia adotada por Kattan *et al.* (1998), Wojtan *et al.* (2005) utilizaram a adimensionalização das grandezas geométricas do escoamento estratificado liso, com base no diâmetro do tubo. No entanto neste método, a altura do filme de líquido foi determinada a partir da estimativa da fração de vazio superficial, dada pelo modelo de Rouhanni-Axelsson (1970) modificado por Steiner (2010), Eq. (2.65) descrita no item 2.4.5. As dimensões ilustradas na Fig. 2.8 adimensionalizadas são dadas pelas seguintes equações:

$$A_{LD} = \frac{A_L}{d^2} = \frac{A(1-\alpha)}{d^2} \qquad (2.40)$$

$$A_{VD} = \frac{A_V}{d^2} = \frac{A\alpha}{d^2} \qquad (2.41)$$

$$h_{LD} = \frac{h_L}{d} = 0{,}5\left[1-\cos\left(\frac{2\pi-\theta_{est}}{2}\right)\right] \qquad (2.42)$$

$$P_{iD} = \frac{P_i}{d} = sen\left(\frac{2\pi-\theta_{est}}{2}\right) \qquad (2.43)$$

Onde o ângulo referente ao perímetro em contato com a fase líquida, θ_{est}, é dado por Biberg (1999), segundo a seguinte equação:

$$\theta_{est} = 2\pi - 2\left\{ \begin{array}{l} \pi\alpha + \left(\frac{3\alpha}{2}\right)^{1/3}\left[1 - 2\alpha + \alpha^{1/3} - (1-\alpha)^{1/3}\right] \\ -\frac{1}{200}(1-\alpha)\alpha(1-2\alpha)\left[1 + 4\left((1-\alpha)^2 + \alpha^2\right)\right] \end{array} \right\} \quad (2.44)$$

O critério de transição para o escoamento estratificado liso adotado por Wojtan *et al.* (2005) é similar ao apresentado por Kattan *et al.* (1998), Eq. (2.30), exceto para títulos de vapor inferiores a x_{IA} que a curva assume valor constante e igual ao valor dado pela Eq. (2.30) com título de vapor igual à x_{IA}, Eq. (2.38).

Wojtan *et al.* (2005) consideraram a transição entre o padrão estratificado ondulado e pistonado para anular ou intermitente, como sendo dada por uma equação similar a apresentada por Kattan *et al.* (1998), Eq. (2.31), sem incluir efeitos de fluxo de calor, como se segue.

$$G_{ond} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 gD\rho_L\rho_G}{x^2\pi^2\left[1-(2h_{LD}-1)^2\right]}\left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2}\left(\frac{We}{Fr}\right)_L^{-1} + 1\right]\right\}^{0,5} + 50 \quad (2.45)$$

A partir dos dados experimentais, os autores verificaram a continuidade no coeficiente de transferência de calor na transição entre os padrões de escoamento anular e em névoa, indicando secagem progressiva da parede do tubo a partir da região superior. Com base neste comportamento eles definiram a região de secagem de parede. Os critérios que definem o início e o fim da região de secagem de parede foram propostos com base nas correlações de Mori *et al.* (2000) *apud* Wojtan *et al.* (2005), modificadas segundo os dados experimentais levantados por Wojtan *et al.* (2005) e dadas pelas seguintes equações:

$$G_{sp} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{0,235}\left[\ln\left(\frac{0,58}{x}\right) + 0,52\right]\left(\frac{d}{\rho_V\sigma}\right)^{-0,17} \\ \times\left[\frac{1}{gd\rho_V(\rho_L - \rho_V)}\right]^{-0,37}\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{-0,25}\left(\frac{\phi}{\phi_{crit}}\right)^{-0,70} \end{array} \right\}^{0,926} \quad (2.46)$$

$$G_{névoa} = \left\{ \begin{array}{l} \dfrac{1}{0{,}0058}\left[\ln\left(\dfrac{0{,}61}{x}\right) + 0{,}57\right]\left(\dfrac{d}{\rho_V \sigma}\right)^{-0{,}38} \\ \times\left[\dfrac{1}{gd\rho_V\left(\rho_L - \rho_V\right)}\right]^{-0{,}15}\left(\dfrac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0{,}09}\left(\dfrac{\phi}{\phi_{crit}}\right)^{-0{,}27} \end{array} \right\}^{0{,}943} \qquad (2.47)$$

2.3.2.5 Comparação entre os mapas de padrão de escoamento horizontais

Neste item são comparados os mapas de padrão de escoamento horizontal de Taitel e Dukler (1976), Kattan *et al.* (1998) e Wojtan *et al.* (2005).

A Fig. 2.11 ilustra comparativamente as curvas de transição dos mapas de padrão de escoamento de Wojtan *et al.* (2005), Kattan *et al.* (1998) e Taitel e Dukler (1976), para o fluido refrigerante R22 em tubo com diâmetro igual a 13,84mm, T_{sat}=5 °C, G=100kg/m²s em condições adiabáticas. A curva de transição para o padrão de escoamento disperso segundo Taitel e Dukler (1976) não é apresentada, pois apresenta valores na ordem de 3000 kg/m²s.

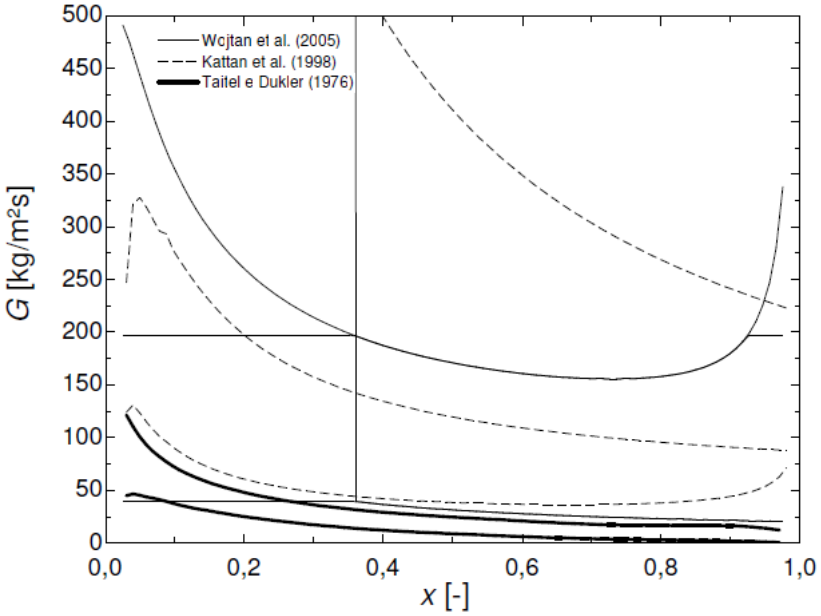


Figura 2.11 – Curvas de transição dos padrões de escoamento de Wojtan *et al.* (2005), Kattan *et al.* (1998) e Taitel e Dukler (1976).

De modo geral, todos os métodos apresentam curvas com tendências similares para transições entre os padrões de escoamento estratificado liso e ondulado, e estratificado e anular ou intermitente, diferindo nos valores de velocidades mássicas de transição. A transição para o padrão de escoamento intermitente segue o título com valor constante, igual à

x_{IA}, comportamento este não verificado experimentalmente, conforme apresentado por Barbieri *et al.* (2008).

As diferenças entre os valores das velocidades de transição entre os métodos de Wojtan *et al.* (2005) e Kattan *et al.* (1998), e Taitel e Dukler (1976) se deve ao ajuste dos critérios de transição dos primeiros com base nos bancos de dados por eles levantados.

2.4 Modelos para a previsão da fração de vazio

Nesta seção encontram-se descritos alguns modelos que permitem a estimativa da fração de vazio superficial, e desta forma também a previsão da velocidade de ambas as fases em escoamentos bifásicos.

A determinação da fração de vazio superficial a partir de parâmetros operacionais como a vazão mássica e o título de vapor, é necessária para a estimativa das parcelas de queda de pressão gravitacional e inercial. A fração de vazio superficial também é utilizada em métodos de previsão de padrões de escoamento, como o mapa proposto por Wojtan *et al.* (2005), e no cálculo das propriedades da mistura em modelos para estimativa da perda de pressão por atrito.

Neste item são apresentados apenas os modelos cinemáticos para determinação da fração de vazio superficial. Modelos distintos como o de Zivi (1964), baseado no princípio de mínima entropia, não são detalhados.

Os modelos cinemáticos, com exceção do modelo homogêneo, foram desenvolvidos a partir da década de 60, e são assim denominados devido ao fato de resolverem o problema do movimento relativo entre as fases ao relacionarem suas velocidades. Vale destacar que cada modelo se adéqua melhor a um determinado padrão de escoamento.

Os modelos serão apresentados em ordem progressiva de complexidade, finalizando no modelo de Rouhanni-Axelsson (1970), indicado por Wojtan (2004) como o mais apropriado para a estimativa da fração de vazio de refrigerantes halogenados em escoamentos horizontais.

2.4.1 Modelo homogêneo

O modelo homogêneo assume velocidades iguais para ambas as fases com perfis uniformes ao longo da seção.

A partir da razão entre as velocidades das fases líquido e vapor, é possível obter a seguinte relação entre a fração de vazio e o título de vapor:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x}\frac{V_V}{V_L}\frac{\rho_V}{\rho_L}} \qquad (2.48)$$

onde V_L / V_V é a razão entre as velocidades, que para o modelo homogêneo é igual à unidade. Pode ser demonstrado a partir da definição das vazões volumétricas das fases líquido e vapor que para o modelo homogêneo a fração de vazio superficial é igual à fração volumétrica.

O modelo homogêneo representa razoavelmente escoamentos com padrões dispersos, isto é, bolhas e névoa, pois as fases escoam com velocidades próximas e a distribuição espacial das fases ao longo da seção apresenta homogeneidade no caso de escoamentos turbulentos.

2.4.2 Modelo de Bankoff *apud* Saiz-Jabardo (1988)

Também conhecido como "*Variable Density Model*", foi proposto por Bankoff na década de 60. De forma análoga ao modelo homogêneo também assume o deslizamento entre as fases nulo, entretanto adota um perfil de velocidade não uniforme e variações da fração de vazio local ao longo da seção transversal.

Segundo este modelo a velocidade e a fração de vazio são dadas segundo as seguintes equações:

$$V_V = V_L = \left(\frac{Y}{R}\right)^{1/m} V_{Centro} \qquad (2.49)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_{Centro}} = \left(\frac{Y}{R}\right)^{1/n} \qquad (2.50)$$

onde Y é a distância a partir da parede em direção ao centro do tubo, e o subíndice *Centro* refere-se a propriedade da mistura no centro do tubo.

Partindo das vazões volumétricas de cada fase, dada pela integral na seção da velocidade local, é obtida uma relação entre a fração de vazio superficial e a fração volumétrica, dadas por:

$$\alpha = K\beta \qquad (2.51)$$

com

$$K = \frac{2(m+n+mn)(m+n+2mn)}{(m+1)(2m+1)(n+1)(2n+1)} \qquad (2.52)$$

Valores de K foram determinados com base em dados experimentais, e é função da pressão de operação.

2.4.3 Modelo de deslizamento de Wallis (1969)

Diferentemente dos modelos apresentados até então, o modelo de deslizamento de Wallis (1969) considera as fases escoando segundo velocidades distintas, entretanto mantém perfis de velocidades uniformes ao longo da seção transversal, como no modelo homogêneo.

A velocidade relativa entre as fases vapor e líquido é determinada a partir do fluxo de deslizamento relativo entre as fases, que são relacionados da seguinte forma:

$$J_{VL} = V_{VL}\alpha(1-\alpha) \qquad (2.53)$$

Com base na relação apresentada, o fluxo de deslizamento relativo entre as fases, J_{VL}, é igual a zero para fração de vazio nula, e com o incremento da fração de vazio o fluxo passa por um valor máximo retornando para zero, conforme ilustrado esquematicamente na Fig. 2.12. Esta curva é obtida experimentalmente.

Adicionalmente o fluxo de deslizamento relativo entre as fases é relacionado com as velocidades superficiais de maneira linear em função da fração de vazio superficial, através da seguinte relação.

$$J_{VL} = (1-\alpha)J_V - \alpha J_L \qquad (2.54)$$

sendo igual à J_V para fração de vazio nula, e igual a $-J_L$ para fração de vazio igual a um. Devido ao fato de que as velocidades superficiais de cada fase são obtidas diretamente a partir das Eqs. (2.7) e (2.8), é possível obter o ponto de operação definido pela intersecção entre as curvas.

Na Fig. 2.12 são apresentadas quatro curvas dadas pela Eq. (2.54), ocorrendo as seguintes condições para cada curva:

1. Escoamento concorrente;
2. Escoamento contra corrente;
3. Ponto de inundação (*Flooding point*);
4. Não há solução para esta condição;

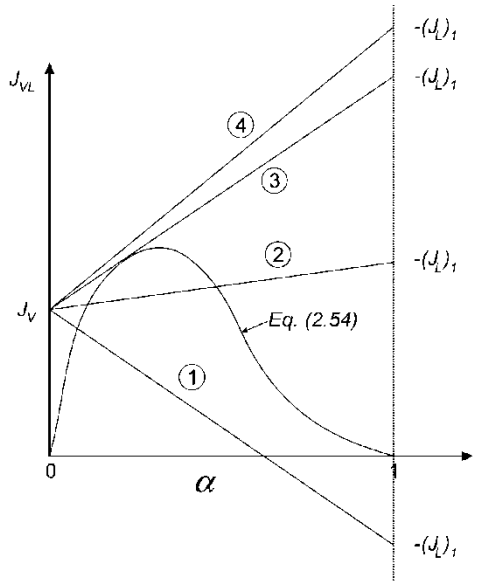


Figura 2.12 – Esquema de variação de J_{VJ} em função de α, segundo Wallis (1969).

2.4.4 Modelo de Zuber e Findlay (1965)

Também conhecido como modelo de deslizamento das fases ou "*Drift Flux Model*", este modelo diferencia-se dos apresentados até então devido ao fato de considerar em sua formulação tanto o deslizamento entre as fases como a distribuição não uniforme das fases ao longo da seção.

Os autores deduziram a relação entre a fração de vazio e as velocidades relativas, a partir das definições da velocidade relativa e das velocidades superficial relativa, resultando na seguinte equação:

$$V_{VJ} = \frac{\langle \alpha J \rangle}{\alpha} + \frac{J_{LV}}{\alpha} \qquad (2.55)$$

nela são definidos parâmetros de distribuição C_0 e de deslizamento V_{VJ}, dados pelas seguintes equações.

$$C_0 = \frac{\langle \alpha J \rangle}{\alpha J} \qquad (2.56)$$

$$V_{VJ} = \frac{J_{LV}}{\alpha} \qquad (2.57)$$

onde C_0 é o parâmetro de distribuição de Zuber e Findlay (1965), correspondente a uma tentativa de representação da distribuição espacial não uniforme das fases ao longo da seção, e V_{VJ} a velocidade relativa entre a fase vapor e a velocidade média da mistura, representando o deslizamento entre as fases. Ambos os parâmetros determinados a partir de dados experimentais.

Com a definição dos parâmetros de distribuição e de deslizamento e rearranjando a Eq. (2.55), é obtida a seguinte equação para a estimativa da fração de vazio.

$$\alpha = \frac{\beta}{C_0 + \frac{V_{VJ}}{J}} \qquad (2.58)$$

É interessante destacar que o modelo de Zuber e Findlay (1965) contempla os outros três modelos apresentados até então, com as devidas definições dos parâmetros de distribuição

e deslizamento, C_0 e V_{VJ}. Collier e Thome (1994) apresentam formulações para os parâmetros C_0 e V_{VJ} para diversos padrões de escoamento.

2.4.5 Modelo de Rouhanni-Axelsson (1970)

O modelo Rouhanni-Axelsson (1970), posteriormente modificado por Steiner (2010), parte da abordagem adotada por Zuber e Findlay (1965) descrita no item 2.4.4. Neste modelo os autores partem da relação entre a fração volumétrica e o título de vapor dado pela seguinte equação:

$$\beta = \frac{xv_V}{xv_V + (1-x)xv_L} \qquad (2.59)$$

A densidade da mistura foi definida a partir do modelo homogêneo, sendo utilizada para relacionar a velocidade mássica e superficial da mistura, segundo as seguintes equações:

$$\rho = \frac{1}{\dfrac{x}{\rho_V} + \dfrac{1-x}{\rho_L}} \qquad (2.60)$$

$$G = \rho J \qquad (2.61)$$

Substituindo as Eqs. (2.59) a (2.61) na Eq. (2.58), tem-se o modelo de Rouhanni-Axelsson (1970) dado pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_V}\left[C_0\left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L}\right) + \frac{V_{VJ}}{G}\right]^{-1} \qquad (2.62)$$

Dados experimentais para escoamentos horizontais foram utilizados para o ajuste dos parâmetros C_0 e V_{VL} para tubos verticais. Posteriormente a expressão originalmente proposta pelos autores foi ajustada para tubos horizontais por Steiner (2010), com os parâmetros empíricos sendo definidos da seguinte forma:

$$C_0 = 1 + 0{,}12(1-x) \qquad (2.63)$$

$$V_{VJ} = 1{,}18(1-x)\left[\frac{g\sigma(\rho_L - \rho_V)}{\rho_L^2}\right]^{1/4} \qquad (2.64)$$

resultando na seguinte equação.

$$\alpha = \frac{x}{\rho_V}\left\{\left[1+0{,}12(1-x)\right]\left(\frac{x}{\rho_V}+\frac{1-x}{\rho_L}\right)+\frac{1{,}18(1-x)\left[g\sigma(\rho_L-\rho_V)\right]^{0,25}}{G\rho_L^{0,5}}\right\}^{-1} \qquad (2.65)$$

Este modelo de estimativa da fração de vazio não depende do padrão de escoamento, sendo que a restrição é somente quanto à orientação horizontal do duto. Conforme apresentado por Wojtan (2004) a versão de Steiner (2010) do modelo de Rouhanni-Axelsson apresenta melhores previsões da fração de vazio para refrigerantes halogenados se comparada com modelo homogêneo e Zivi (1964).

A Fig. 2.13 apresenta a comparação entre as estimativas da fração de vazio superficial para escoamento horizontal, sendo verificado que o modelo homogêneo é o que apresenta valor superior.

Os métodos de Zuber e Findlay (1965), e Wallis (1969) não foram incluídos na comparação devido ao fato dos parâmetros necessários para a estimativa das frações de vazio não serem disponíveis para escoamentos horizontais.

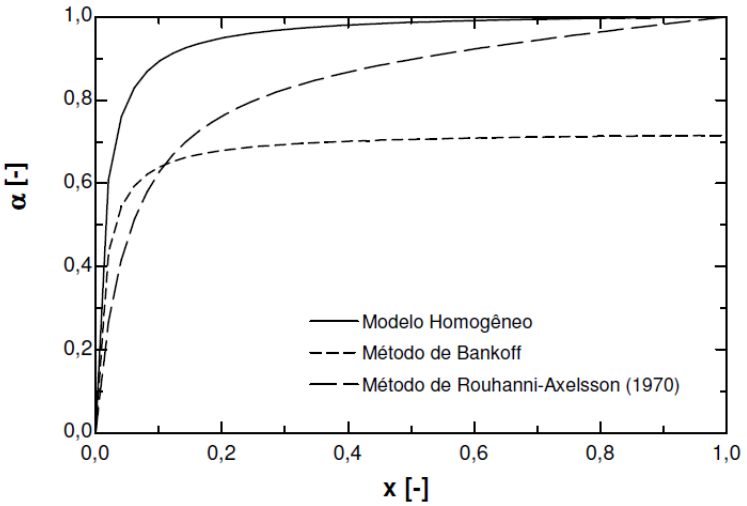


Figura 2.13 – Variação da fração de vazio estimada com o título de vapor, para R134a, T_{sat}=5 °C, d=15,9mm, G=150kg/m²s.

O modelo de Bankoff apresenta incoerência no valor para título igual à unidade, apresentando valor inferior a unidade. Isto decorre do fato de que o fator multiplicador da

fração volumétrica é função da pressão de trabalho e inferior a unidade, resultando em fração de vazio superficial menor inferior um para um título igual à unidade.

3 PERDA DE PRESSÃO

A perda de pressão total durante um escoamento é dada pela soma das seguintes parcelas:

- Queda de pressão gravitacional, devido à variação da cota vertical do escoamento, Δp_g;
- Queda de pressão inercial, devido à variação da energia cinética do escoamento, a qual pode decorrer da mudança de fase, compressibilidade ou variação de seção transversal, Δp_a;
- Perda de pressão por atrito ou friccional, devido à dissipação viscosa do fluido, com a parede da tubulação e entre as fases, Δp_{at};

A parcela correspondente a queda de pressão gravitacional é dada por

$$\Delta p_g = \int \rho_{2\phi} g dz \qquad (3.1)$$

onde z é a variação da cota vertical, e ρ a densidade do fluido, que para o caso de escoamento bifásico é dada pela seguinte equação:

$$\rho_{2\phi} = \rho_L (1-\alpha) + \rho_V \alpha \qquad (3.2)$$

Para escoamentos horizontais esta parcela é desprezível, pois não há variação de cota.

A queda de pressão inercial para o caso de escoamento bifásico em duto de seção constante com mudança de fase é dada por:

$$\Delta p_a = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V \alpha} \right]_{sai} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V \alpha} \right]_{ent} \right\} \qquad (3.3)$$

com os subíndices *ent* e *sai* correspondentes as condições de entrada e saída do trecho considerado. Nas Eqs. (3.2) e (3.3), os métodos para previsão da fração de vazio superficial descritos no item 2.4 podem ser utilizados. Vale ressaltar que, conforme indicado pela Eq. (3.3), para condensação em canais de seção constante, a parcela de queda de pressão correspondente a variação da energia cinética do escoamento é negativa, portanto o gradiente

de pressão é positivo. Para escoamentos bifásicos adiabáticos em dutos de seção constante e reduzida perda de pressão ao longo do trecho considerado, a parcela inercial pode ser também considerada desprezível, pois as variações da fração de vazio e do título de vapor são reduzidas. Tal hipótese não é válida para canais de diâmetros reduzidos nos quais a geração de vapor através da perda de pressão torna-se relevante.

A perda de pressão por atrito para escoamento monofásico é geralmente dada como uma função do fator de atrito do tipo Fanning, segundo a seguinte equação:

$$\Delta p_{at} = f\,\frac{2G^2 L}{\rho d} \qquad (3.4)$$

Para escoamentos turbulentos e conforme detalhado no próximo item o fator de atrito é determinado através do diagrama de Moody (1944) e correlações, sendo ambos os métodos baseados em resultados empíricos.

3.1 Modelos para previsão da perda de pressão por atrito em tubos lisos

Neste item são apresentados métodos para estimativa da perda de pressão por atrito para tubos sem insertos. Nele são apresentados métodos para escoamentos monofásicos e bifásicos.

3.1.1 Escoamentos Monofásicos

Para tubo sem insertos, as correlações usualmente adotadas são baseadas no número de Reynolds, dado pela seguinte equação:

$$\mathrm{Re} = \frac{Gd}{\mu} \qquad (3.5)$$

A perda de pressão para um trecho de comprimento L é dada pela Eq. (3.4), com o fator de atrito podendo ser estimado através das correlações apresentadas na presente seção. Considerando escoamento laminar desenvolvido no interior de tubos de seção circular, usualmente caracterizado por números de Reynolds inferiores a 2300, o fator de atrito é dado por:

$$f = \frac{16}{\mathrm{Re}} \qquad (3.6)$$

Nesse ponto vale a ressalva de que os experimentos realizados durante a campanha experimental do presente estudo não abrangem condições de escoamento laminar.

Para escoamentos internos turbulentos plenamente desenvolvidos, caracterizados por número de Reynolds superiores a 4000, White (1998), o fator de atrito pode ser estimado através da correlação de Blasius, dada por:

$$f = 0{,}079\,\mathrm{Re}^{-1/4} \qquad (3.7)$$

válida para valores de número de Reynolds inferiores a 10^5.

No caso de dutos rugosos foram propostos métodos baseados na rugosidade relativa dada pela razão entre a rugosidade e a dimensão característica da seção transversal. Colebrook (1939) *apud* White (1998), baseado em dados experimentais,, ajustou a seguinte correlação para previsão do fator de atrito em tubos rugosos para escoamento em regime turbulento:

$$\frac{1}{(f/4)^{1/2}} = -2{,}0\log\left[\frac{\varepsilon/d}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}(f/4)^{1/2}}\right] \qquad (3.8)$$

válida para valores de número de Reynolds superiores a 4000, conforme apresentado por White (1998). Neste método, a obtenção do fator de atrito se dá através de processos iterativos. Baseado nisto, Haaland *apud* White (1998), propôs uma forma explícita alternativa para a obtenção do fator de atrito com base na correlação de Colebrook, dada por.

$$\frac{1}{(f/4)^{1/2}} \approx -1{,}8\log\left[\frac{6{,}9}{\mathrm{Re}} + \left(\frac{\varepsilon/d}{3{,}7}\right)^{1{,}11}\right] \qquad (3.9)$$

com erro máximo inferior a 2% quando comparada a correlação original.

Churchill (1977) propôs a seguinte correlação para estimativa do fator de atrito em dutos rugosos, válida para regimes de escoamento laminar e turbulento:

$$f = 2\left\{\left(\frac{8}{\mathrm{Re}}\right)^{12} + \left[\left(2{,}457\log\left(0{,}27\,\varepsilon/d + \left(\frac{7}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}9}\right)\right)^{16} + \left(\frac{37530}{\mathrm{Re}}\right)^{16}\right]^{-3/2}\right\}^{1/12} \qquad (3.10)$$

A correlação de Churchill (1977) tem sua aplicação não limitada pela faixa de número de Reynolds. Vale destacar que a metodologia proposta por Churchill é explícita, não sendo necessário método iterativo para a determinação do fator de atrito.

3.1.2 Escoamentos Bifásicos

Este item descreve alguns métodos da literatura para a estimativa da perda de pressão durante escoamentos bifásicos no interior de dutos sem insertos. Serão apresentados os métodos indicados na literatura para utilização com fluidos refrigerantes.

No presente estudo os métodos para estimativa da perda de pressão por atrito foram classificados da seguinte forma:

i. Baseados em multiplicadores bifásicos: nestes métodos a perda de pressão para escoamento bifásico é estimada através da multiplicação da perda de pressão de uma das fases, escoando isoladamente no tubo, por um fator, denominado multiplicador bifásico;
ii. Estritamente empíricos: consistem em uma interpolação entre as perdas de pressão para escoamento monofásico de vapor e líquido, geralmente dada como função do título de vapor;
iii. Baseado em padrões de escoamento: os modelos são desenvolvidos individualmente para cada padrão considerando a topologia de distribuição das fases. Estes métodos utilizam mapas de padrão de escoamento para a previsão do padrão local e podem utilizar as curvas de transição como parâmetros para estimativa da perda de pressão;

As duas primeiras abordagens são amplamente adotadas, sendo que a utilização de multiplicadores bifásicos foi introduzida por Lockhart e Matinelli (1949), enquanto que a abordagem baseada em padrões de escoamento é bastante recente.

3.1.2.1 Métodos baseados em multiplicadores bifásicos

Neste item serão apresentados os métodos de previsão de perda de pressão baseados na utilização de multiplicadores bifásicos.

Lockhart e Martinelli (1949) apud Thome (2008)

Lockhart e Martinelli (1949) foram pioneiros ao propor um método de previsão de perda de pressão baseado em multiplicadores bifásicos. O método proposto é dado pelas seguintes equações.

$$\Delta p_{2\phi} = \phi_V^2 \Delta p_V \qquad (3.11)$$

$$\Delta p_{2\phi} = \phi_L^2 \Delta p_L \qquad (3.12)$$

Com as perdas de pressão para os escoamentos monofásicos dadas segundo a correlação de Blasius, Eq. (3.7), considerando o escoamento de cada fase escoando em duto com mesma dimensão.

Os multiplicadores bifásicos são dados por:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}, \text{ para } Re_L<4000 \qquad (3.13)$$

$$\phi_V^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2, \text{ para } Re_L>4000 \qquad (3.14)$$

onde X_{tt} é o parâmetro de Martinelli, dado pela razão entre as perdas de pressão para as fases líquida e vapor escoando separadamente em um tubo de mesma dimensão segundo o regime turbulento conforme a seguinte equação:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0,1} \qquad (3.15)$$

Os valores para o parâmetro C dependem do regime de escoamento de cada fase conforme a Tab. 3.1.

Ribatski *et al.* (2006) apresentam uma ampla revisão sobre escoamentos bifásicos em microcanais e comparam dados da literatura com métodos disponíveis para estimativa da perda de pressão. O banco de dados levantado pelos autores engloba dados de perda de pressão para canais com diâmetros hidráulicos entre 0,1 e 3,25 mm e velocidades mássicas de 10 a 5090 kg/m²s. De acordo com eles, o método proposto por Lockhart Martinelli (1949), falha na previsão da perda de pressão para escoamento em microcanais, apresentando apenas 29,5% das previsões com erro inferior a 30%.

Tabela 3.1 – Coeficientes para estimativa do multiplicador bifásico de Lockhart e Martinelli (1949), *apud* Thome (2008).

Líquido	Gás	*C*
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Correlação de Grönnerud (1979)

Neste método o multiplicador bifásico é dado pela razão entre a perda de pressão para escoamento bifásico e da mistura escoando como líquido em um tubo com mesmo diâmetro segundo a seguinte equação:

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\Delta p_{2\phi}}{\Delta p_{L0}} \qquad (3.16)$$

onde Δp_{L0} é estimado com o fator de atrito dado pela correlação de Blasius, Eq. (3.7).

Com base em um banco de dados composto por R12 e amônia, a seguinte correlação foi ajustada para o multiplicador bifásico:

$$\phi_{L0}^2 = 1 + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr}\left[\frac{\rho_L / \rho_V}{(\mu_L / \mu_V)^{0,25}} - 1\right] \qquad (3.17)$$

O gradiente de pressão na Eq. (3.17) é função do fator de atrito definido com base no número de Froude e do título de vapor, sendo dado por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} = f_{Fr}\left[x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})\right] \qquad (3.18)$$

onde o fator de atrito f_{Fr} é dado por:

$$f_{Fr} = \begin{cases} 1 & para \quad Fr_{L0} \geq 1 \\ Fr_{L0}^{0,3} + 0,0055\left(\ln \dfrac{1}{Fr_{L0}}\right)^2 & para \quad Fr_{L0} < 1 \end{cases} \qquad (3.19)$$

Com o número de Froude definido para a mistura escoando como líquido e dado pela seguinte equação:

$$Fr_{L0} = \frac{G^2}{g\rho_L^2 d} \qquad (3.20)$$

Ressalta-se o fato da introdução do número de Froude estar relacionado a tentativa de ajustar efeitos de padrões de escoamento, pois para números de Froude elevados efeitos inerciais superam efeitos gravitacionais e o padrão anular tende a prevalecer. Já para números de Froude reduzidos, efeitos gravitacionais prevalecem e ocorre a presença de escoamentos estratificados. No caso de escoamentos segundo o padrão anular, a dissipação viscosa da fase vapor para o filme de líquido é superior se comparado ao que ocorre durante escoamento estratificado. Adicionalmente a área de contato entre a fase líquida e a parede do tubo é superior para o caso de escoamento segundo padrão estratificado, com consequente dissipação viscosa mais elevada.

O método de Grönnerud (1979) é indicado para toda a faixa de título de vapor e escoamentos horizontais.

Revellin e Haberschill (2009) comparam dados de perda de pressão durante escoamento de fluidos refrigerantes e métodos de previsão disponíveis na literatura. O banco de dados levantado pelos autores compreende dados de perda de pressão para escoamentos bifásicos dos refrigerantes R22, R134a, R407C, R410A, em tubos com diâmetros entre 6,1 e 10,7 mm, e velocidades mássicas entre 97 e 800 kg/m²s, totalizando 485 dados experimentais para tubos lisos. Segundo os autores o método proposto por Grönnerud (1979) apresentou melhores resultados, prevendo 71% dos resultados experimentais com erros inferiores a 30%.

Análise similar foi elaborada por Mauro *et al.* (2007) comparando dados de perda de pressão com métodos de previsão. O banco de dados levantado pelos autores consiste de resultados levantados da literatura para os refrigerantes R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R417A e R507A, com velocidades mássicas entre 190 e 1100 kg/m²s, em tubo horizontal totalizando 1160 dados experimentais de perda de pressão. De forma análoga ao observado por Revellin e Haberschill (2009), a correlação de Grönnerud (1979) apresentou os melhores resultados, prevendo 81% dos dados experimentais com erro inferior a 30%.

Thome e Ribatski (2005) e Ribatski *et al.* (2006), com base em comparações com resultados levantados da literatura, indicaram que a correlação de Grönnerud (1979) não é adequada para a previsão da perda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos de CO_2.

Correlação de Friedel (1979) apud Thome (2008)

Friedel (1979) *apud* Thome (2008) também desenvolveu um método baseado em multiplicador bifásico definido conforme a Eq. (3.16), com o fator de atrito dado pela correlação de Blasius, Eq. (3.7) para a mistura escoando como líquido.

O multiplicador bifásico proposto por Friedel (1979) foi correlacionado segundo a seguinte equação:

$$\phi_{L0}^2 = E + \frac{3{,}24 F H_{Fr}}{Fr_H^{0{,}045} We_L^{0{,}035}} \qquad (3.21)$$

O número de Froude, Fr_H, é calculado através da Eq. (3.20) baseado na velocidade mássica total do escoamento e na densidade de mistura homogênea, dada pela equação abaixo:

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \qquad (3.22)$$

Analogamente a Grönnerud (1979), o número de Froude foi inserido pelo autor com o intuito de contabilizar efeitos de estratificação do escoamento.

Os termos E e F são dados pelas seguintes equações:

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{V0}}{\rho_V f_{L0}} \qquad (3.23)$$

$$F = x^{0{,}78} (1-x)^{0{,}224} \qquad (3.24)$$

e contemplam principalmente a influência do título de vapor.

Vale destacar que estes termos contemplam os casos limites de título de vapor, que para o caso de título de vapor nulo, o multiplicador bifásico é igual à unidade, e no caso de título de vapor igual a um, o multiplicador é igual a $\rho_L f_{V0} / \rho_V f_{L0}$, que multiplicado por Δp_{L0} resulta na perda de pressão durante escoamento monofásico de vapor.

O termo FH_{Fr} se assemelha ao parâmetro de Martinelli e busca correlacionar efeitos similares. O parâmetro H_{Fr} é dado por.

$$H_{Fr} = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0,7} \qquad (3.25)$$

O número de Weber da mistura escoando como líquido contempla efeitos inerciais e de tensão interfacial das fases, relacionados com perturbações da interface e consequentemente, com os mecanismos de transição de padrão de escoamento, conforme apresentado por Taitel e Dukler (1976), e transferência de quantidade de movimento interfacial, sendo dado por:

$$We_L = \frac{G^2 d}{\sigma \rho_L} \qquad (3.26)$$

Este método é indicado para condições em que a razão entre as densidades é inferior a 1000 e títulos de vapor entre 0 e 1, não sendo portanto indicado para escoamentos sub-resfriados. A Tab. 3.2 apresenta algumas razões entre as densidades da fase líquida e vapor de diversas misturas, indicando que o critério é satisfeito para diversas misturas, incluindo fluidos refrigerantes.

Tabela 3.2 – Razão entre as densidades de líquido e vapor para várias substâncias.

Fluidos	ρ_L/ρ_V
Ar-Água a 25°C e p_{atm}	842
Água-Vapor a 200°C	110
R134a a 25°C	90
R11 a 25°C	618
R22 a 25°C	60
Amônia a 25°C	185

É interessante ressaltar que a metodologia proposta por Friedel (1979) contempla os dois valores extremos de título de vapor, correspondentes aos escoamentos monofásicos de líquido e vapor.

Segundo Thome *et al.* (2008) a metodologia proposta por Friedel (1979) apresenta resultados insatisfatórios para estimativa da perda de pressão durante escoamento de amônia

em tubo com diâmetro de 10,0 mm, com somente 29 % das estimativas com erro inferior a 30%.

De acordo com Revellin e Haberschill (2009) o método de Friedel (1979) apresenta resultados satisfatórios para o banco de dados por eles levantado, composto de dados de perda de pressão durante escoamento de fluidos refrigerantes, com 63,5% das estimativas com erros inferiores a 30%. O método apresenta melhores previsões para perdas de pressão superiores.

Segundo Mauro *et al.* (2007) o método de Friedel (1979) apresenta estimativas próximas aos resultados experimentais quando comparada a totalidade do banco de dados por eles levantado. Porém de acordo com a análise estatística apresentada, quando há diferenciação entre padrões de escoamento, o método falha, subestimando as perdas de pressão para escoamento intermitente, e superestimando os valores para escoamento anular e com secagem de parede.

Segundo apresentado por Thome e Ribatski (2005) a metodologia proposta por Friedel (1979) é apropriada para a estimativa da perda de pressão para escoamento de CO_2 em tubos com 7 mm de diâmetro interno, apresentando 83 % das estimativas com erro inferior a 30 %.

Para o caso de escoamento em microcanais, segundo o estudo apresentado por Ribatski *et al.* (2006), o método de Friedel (1979) geralmente superestima a perda de pressão, e segundo comparação com o banco de dados por eles analisado somente 43,8% das previsões apresentam erro inferior a 30%.

3.1.2.2 Métodos puramente empíricos

Este item apresenta as metodologias de previsão de perda de pressão proposto por Bo Pierre (1964) e Müller-Steinhagen e Heck (1986), que se tratam de metodologias puramente empíricas.

Correlação de Bo Pierre (1964)

Bo Pierre (1964) apresenta um estudo teórico-experimental sobre a perda de pressão durante ebulição convectiva dos refrigerantes R12 e R22 no interior de tubos horizontais. O banco de dados experimentais levantado pelo autor compreende dados de perda de pressão durante escoamento bifásico em condições diabáticas, em tubos lisos com diâmetros internos de 12 e 18 mm e vazões mássicas entre 15 e 140 kg/h.

Os autores utilizam a hipótese de não deslizamento entre as fases, e partindo da equação da energia na forma diferencial, obtém como resultado a seguinte relação para o fator de atrito:

$$f_{2\phi} = 0{,}0185(K_f / \mathrm{Re}_{L0})^{1/4} \qquad (3.27)$$

onde Re_{L0} é o número de Reynolds para escoamento da mistura como líquido, K_f é denominado como número de ebulição, relacionado com a variação de entalpia ao longo da seção, e é dado pela seguinte equação:

$$K_f = \frac{1}{g}\frac{di}{dL} \qquad (3.28)$$

A perda de pressão total, considerando não deslizamento entre as fases, e desprezando a parcela gravitacional é dada pela seguinte equação:

$$\frac{dp}{dL} = \left(f_{2\phi} + \frac{d}{x}\frac{dx}{dL} \right) \frac{G^2}{\rho_H d} \qquad (3.29)$$

onde a densidade ρ_H é dada segundo modelo homogêneo, Eq. (3.22). O segundo termo entre parênteses é relativo à parcela inercial da perda de pressão.

Originalmente a formulação é apresentada em termos de variações das propriedades ao longo do trocador de calor, porém no presente estudo foi apresentada em termos de diferenciais.

Vale ressaltar que a metodologia proposta por Bo Pierre (1964) para estimativa da perda de pressão durante escoamento bifásico é válida apenas para escoamentos diabáticos.

Correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986)

O método proposto por estes autores se baseia na interpolação dos gradientes de pressão correspondentes a escoamentos monofásicos de vapor e líquido, em função do título de vapor da mistura. Um extenso banco de dados envolvendo tubos com diâmetros de 5 a 203 mm, e escoamentos ar-água, vapor-água, água-óleo e fluidos refrigerantes, totalizando mais de 9300 dados de perda de pressão por atrito, foi utilizado no ajuste desta correlação.

O gradiente de pressão durante o escoamento monofásico de cada fase é derivado da Eq. (3.4), considerando o fator de atrito estimado segundo metodologia de Blasius, dados por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{L0} = f_{L0}\frac{2G^2}{\rho_L d} = A \qquad (3.30)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{V0} = f_{V0}\frac{2G^2}{\rho_V d} = B \qquad (3.31)$$

Estes autores verificaram que para faixa de título de vapor entre zero e 0,70, o gradiente de pressão varia linearmente a partir do gradiente monofásico de líquido, portanto o gradiente de pressão para esta faixa de operação pode ser estimado através da seguinte relação:

$$C = A + 2(B - A)x \qquad (3.32)$$

Utilizando o banco de dados e com base na correlação anterior considerando títulos de vapor entre 0 e 1, os autores ajustaram a seguinte equação para a estimativa da perda de pressão por atrito:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{at} = C(1-x)^{1/3} + Bx^3 \qquad (3.33)$$

De forma análoga as metodologia proposta por Friedel (1979) e Grönnerud (1979), a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) também contempla os limites correspondentes aos escoamentos monofásicos de vapor e líquido.

Segundo Thome *et al.* (2008) o método proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresenta resultados satisfatórios para estimativa da perda de pressão durante escoamento de amônia em tubo com diâmetro de 10,0 mm, apresentando 48% das previsões com erro inferior a 30%.

De acordo com o estudo apresentado por Revellin e Haberschill (2009), a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresenta resultados satisfatórios na previsão da perda de pressão para o banco de dados por eles levantados, com 62,9% das estimativas com erro inferior a 30%. Ao contrário do método proposto por Friedel (1979) a metodologia proposta

por Müller-Steinhagen e Heck apresenta erros inferiores de previsão para perdas de pressão reduzidas.

Segundo Mauro *et al.* (2007) a previsão da perda de pressão segundo a metodologia proposta por Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresenta resultados superiores na previsão da perda de pressão para padrões de escoamento intermitente e em condições de secagem de parede, durante escoamento de fluidos refrigerantes.

De acordo com Thome e Ribatski (2005) o método proposto por Müller-Steinhagen e Heck (1986) prevê satisfatoriamente a perda de pressão para escoamento de CO_2 em tubo com diâmetro de 7 mm, apresentando 68% das previsões com erro inferior a 30%.

Segundo estudo apresentado por Ribatski *et al.* (2006), ainda que não possa ser indicado como ferramenta de projeto, o método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou os melhores resultados na estimativa da perda de pressão para escoamento em microcanais se comparada com os outros métodos por eles consideradas, com 53,1% das estimativas com erro inferior a 30%.

3.1.2.3 Método baseado em padrões de escoamento

Neste item é descrito o método de previsão de perda de pressão proposto por Moreno-Quibén e Thome (2007b), que se baseia inicialmente na previsão do padrão de escoamento para a definição da correlação correspondente para a determinação da perda de pressão.

Método de Moreno-Quibén e Thome (2007b)

O método proposto por Moreno-Quibén e Thome (2007b) para previsão da perda de pressão para escoamentos bifásicos, é baseado em uma abordagem fenomenológica, levando em consideração o padrão de escoamento. Nele o método proposto por Wojtan *et al.* (2005), descrito no capítulo anterior, é utilizado para a previsão do padrão de escoamento. Neste método, após a previsão do padrão de escoamento, a perda de pressão é estimada considerando características da distribuição das fases.

O banco de dados utilizado pelos autores para comparação e ajuste dos coeficientes compreende dados de perda de pressão durante escoamentos do R134a, R22 e R410A, em tubos com diâmetros de 8 e 13,8 mm, com velocidades mássicas entre 70 e 700 kg/m²s.

Para o padrão de escoamento anular, a perda de pressão é estimada a partir da tensão de cisalhamento interfacial baseada na velocidade relativa entre as fases vapor e líquido,

derivada a partir da conservação da quantidade de movimento e considerando os gradientes de pressão iguais para ambas as fases, sendo dado pela seguinte expressão:

$$\frac{\Delta p_{anular}}{L} = 4\frac{\tau_i}{d} \qquad (3.34)$$

Na equação acima, assume-se a espessura do filme desprezível em relação ao diâmetro da tubulação. A tensão interfacial cisalhante entre as fases líquido e gás (τ_i) é dada pela seguinte expressão:

$$\tau_i = f_i \frac{1}{2}\rho_V (u_V - u_L)^2 \qquad (3.35)$$

Os termos u_L e u_V são as velocidades de cada fase, estimadas adotando a versão de Steiner (2010) do método de Rouhanni-Axelsson (1970), para a fração de vazio superficial, dada pela Eq. (2.65).

Para a estimativa do fator de atrito interfacial, relacionado à rugosidade da interface, foi proposta uma correlação baseada em grupos adimensionais relacionados aos mecanismos de perda de pressão durante o escoamento anular. Seus coeficientes foram ajustados a partir de resultados experimentais para a perda de pressão durante escoamento anular levantados pelos autores. A correlação obtida é dada por:

$$f_i = 0{,}67\left[\frac{\delta_f}{d}\right]^{1,2}\left[\frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta_f^2}{\sigma}\right]^{-0,4}\left[\frac{\mu_V}{\mu_L}\right]^{0,08} We_{L0}^{-0,034} \qquad (3.36)$$

Com a espessura do filme dada pela equação abaixo e determinada a partir da fração de vazio e do ângulo da parcela da superfície em contato com a fase vapor, ver Fig. 2.8, que para o padrão anular é nulo.

$$\delta_f = \frac{\pi d(1-\alpha)}{2(2\pi - \theta_{seco})} \qquad (3.37)$$

Para a determinação do termo envolvendo a tensão superficial na Eq. (3.36), os autores consideraram efeitos de instabilidades, baseado na teoria de Kelvin-Helmholtz considerando a espessura do filme δ_f como o comprimento de onda crítico para a formação de ondas interfaciais, cuja derivação parte do equilíbrio mecânico entre as fases. Neste ponto vale ressaltar o fato de que, para o padrão de escoamento anular, as ondas são de amplitude e

comprimento de onda reduzidos para o banco de dados utilizado pelos autores, e desta forma a consideração do termo de Kelvin-Helmholtz na determinação do fator de atrito é incoerente.

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

$$We_{L0} = \frac{\rho_L u_L^2 d}{\sigma} \qquad (3.38)$$

Para o regime intermitente e pistonado, foi considerada uma interpolação entre a perda de pressão para escoamento monofásico de líquido e bifásico anular, de modo a respeitar os limites de quando o título tende a zero e a x_{IA}. Como resultado a perda de pressão dada segundo a seguinte equação:

$$(\Delta p)_{pistonado+intermitente} = \Delta p_{L0}\left(1-\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \Delta p_{anular}\left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \qquad (3.39)$$

O expoente 0,25 foi ajustado com base em resultados experimentais dos autores. O termo Δp_{L0} é a perda de pressão para toda a mistura escoamento como líquido, com o fator de atrito determinado segundo correlação de Blasius, Eq. (3.7), α_{IA} é a fração de vazio para a transição entre intermitente e anular, dado pela Eq. (2.65) com o título de transição dado pela Eq. (2.38), e Δp_{anular} é a perda de pressão para escoamento anular conforme Eq. (3.34).

Para o regime de escoamento estratificado ondulado, foi considerada a composição dos fatores de atrito para a região seca e para a região da parede em contato com o líquido, em função do ângulo de secagem de parede, conforme apresentado na descrição do padrão de escoamento de Wojtan *et al.* (2005), Fig. 2.8, com o ângulo de secagem de parede dado por:

$$\theta_{seco} = \left[\frac{G_{ond} - G}{G_{ond} - G_{est}}\right]^{0,61} \theta_{est} \qquad (3.40)$$

onde θ_{est} é dado pela Eq. (2.44). Como resultado, o fator de atrito para o escoamento segundo padrão estratificado ondulado é dado pela seguinte equação:

$$(f_{tp})_{estratificado-ondulado} = \theta^*_{seco} f_V + (1-\theta^*_{seco})(f_i)_{anular} \qquad (3.41)$$

onde $\theta^*_{seco} = \theta_{seco} / 2\pi$, sendo f_V o fator de atrito calculado para o escoamento apenas da parcela de vapor no tubo, com o fator de atrito segundo Blasius, Eq. (3.7), e o fator de atrito interfacial dado pela Eq. (3.36).

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

$$(\Delta p)_{estratificado-ondulado} = 4(f_{tp})_{estratificado-ondulado} \frac{L}{d} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \qquad (3.42)$$

Para o padrão de escoamento pistonado-estratificado ondulado definido por Wojtan *et al.* (2005), a perda de pressão é dada pela interpolação da perda de pressão para escoamento monofásico de líquido e estratificado ondulado. O parâmetro utilizado como variável para a interpolação é a fração de vazio superficial, resultando na seguinte relação:

$$(\Delta p)_{Pistonado+Est.Ond.} = \Delta p_{L0}\left(1-\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + \Delta p_{estratificado-ondas}\left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \qquad (3.43)$$

Nesta equação o expoente 0,25 foi ajustado a partir dos resultados experimentais dos autores.

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

$$(\Delta p)_{névoa} = 2 f_H \frac{L}{d} \frac{G^2}{\rho_H} \qquad (3.44)$$

com a densidade da mistura calculada segundo a Eq. (3.22), a fração de vazio superficial dada pelo modelo homogêneo, descrito no item 2.4.1, e o fator de atrito dado pela correlação de Blasius, Eq. (3.7), com a viscosidade estimada segundo correlação de Cichitti (1960) *apud* Moreno-Quibén e Thome (2007b), dada por:

$$\mu_H = x\mu_V + (1-x)\mu_L \qquad (3.45)$$

Com esta abordagem, a perda de pressão tende ao valor para o escoamento do vapor quando o título tende a um.

Moreno-Quibén e Thome (2007a), segundo seus resultados experimentais, não verificaram descontinuidade na perda de pressão na região de transição entre os padrões anular e névoa, correspondendo ao padrão de secagem de parede. Tal comportamento coincide com as expectativas, pois a secagem de parede se dá progressivamente a partir da região superior até a região inferior da seção. Com base neste comportamento os autores propuseram a estimativa da perda de pressão para o padrão de secagem de parede dada pela interpolação entre as perdas de pressão para escoamento em névoa e o padrão de escoamento imediatamente anterior ao início da secagem de parede, correspondente ao anular ou estratificado ondulado. A expressão para estimativa da perda de pressão é dada por:

$$(\Delta p)_{\text{secagem}} = (\Delta p)_{2\phi}(x_{is}) - \frac{x - x_{is}}{x_{ts} - x_{is}}\left[(\Delta p)_{2\phi}(x_{is}) - (\Delta p)_{névoa}(x_{ts})\right] \qquad (3.46)$$

com x_{ts} correspondo ao título em que ocorre a finalização de secagem de parede, e x_{is} correspondente ao título de início de secagem de parede, apresentados por Mori *et al.* (2000) *apud* Moreno-Quibén e Thome (2007b), e dados pelas seguintes equações:

$$x_{is} = 0{,}58e^{0{,}52-0{,}235We_V^{0{,}17}Fr_V^{0{,}37}(\rho_V/\rho_L)^{0{,}25}(\dot{\phi}/\dot{\phi}_{crit})^{0{,}70}} \qquad (3.47)$$

$$x_{ts} = 0{,}61e^{0{,}57-0{,}0058We_V^{0{,}38}Fr_V^{0{,}15}(\rho_V/\rho_L)^{-0{,}09}(\dot{\phi}/\dot{\phi}_{crit})^{0{,}27}} \qquad (3.48)$$

Devido ao fato do ângulo de estratificação ser nulo para os padrões de escoamento em névoa e anular, a interpolação foi realizada em função do título de vapor.

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

$$(f_{2\phi})_{estratificado} = \theta^*_{estratificado} f_V + (1-\theta^*_{estratificado})(f_{if})_{anular} \qquad (3.49)$$

onde o termo $\theta^*_{estratificado} = \theta_{estratificado}/2\pi$, f_V é o fator de atrito para o vapor escoando isoladamente na tubulação, e $(f_{if})_{anular}$ é o fator de atrito interfacial para o escoamento anular,

conforme apresentado na Eq. (3.36). Como resultado a perda de pressão para escoamento estratificado para título de vapor inferior a x_{IA} é estimados através da Eq. (3.44) com o fator de atrito dado pela Eq. (3.49).

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

$$(\Delta p)_{estratificado(x<x_{IA})} = (\Delta p)_{L0}\left(1-\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} + (\Delta p)_{estratificado(x\geq x_{IA})}\left(\frac{\alpha}{\alpha_{IA}}\right)^{0,25} \qquad (3.50)$$

onde $\Delta p_{estratificado(x\geq xIA)}$ é a perda de pressão por atrito para título superior a x_{IA}, com o fator de atrito dado pela Eq. (3.49).

Segundo Thome *et al.* (2008) a metodologia proposta por Moreno-Quibén e Thome (2007b) apresenta resultados insatisfatórios para estimativa da perda de pressão durante escoamento de amônia em tubo com diâmetro de 10 mm, apresentando apenas 17 % das estimativas com erro inferior a 30%. No entanto de acordo com Revellin e Haberschill (2009) a metodologia proposta por Moreno-Quibén e Thome (2007b) é apropriada para a previsão da perda de pressão para o banco de dados por eles levantados. Adicionalmente, dentre os métodos analisados pelos autores, a metodologia proposta por Moreno-Quibén e Thome (2007b) apresenta resultados satisfatórios em relação aos demais métodos na estimativa do gradiente de pressão máximo e do título de vapor correspondente, sendo que geralmente esta condição corresponde a transição entre o padrão de escoamento anular e secagem de parede ou névoa.

Segundo o estudo apresentado por Mauro *et al.* (2007) a metodologia proposta por Moreno-Quibén e Thome (2007) prevê 77% dos dados de perda de pressão com erro inferior a 30%, apresentando melhores resultados em relação a outros métodos considerados, principalmente para dados de perda de pressão durante padrões de escoamento anular e de secagem de parede.

3.1.2.4 Comparação entre os métodos para previsão de perda de pressão por atrito

Este item apresenta uma comparação entre os métodos para previsão da perda de pressão por atrito em tubos lisos sem insertos, descritos nesta seção. O método de Bo Pierre (1964) não foi incluído na presente análise devido ao fato de ser válido apenas para estimativa da perda de pressão durante escoamento diabático. As Figs. 3.1 a 3.10 apresentam os

gradientes de pressão para o R134a, R22, R410A e R245fa, em tubos com diâmetros de 5 a 20 mm, velocidades mássicas de 75 a 300 kg/m²s e temperatura de saturação de 5 a 25 °C, estimados segundo os métodos descritos neste capítulo.

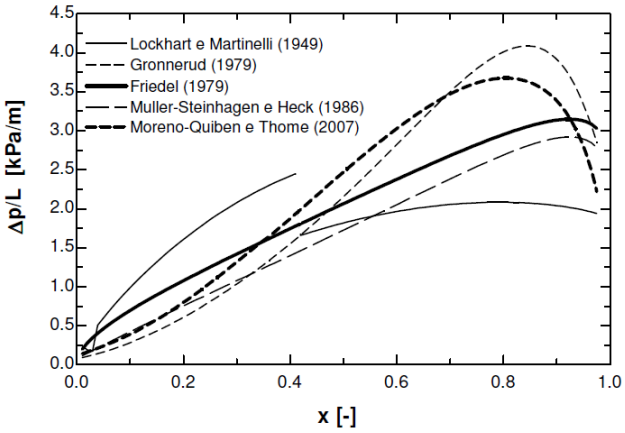


Figura 3.1 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=5 mm.

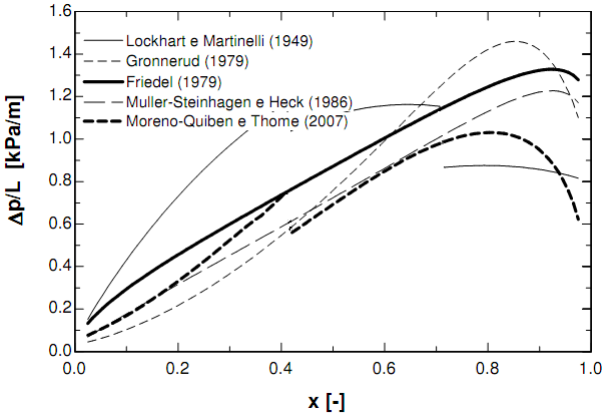


Figura 3.2 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

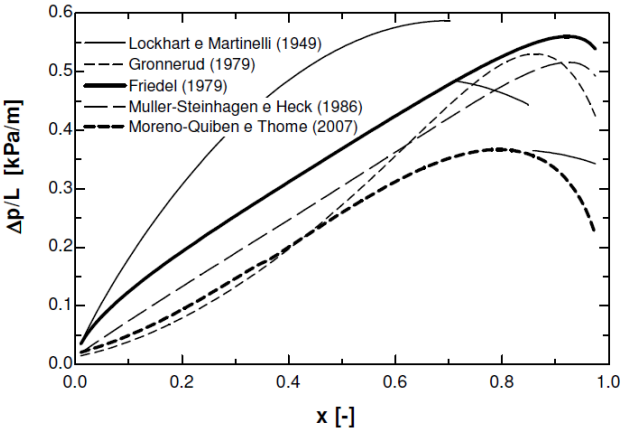


Figura 3.3 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=20 mm.

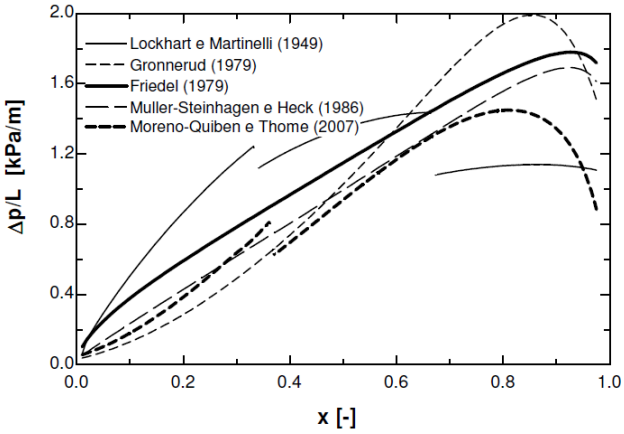


Figura 3.4 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=05°C, e d=10 mm.

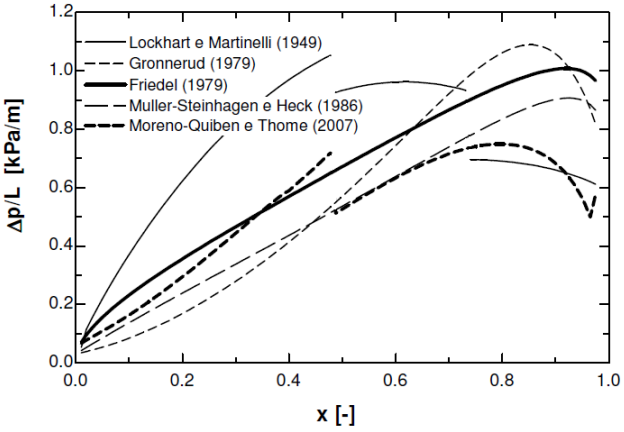


Figura 3.5 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=150 kg/m²s, T_{sat}=25°C, e d=10 mm.

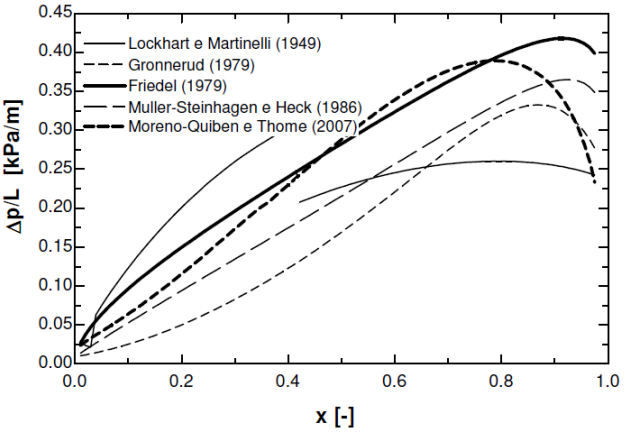


Figura 3.6 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=75 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

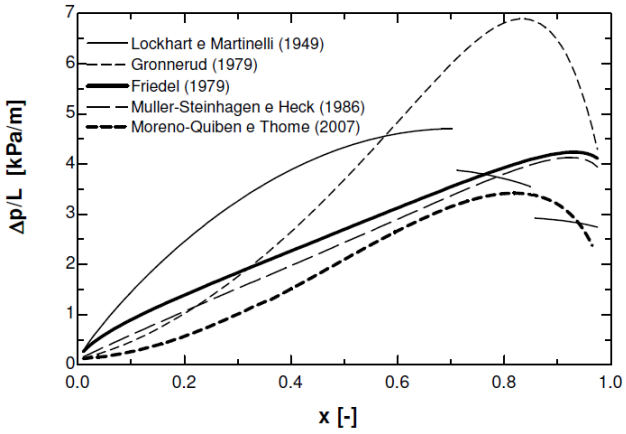


Figura 3.7 – Gradientes de pressão estimados, para R134a, G=300 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

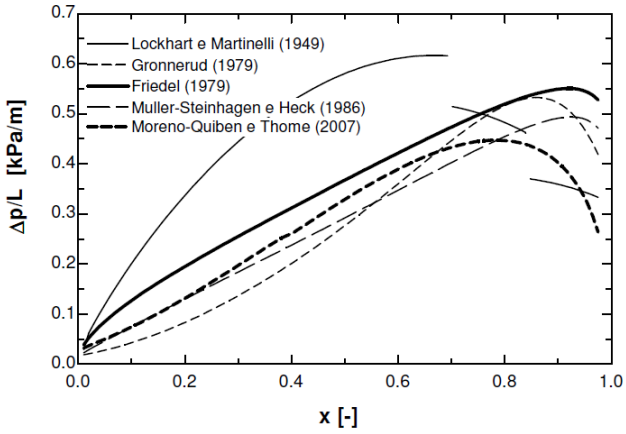


Figura 3.8 – Gradientes de pressão estimados, para R22, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

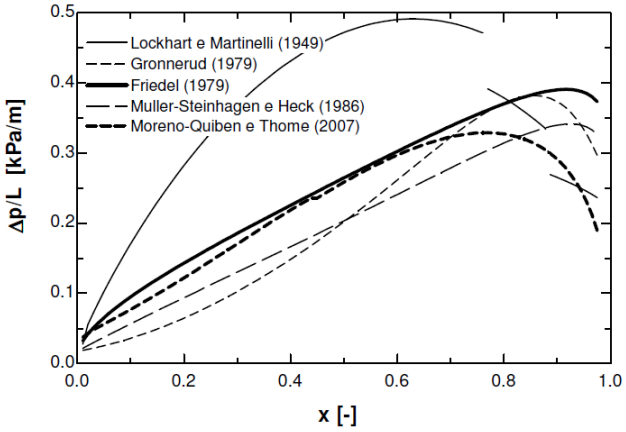


Figura 3.9 – Gradientes de pressão estimados, para R410A, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

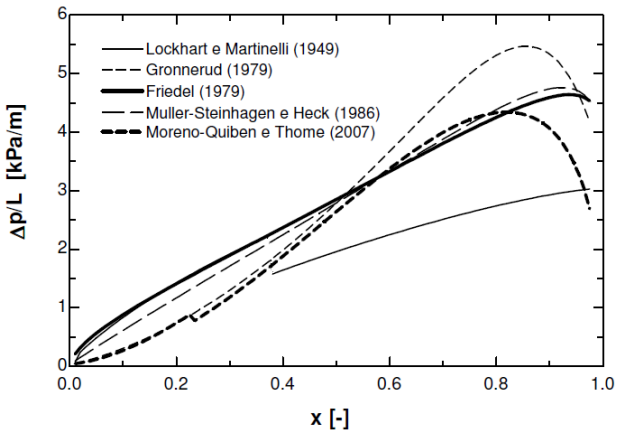


Figura 3.10 – Gradientes de pressão estimados, para R245fa, G=150 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, e d=10 mm.

De maneira geral há incremento do gradiente de pressão com o aumento da velocidade mássica e decréscimo da temperatura de saturação. De fato, com a redução da temperatura de saturação, há incremento no volume específico da fase vapor, que implica em incremento na velocidade superficial da fase vapor, e consequente aumento da perda de pressão. Esta influência também é verificada quanto à alteração do fluido de trabalho, que para uma temperatura de saturação apresentam pressões reduzidas distintas, pois pressões reduzidas inferiores para uma mesma temperatura de saturação correspondem, geralmente, a volumes específicos da fase vapor superiores.

Todas as metodologias descritas contemplam corretamente os casos extremos de valores de título, correspondentes às perdas de pressão para escoamento monofásico de vapor e líquido, exceto o método proposto por Lockhart e Martinelli (1949) *apud* Thome (2008).

De forma geral as estimativas de perda de pressão segundo Friedel (1979) e Müller-Steinhagen e Heck (1986) não representam o comportamento de redução do título de vapor para o qual o gradiente de pressão apresenta um máximo com o incremento da velocidade mássica, comportamento este contemplado pelo método de Grönnerud (1979).

Lockhart e Martinelli (1949) e Moreno-Quibén e Thome (2007) apresentam descontinuidades no gradiente de pressão com o incremento do título de vapor, respectivamente devido a transições entre regimes laminar e turbulento e padrões de escoamento. Vale ressaltar que descontinuidades no gradiente de pressão com a variação do título não se verificam experimentalmente. Para as estimativas segundo metodologia proposta por Moreno-Quibén e Thome (2007), as descontinuidades são observadas nas transições

envolvendo o padrão de escoamento estratificado ondulado, devido a diferente área da seção transversal considerada para a estimativa da perda de pressão.

3.2 Modelos para previsão da perda de pressão por atrito em tubos com fitas retorcidas

Na presente seção serão apresentados métodos para estimativa da perda de pressão para escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas. Serão descritos correlações e métodos analíticos disponíveis na literatura.

A Fig. 3.11 ilustra esquematicamente a caracterização geométrica da fita retorcida, dada pela razão de retorcimento (*twist ratio*), definida como a razão entre o comprimento para uma torção da fita de 180° e o diâmetro interno da tubulação, segundo a seguinte equação:

$$y = \frac{H}{d} \tag{3.51}$$

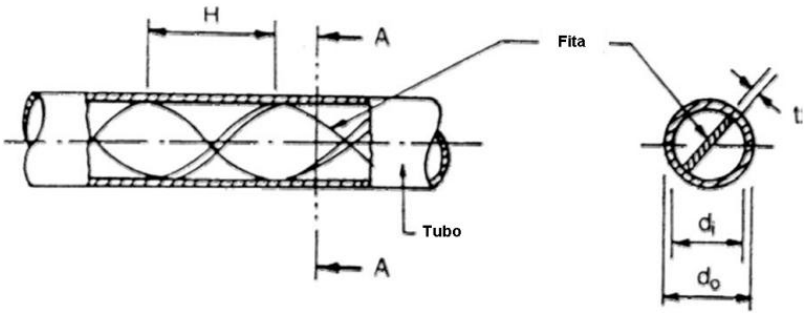


Figura 3.11 – Descrição esquemática da fita retorcida instalada em um tubo, Akhavan-Behabadi *et al.* (2009b).

Na análise do desempenho de tubos contendo fitas retorcidas, a troca de calor e a penalização da perda de pressão geralmente são os parâmetros utilizados como referência, sendo considerada a razão entre os valores obtidos para o tubo com e sem fita retorcida em condições de operação similares. Os índices utilizados para avaliação são dados conforme as seguintes equações:

$$\varepsilon_p = \frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{TL}} \tag{3.52}$$

$$\varepsilon_q = \frac{h_{FR}}{h_{TL}} \qquad (3.53)$$

Para a análise do desempenho global proporcionado por esta técnica, Akhavan-Behabadi *et al.* (2009a) sugerem utilizar a razão entre o incremento do coeficiente de transferência de calor e a penalização da perda de pressão, dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_g = \frac{\varepsilon_q}{\varepsilon_p} \qquad (3.54)$$

Dentro deste contexto, diversos trabalhos foram publicados sobre o assunto, com a maioria deles focando no levantamento de resultados experimentais para a transferência de calor e perda de pressão. Embora seja reconhecida a necessidade de um estudo para avaliação de ambos os parâmetros para a análise da efetividade desta técnica, no presente estudo trataremos em detalhes apenas da literatura envolvendo perda de pressão para escoamento monofásico e bifásico, tema desta dissertação de mestrado. Estudos envolvendo aspectos de transferência de calor são tratados apenas marginalmente.

3.2.1 Escoamentos monofásicos

A Tab. 3.3 apresenta uma descrição dos estudos experimentais disponíveis na literatura envolvendo a determinação da perda de pressão durante o escoamento monofásico em tubos contendo fitas retorcidas. Nela é possível constatar que resultados foram obtidos para diâmetro de tubos entre 4,9 e 47,5 mm.

De forma geral, a redução da razão de retorcimento (aumento do ângulo de hélice) resulta em um incremento do coeficiente de troca de calor e da perda de pressão. Entretanto a definição de uma correlação para o fator de atrito de uso geral e que apresente precisão razoável ainda não é possível, pois as correlações disponíveis apresentam resultados satisfatórios apenas quando comparadas aos bancos de dados utilizados em suas elaborações, ou levantados em condições similares.

Tabela 3.3 – Estudos de escoamento monofásico em tubos com fitas retorcidas.

Autores	Orientação/Fluido	*y*	*d* /*L* [mm]	*Re*	*T* [°C]	Condições de operação
Smithberg e Landis (1964)	Horizontal/Água e ar	1,81; 2,17; 22 e ∞	35,1/1020	2000 ~ 90000	~	Diabática
Lopina e Bergles (1969)	Horizontal/Água	2,48; 3,15; 3,52; 5,26; 9,20	4,91/1840	80000 ~ 130000	10 ~ 93	Diabática
Manglik e Bergles (1993 a, b)	Horizontal/Solução de água e etileno glicol	3,0; 4,5 e 6,0	21,18/3050	300 ~ 30000	~	Diabática
Chakroun e Al-Fahed (1996)	Horizontal/Óleo	3,6; 5,4 e 7,1	14,00/1000 e 4000	230 ~ 2300	~	Diabática/Verificação de influência da largura da fita
Eiamsa-Ard *et al.* (2006)	Horizontal/Água	6 e 8	25,80/2000	2000 ~ 12000	80	Diabática, Resfriamento / Verificação de influência de segmentos de fita espaçados
Eiamsa-Ard *et al.* (2009)	Horizontal/Ar	4	47,5/1250	4000 ~ 20000	25[1]	Diabática, Resfriamento / Verificação de influência de segmento de fita somente na região de entrada

[1]Temperatura na entrada da seção de testes.

Entre os estudos apresentados na tabela acima, destaca-se o trabalho de Lopina e Bergles (1969) que verificaram para uma mesma potência de bombeamento, tanto para aquecimento como para resfriamento, um incremento no coeficiente de transferência de calor superior a 20% utilizando fitas com razões de retorcimento reduzidas. Devido ao fato das condições experimentais deste estudo envolver números de Reynolds elevados, a conclusão obtida por eles independe se o fluido está sendo aquecido ou resfriado, pois a contribuição de efeitos inerciais é predominante em relação aos efeitos relacionados à diferença de densidades. Para velocidades mássicas reduzidas os efeitos de gradientes de densidades entre o fluido aquecido na periferia do tubo e na região central, e a aceleração centrípeta induzida pela fita retorcida, a condição de aquecimento do fluido de trabalho torna-se mais favorável.

Manglik e Bergles (1993a, b) publicaram uma extensa revisão sobre o escoamento horizontal monofásico laminar e turbulento no interior de tubos com fitas retorcidas. Neste trabalho eles também apresentam resultados para as condições descritas na Tab. 3.3, listando os mecanismos que atuam de modo a intensificar a troca de calor, com consequente aumento na perda de pressão, sendo eles:

- Obstrução de parcela da seção transversal com consequente aumento da velocidade do fluido;
- Redução do diâmetro hidráulico: o escoamento é dividido em dois escoamentos hidrodinamicamente independentes com diâmetros hidráulicos inferiores, porém com perímetro molhado superior, resultando no incremento da troca de calor e perda de pressão;
- Elevação do comprimento efetivo do escoamento: devido ao fato de o fluido ser forçado a seguir o perfil da fita, o comprimento efetivamente percorrido pelas partículas do fluido será superior ao do tubo sem inserto;
- Escoamentos secundários: a movimentação em forma de hélice imposta pela fita à partícula de fluido faz com que aceleração centrípeta esteja presente no escoamento longitudinal, que por sua vez geram escoamentos secundários, conforme ilustrado esquematicamente na Fig. 3.12. A resultante das duas componentes de velocidade faz com que a velocidade do fluido nas proximidades da superfície do tubo seja superior, promovendo o incremento do coeficiente de convecção e da perda de pressão, além de promover mistura da porção de fluido na periferia com o fluido no centro da seção do tubo;

- Efeito aleta da fita: no caso de a fita estar em contato com a parede do tubo, parte do fluxo de calor da parede será transferido para a fita através de condução e posteriormente para o fluido, fazendo com que a fita atue como uma aleta intensificando a troca de calor global.;

Adicionalmente, segundo Manglik e Bergles (1993b), devido à superposição do escoamento helicoidal sobre as flutuações de velocidade, a transição de regime laminar para turbulento é retardada em relação ao tubo sem inserto. Este atraso na transição entre os regimes pode implicar em redução do fator de atrito e do coeficiente de troca de calor.

Eiamsa-Ard *et al.* (2006) compararam o desempenho de tubos com fitas retorcidas contínuas e com segmentos regularmente espaçados. Eles observaram a utilização de segmentos espaçados pode promover uma redução na perda de pressão sem prejuízo significativo na transferência de calor em determinadas configurações, se comparado ao sistema com fita contínua. Adicionalmente Eiamsa-Ard *et al.* (2009) analisaram a utilização de um segmento de fita retorcida apenas na região de entrada do tubo, sendo verificado que a eficiência de incremento da troca de calor para fitas de comprimentos reduzidos é inferior se comparada à configuração com fita contínua, segundo Eq. (3.54). De fato, pois na região de entrada o coeficiente de transferência de calor já é elevado, devido ao fato de a camada limite não ser totalmente desenvolvida.

Conforme apresentado, a utilização de fita retorcida como técnica de intensificação de troca de calor é comum desde o século XIX, porém para a sua efetiva utilização, o conhecimento do aumento da perda de pressão ocasionado pelo uso da fita é necessário, visando a determinação de condições em que a fita retorcida apresenta vantagem em relação à utilização de tubo sem inserto.

A seguir são descritos modelos e correlações da literatura para estimativa da perda de pressão durante escoamento monofásico no interior de tubos com fita retorcida.

Smithberg e Landis (1964)

Com base em resultados para as condições experimentais apresentadas na Tab. 3.3, Smithberg e Landis (1964) desenvolveram um modelo semiempírico para o cálculo da perda de pressão durante o escoamento monofásico em tubos contendo fitas retorcidas.

Este modelo se baseia no levantamento experimental do perfil de velocidades em seção transversal através de *Yaw Probes*[1]. Os perfis observados por estes autores encontram-se representados esquematicamente na Fig. 3.12, elaborada por Manglik e Bergles (1993a). Com base em seus resultados e observações, Smithberg e Landis desenvolveram um modelo analítico para a estimativa da perda de pressão baseado no campo de velocidades observado.

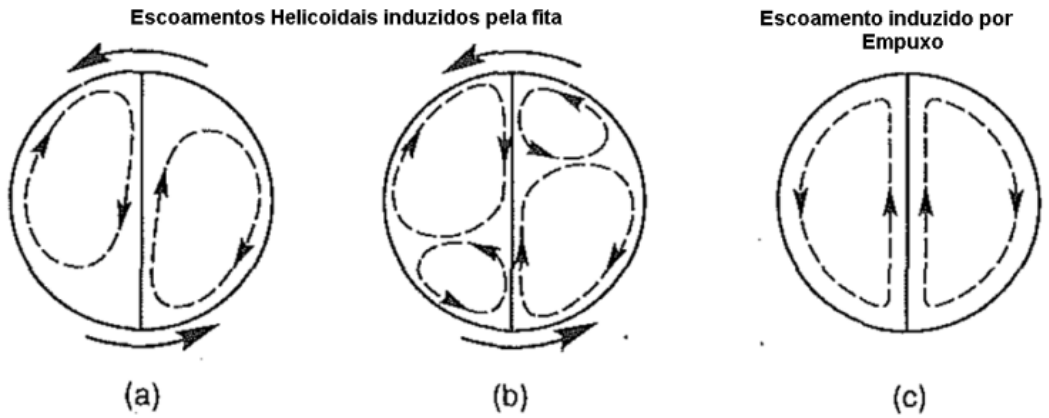


Figura 3.12 – Escoamentos secundários induzidos pela fita retorcida, Manglik e Bergles (1993a). (a) Baixas vazões e/ou altas razões de retorcimento; (b) Altas vazões e/ou baixas razões de retorcimento; (c) Razão de retorcimento infinita (fita plana).

Estes autores verificaram a formação de duas regiões de recirculação em cada hemisfério do tubo para velocidades elevadas, ilustrado esquematicamente na Fig. 3.12.b. Segundo eles a segunda região de recirculação é gerada devido ao escoamento axial, que com o incremento da velocidade mássica se superpõe ao escoamento secundário dividindo a região de recirculação em duas. De fato, conforme apresentado pelos autores, a região que compreende a menor região de recirculação apresenta velocidade axial superior.

Para o desenvolvimento do modelo, os autores consideraram que a perda de pressão por atrito é dada pela soma das parcelas correspondentes ao escoamento axial, tangencial e devido à mistura induzida pelos vórtices dada pela seguinte equação, válida para valores de número de Reynolds entre 5.10^3 e 10^5:

$$f = 0{,}464\sqrt{f}\left(\frac{1}{2y}\right)^2 + \frac{0{,}0498}{\mathrm{Re}_h}\left(\frac{A_f}{2yA_c}\right)\left[1125\ln(\mathrm{Re}_h\sqrt{f}) - 3170\right] + 0{,}046\,\mathrm{Re}_h^{-0{,}2} \qquad (3.55)$$

[1] Instrumento de medição consistindo de cilindro com três orificios de tomada de pressão, permitindo identificar componentes da velocidade no plano.

onde o primeiro termo corresponde a componente tangencial, o segundo está relacionado a dissipação devido aos vórtices induzidos pela fita, e o terceiro corresponde a componente axial. Os termos A_f e A_c são as áreas da seção transversal sem e com fita, respectivamente, e o número de Reynolds é calculado com base no diâmetro hidráulico, dado por:

$$d_h = 4\frac{(\pi d/4 - \delta)}{\pi + 2} \qquad (3.56)$$

A Fig. 3.13 ilustra as parcelas do fator de atrito segundo o modelo proposto por Landis e Smithberg (1964), juntamente com o fator de atrito total. Para números de Reynolds reduzidos a parcela correspondente a mistura devido aos vórtices induzidos pela fita é predominante, enquanto que para números de Reynolds elevados a parcela axial é predominante.

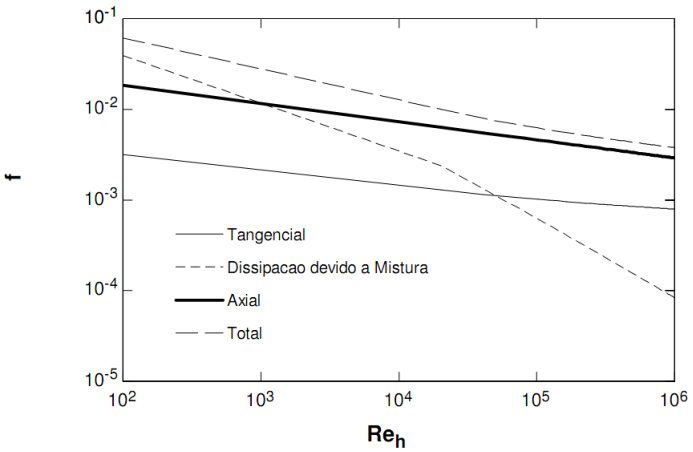


Figura 3.13 – Parcelas do fator de atrito do modelo de Smithberg e Landis (1964), para d=15,875 mm, y=3 e δ=1 mm.

Vale ressaltar que as tendências observadas para o fator de atrito e suas parcelas podem diferir para outras razões de retorcimento.

Uma alternativa a Eq. (3.55), através de uma forma explícita deste método, foi apresentada pelos autores, sendo dada por:

$$f = \left[0{,}046 + 2{,}1(2y - 0{,}5)^{-1{,}2}\right]\mathrm{Re}_h^{-n} \qquad (3.57)$$

$$n = 0{,}2\left[1 + 1{,}7(2y)^{-1/2}\right] \qquad (3.58)$$

Vale destacar que no modelo proposto, tanto a formulação original quanto a forma alternativa, obedece aos limites de razão de retorcimento, considerando que quando $y \to 0$ o

fator de atrito tende a ∞, e quando $y \to \infty$ o fator de atrito tende ao fator de atrito para tubo sem inserto, com o diâmetro hidráulico do tubo com fita plana.

Lopina e Bergles (1969)

Lopina e Bergles (1969), baseados em seus dados experimentais descritos na Tab. 3.3, ajustaram a seguinte correlação para a perda de pressão durante escoamento monofásico de água no interior de tubos contendo fitas retorcidas, válida para escoamento com e sem troca de calor dada por:

$$\frac{f_{FR}}{f_{TL}} = \frac{2{,}75}{y^{0{,}406}} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_P} \right)^{0{,}35(d_h/d)} \qquad (3.59)$$

Nesta equação f_{FR} e f_{TL} correspondem respectivamente aos fatores de atrito do tipo Fanning para o tubo com e sem fita retorcida, respectivamente. O fator de atrito para o tubo sem fita retorcida é dado pela seguinte equação:

$$f_{TL} = \frac{0{,}046}{\mathrm{Re}_h^{0{,}2}} \qquad (3.60)$$

com o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da tubulação.

Em trabalho apresentado em 1936, Sieder e Tater *apud* Lienhard (2008), propõem a correção do número de Nusselt para troca de calor por convecção durante escoamento interno em condições nas quais a diferença entre as viscosidades do fluido próximo a parede e no seio do escoamento é significativa, através da razão entre as viscosidades, μ_∞/μ_P com um expoente igual a 0,35. Tal relação com base na analogia de Chilton-Colburn, pode ser estendida a correção do fator de atrito. No entanto, Lopina e Bergles (1969) verificaram que a diferença entre o fator de atrito para experimentos com e sem adição de calor é inferior para o caso de tubo com fita se comparado com tubo sem inserto. Desta forma eles introduziram para a correção do fator de atrito o diâmetro hidráulico.

Com isso os autores apresentaram a correção para o fator de atrito, dado pela razão entre as viscosidades elevada ao expoente corrigido em função do diâmetro hidráulico, dado pela Eq. (3.32).

É interessante destacar que em caso de aquecimento a densidade do fluido na região periférica é inferior do que na região central, com isso a aceleração centrípeta causada pela

fita favorece a mistura do fluido nas duas regiões, intensificando o coeficiente de transferência de calor e consequentemente causando incremento na perda de pressão. Comportamento contrário deve ser observado para condição de resfriamento do fluido, reduzindo o coeficiente de transferência de calor e consequentemente a perda de pressão. Tanto o mecanismo de incremento como de redução da perda de pressão causado pela diferença das temperaturas são contemplados pela correção proposta originalmente por Sieder e Tater em 1936, e posteriormente ajustada por Lopina e Bergles (1969).

Vale destacar que a relação proposta não contempla o limite para a condição de fita com razão de retorcimento tendendo ao infinito, correspondente a fita plana, para a qual o fator de atrito tende a zero.

Manglik e Bergles (1993 a, b)

A partir de dados experimentais, Manglik e Bergles (1993 a, b) observaram para o escoamento monofásico no interior de tubos com fitas retorcidas, a transição entre laminar e turbulento, caracterizada pelo número de rotação (*swirl number*), definido como:

$$Sw = \frac{\mathrm{Re}_{Vr}}{\sqrt{y}} \qquad (3.61)$$

Os autores consideraram o número de Reynolds baseado no diâmetro interno e na velocidade V_{Vr}, correspondente a soma das componentes axial e tangencial da velocidade, dada pela seguinte equação.

$$V_{Vr} = \frac{\dot{m}}{\rho(\pi d^2/4 - \delta d)}\left[1 + \left(\frac{\pi}{2y}\right)^2\right]^{1/2} \qquad (3.62)$$

onde δ é a espessura da fita.

Os regimes laminar e turbulento foram caracterizados a partir de resultados experimentais, mais especificamente a partir do produto entre o fator de atrito e o número de Reynolds, que para o regime laminar é praticamente constante para valores de número de rotação (*swirl number*) inferiores a 1400. Já para o regime turbulento, o produto assume comportamento exponencial no caso de valores de número de rotação superiores a 3000.

Para o desenvolvimento da correlação, os autores consideraram os mecanismos envolvidos no incremento da perda de pressão, sendo eles a redução da área da seção transversal e consequentemente do diâmetro hidráulico, o incremento do caminho total, e efeitos devido a escoamentos secundários induzidos pela fita.

Para escoamento laminar, o fator de atrito é estimado como função de parâmetros geométricos da seção, do número de Reynolds, Re_{Vr}, e do número de rotação, sendo dado pela seguinte equação.

$$f_{Vr,l} = \frac{15{,}767}{\mathrm{Re}_{Vr}} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta / d}{\pi - 4\delta / d} \right)^2 (1 + 10^{-6} Sw^{2,55})^{1/6} \left(1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2 \right) \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta / d} \right) \qquad (3.63)$$

Durante o escoamento turbulento, correspondente a Sw>3000, o número de rotação apresentou um efeito desprezível no fator de atrito, e a seguinte correlação foi proposta por Manglik e Bergles (1993a):

$$f_{Vr,t} = \frac{0{,}0791}{\mathrm{Re}^{0,25}} \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta / d} \right)^{1,75} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta / d}{\pi - 4\delta / d} \right)^2 \left(1 + \frac{2{,}752}{y^{1,29}} \right) \qquad (3.64)$$

com o número de Reynolds calculado considerando o tubo sem inserto.

Na região de transição entre regime laminar e turbulento a variação do fator de atrito foi contínua com o incremento do número de Reynolds, razão pela qual os autores adotaram a seguinte relação para o cálculo do fator de atrito:

$$f_{Vr} = (f_{Vr,l}^{10} + f_{Vr,t}^{10})^{0,1} \qquad (3.65)$$

A correlação proposta pelos autores para a estimativa da perda de pressão foi comparada com resultados experimentais de perda de pressão para escoamento de solução de etileno-glicol em água, descritos na Tab. 3.3, e resultados experimentais para escoamento laminar de etileno-glicol e polibuteno levantados por Marner *et al.* (1983), para fita com razão de retorcimento igual a 5,39, apresentando quase que a totalidade das estimativas com erro inferior a 10%.

A correlação proposta contempla as condições limites de retorcimento, isto é, quando y tende a zero e a infinito, f_{Vr} tente a ∞ e ao escoamento em um tubo com seção semicircular.

Comparação entre os métodos de previsão de perda de pressão durante escoamento monofásico em tubos com fitas retorcidas

As Figs. 3.14 e 3.15 apresentam os gradientes de pressão estimados segundo os métodos descritos no presente item, durante escoamento de R134a e água, respectivamente, para razão de retorcimento igual a 3.

De maneira geral, o método proposto por Manglik e Bergles (1993 a, b) apresenta estimativas superiores para os gradientes de perda de pressão se comparado com os métodos propostos por Lopina e Bergles (1969) e Smithberg e Landis (1964).

O banco de dados utilizado para o desenvolvimento do método proposto por Manglik e Bergles (1993 a, b) compreende dados de perda de pressão para valores de número de Reynolds reduzidos, entre 300 e 30000, o que permite especular como sendo a razão para a superestimativa da perda de pressão em condições de Reynolds superiores.

As metodologias propostas por Smithberg e Landis (1964) e Lopina e Bergles (1969) foram desenvolvidas baseadas em banco de dados experimentais para condições de escoamento com número de Reynolds superiores a 2000 e 80000, respectivamente, que justifica o fato de as estimativas segundo estes métodos serem inferiores a estimativa segundo Manglik e Bergles (1993 a, b), pois geralmente métodos semiempíricos e correlações refletem adequadamente os dados com base nos quais foram propostos.

Adicionalmente, vale destacar que perda de pressão estimada segundo a correlação proposta por Lopina e Bergles (1969) prevê comportamento similar a estimativa segundo método baseado em abordagem mecanicista apresentado por Smithberg e Landis (1964). No entanto, apesar da complexidade empregada no desenvolvimento do modelo, o método proposto por Smithberg e Landis (1964) destaca-se por avaliar separadamente as contribuições dos mecanismos envolvidos na perda de pressão.

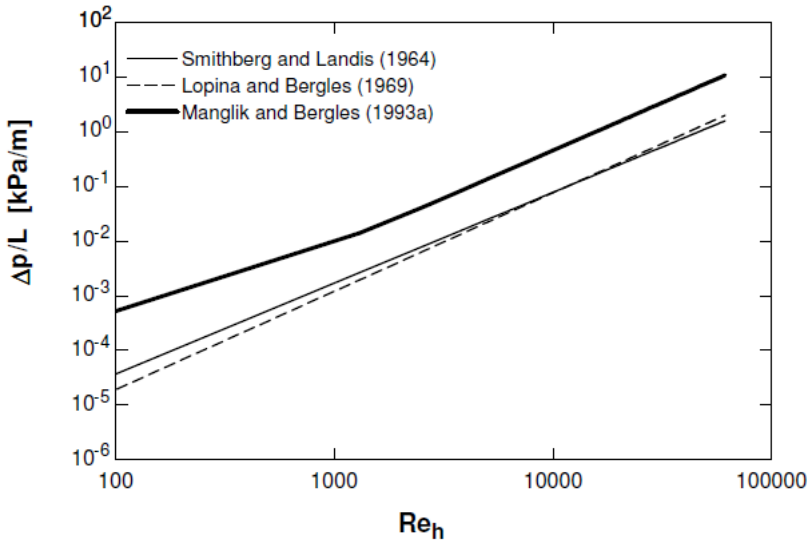


Figura 3.14 – Gradientes de perda de pressão estimados, para R134a, T=5°C, T_{sub}=13,8°C, d=15,875mm, y=3.

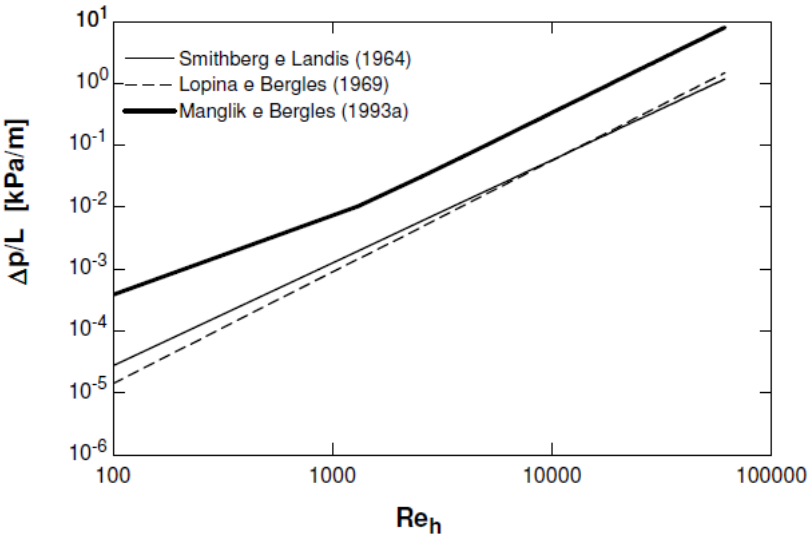


Figura 3.15 – Gradientes de perda de pressão estimados, para água, *T*=150°C, T_{sub}=13,54°C, *p*=676 kPa, *d*=15,875mm, *y*=3.

3.2.2 Escoamentos bifásicos

Segundo Shatto e Peterson (1996), em sua extensa revisão bibliográfica sobre escoamentos em tubos contendo fitas retorcidas, a utilização de dispositivos para geração de escoamentos helicoidais para condições bifásicas horizontais é positiva, principalmente, para velocidades mássicas reduzidas, condição para a qual ocorre escoamento estratificado. A vantagem surge do fato da fita retorcida favorecer a transição para escoamento anular em velocidades mássicas inferiores, tornando efetiva a transferência de calor através de toda a

superfície interna do tubo. Segundo Bergles *et al.* (1971), tal técnica também é vantajosa para escoamentos em névoa, pois proporciona a aceleração radial das gotículas de líquido, molhando a parede do tubo e, consequentemente, elevando o coeficiente de troca de calor. Desta forma, Jensen (1985) sugere a utilização de segmentos de fita retorcida apenas na região de secagem de parede, que corresponde a títulos de vapor elevados.

Entretanto, vale ressaltar que a indução do contato com a parede proporcionada pela fita retorcida, causa incremento na perda de pressão por atrito devido à maior área de contato entre o líquido e o tubo, de forma análoga ao verificado durante escoamento com padrão anular. Segundo Shatto e Peterson (1996) e conforme anteriormente mencionado, para escoamentos com aquecimento do fluido de trabalho, a aceleração centrípeta faz com que o fluido frio com maior densidade e próximo ao centro da seção, desloque-se para a periferia, movimentando na direção do centro do tubo o fluido aquecido com densidade inferior. Em escoamentos bifásicos tais efeitos são intensificados, pois as diferenças entre as densidades das fases vapor e líquido são superiores àquelas relacionadas a gradientes de temperatura. Segundo Thome e Ribatski (2005), tal efeito, somado ao incremento da velocidade do fluido junto à superfície, favorece o desprendimento de bolhas, intensificando a transferência de calor durante a ebulição convectiva, ainda que dominados por efeitos de ebulição convectiva.

A Tab. 3.4 apresenta condições experimentais de uma série estudos com escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas.

Manglik e Bergles (1993a) apresentam esquematicamente os escoamentos secundários para escoamento monofásico, baseados no trabalho de Smithberg e Landis (1964) e ilustrado na Fig. 3.12, caracterizando três situações parametrizadas pelo número de Reynolds. Apesar de o comportamento apresentado por Manglik e Bergles ter sido verificado apenas para escoamentos monofásicos, Shatto e Peterson (1996) afirmam que fenômenos semelhantes são observados durante escoamentos bifásicos.

Reid *et al.* (1991) comparam o desempenho entre tubos microaletados e fitas retorcidas, concluindo um desempenho superior em termos de troca de calor para o primeiro.

Tabela 3.4 – Estudos de escoamento bifásico em tubos com fitas retorcidas

Autores	Orientação/Fluido	*d*/*L* [mm]	*y*	*G* [kg/m²s]	*x*	T_{sat} [°C]	Condição de operação
Bergles *et al.* (1971)	Vertical/Nitrogênio	10,16/2438	4,1 e 8,5	27,1 ~ 135	0 ~ 1	-193 ~ -192	Diabático
Agrawal *et al.* (1982)	Horizontal/R12	10,00/2100	3,76; 5,58; 7,37 e 10,15	198 ~ 388	0,2 ~ 0,9	~	Diabático
Agrawal e Varma (1991)	Horizontal/R12	10/2310	3,76; 5,58; 7,37 e 10,15	194 ~ 388	0,3 ~ 0,75	-22 ~ -17,5	Diabático
Jensen *et al.* (1985)	Vertical/R113	8,10/1200	3,94; 8,94 e 13;92	120 ~ 1600	0 ~ 0,78	81,4 ~ 129	Diabático e adiabático
Reid *et al.* (1991)	Horizontal/R113	10,92/3660	11,6	110 ~ 389	0 ~ 0,70	88,3 ~ 89,4	Diabático/Comparação com outras técnicas de intensificação
Akhavan-Behabadi *et al.* (2009 a, b)	Horizontal/R134a	7,50/1260	6; 9; 12 e 15	54 ~ 136	0,2 ~ 1,0	-3 ~ -19	Diabático

A maioria das correlações para a perda de pressão por atrito para escoamento em tubos com fitas retorcidas aplicam um multiplicador à perda de pressão para o escoamento bifásico em tubo sem fita, de forma análoga ao método apresentado por Lopina e Bergles (1969), e descrito no item 3.1.1. Jensen *et al.* (1985) e Agrawal *et al.* (1982) propuseram multiplicadores para a perda de pressão em tubo sem inserto estimados através dos métodos de Reddy *apud* Jensen (1985), e Lockhart e Martinelli (1949), respectivamente. Akhavan-Behabadi *et al.* (2009) concluíram que o método de perda de pressão por atrito para escoamento bifásico mais apropriado para utilização do multiplicador bifásico por eles proposto, é o método de Friedel (1979).

Nos itens seguintes serão descritos métodos para estimativa da perda de pressão durante escoamentos bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas.

Método de Jensen et al. (1985)

Baseados no banco de dados apresentado na Tab. 3.4, Jensen *et al.* (1985) propuseram um método para o cálculo da perda de pressão em tubos contendo fitas retorcidas considerando um fator de atrito bifásico de forma análoga ao método proposto por Lopina e Bergles (1969), para escoamento monofásico, descrito no item 3.1.1.

O método proposto por Jensen *et al.* (1985) é dado pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \left(\frac{f_{FR}}{f_{2\phi,TL}}\right)_h &= \frac{2{,}75}{y^{0{,}406}} \qquad para \quad y \le 11{,}5 \\ \left(\frac{f_{FR}}{f_{2\phi,TL}}\right)_h &= \frac{(4y^2+\pi^2)^{3/2}}{8y^3} \qquad para \quad y > 11{,}5 \end{aligned} \tag{3.66}$$

Para razões de retorcimento superiores a 11,5, o fator multiplicador para o fator de atrito em tubo sem fita é similar ao proposto por Gambill (1960) *apud* Jensen *et al.* (1985).O subíndice h indica a estimativa do fator de atrito com base no diâmetro hidráulico, Eq. (3.56). O fator de atrito para o tubo sem inserto é estimado considerando a correlação de Reddy *et al.* (1983) *apud* Jensen *et al.* (1985) adaptada pelos autores e dada por:

$$f_{2\phi} = f_{L0}\phi_{L0}^2 \tag{3.67}$$

onde f_{L0} é o fator de atrito para escoamento da mistura como líquido, dado segundo correlação de Blasius, Eq. (3.7). O fator multiplicador bifásico é dado por:

$$\phi_{L0}^2 = 1 + x\left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1\right)C \qquad (3.68)$$

onde

$$C = \begin{cases} 1{,}17x^{-0{,}175}G^{-0{,}45} & para \quad p_r > 0{,}187 \\ 0{,}61(1+10p_r)x^{-1{,}2}G^{-1{,}74} & para \quad p_r \leq 0{,}187 \end{cases} \qquad (3.69)$$

Durante o presente estudo, não foi possível ter acesso ao trabalho original de Reddy (1983). Então, vale ressaltar que a descrição de Jensen *et al.* (1985) desta correlação é inconsistente, pois, segundo as equações apresentadas, o multiplicador bifásico decresce com o incremento da velocidade mássica e, para pressões reduzidas inferiores a 0,187, este multiplicador também decresce com o incremento do título de vapor, comportamentos não verificados experimentalmente.

Com isso, para a comparação entre as estimativas e os resultados experimentais obtidos para perda de pressão durante escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas, apresentada no item 6.2.2.3, será considerada a metodologia de Jensen *et al.* (1985) com a perda de pressão dada segundo método proposto por Grönnerud (1979), descrito no item 3.1.2, adotando-se diâmetro hidráulico. O método proposto por Grönnerud (1979) foi escolhido devido ao fato de apresentar segundo o presente estudo melhores estimativas de perda de pressão para os resultados experimentais obtidos durante escoamento no interior de tubos lisos sem fitas.

Vale ressaltar que o método de Jensen *et al.* (1985) obedece aos casos limites de razão de retorcimento, isto é para $y \rightarrow 0$ o fator de atrito tende a ∞, e para $y \rightarrow \infty$ o fator de atrito tende ao do tubo sem inserto, considerando o diâmetro hidráulico para condição com fita.

Método de Agrawal et al. (1982)

Estes autores propuseram um método para estimativa da perda de pressão para escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas, utilizando abordagem similar a Lopina e Bergles (1969), com da perda de pressão dada pela seguinte equação:

$$\frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{2\phi,TL}} = \frac{5{,}12}{y^{0{,}509}} \qquad (3.70)$$

onde o subíndices *FR* e $2\phi,TL$ indicam respectivamente escoamento em tubos com e sem fitas retorcidas. Neste método a perda de pressão durante escoamento em tubo sem fita retorcida é calculada através de Lockhart e Martinelli (1949), descrita na seção 3.1.1, considerando o diâmetro interno do tubo.

A constante e o expoente da equação acima foram ajustados com base em 150 dados experimentais de perda de pressão levantados por estes autores, cujas condições experimentais encontram-se descritas na Tab. 3.4.

O método proposto por estes autores contempla apenas a condição limite com $y \rightarrow 0$ com a perda de pressão tendendo a ∞, no caso de $y \rightarrow \infty$ a Eq. (3.70) indica uma perda de pressão nula quando deveria tender a perda de pressão para tubo de seção semicircular.

Método de Akhavan-Behabadi et al. (2009a)

Akhavan-Behabadi *et al.* (2009a) adotaram procedimento similar a Agrawal *et al.* (1982) propondo a seguinte correlação para o cálculo da perda de pressão:

$$\frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{2\phi,TL}} = \frac{5{,}1}{y^{0{,}28}} \qquad (3.71)$$

A constante e o expoente da equação acima foram ajustados com base nos resultados para o R134a, descritos na Tab. 3.4. A correlação proposta por Friedel (1979) considerando o diâmetro interno da tubulação foi utilizada para o cálculo da perda de pressão para tubo sem fita.

O método de Akhavan-Behabadi *et al.* (2009a), de forma análoga ao método de Agrawal e Varma (1983), não contempla corretamente o limite quando a razão de retorcimento tende a infinito, pois segundo a Eq. (3.71) a perda de pressão tende a zero.

Comparação entre os métodos de previsão da perda de pressão durante escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas

Neste item são comparados os métodos de previsão de perda de pressão durante escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas.

Não foi verificado método generalizado para a estimativa da perda de pressão por atrito, para escoamento em tubos com fitas retorcidas monofásico e bifásico. Além disso, constatou-se que algumas correlações não obedecem a estimativa da perda de pressão para razões de retorcimento tendendo a infinito, correspondente a fita plana.

As Figs. 3.16 a 3.19 apresentam os gradientes de perda de pressão estimados segundo os métodos descritos na presente seção para escoamento de R134a e água, em tubo com diâmetro interno de 15,875 mm, com velocidades mássicas de 75 e 150 kg/m²s, e razões de retorcimento de 3 e 9.

Vale lembrar que os gradientes de pressão segundo o método de Jensen *et al.* (1985) foram estimados considerando o gradiente de pressão bifásico em tubo sem inserto dado por Grönnerud (1979).

De maneira geral, os gradientes de pressão são superiores para razões de retorcimento reduzidas e para velocidades mássicas superiores. Adicionalmente, segundo as estimativas, o título de vapor correspondente a máxima queda de pressão não depende da razão de retorcimento, e conforme apresentado no item 6.2.2, este fato é inconsistente, pois o título de vapor correspondente a máxima perda de pressão decresce com a redução da razão de retorcimento.

Nenhuma dos métodos descritos considera o título de vapor na estimativa do incremento da perda de pressão, fator este com efeito significativo, conforme apresentado no Capítulo 6 na descrição dos resultados experimentais levantados no presente estudo.

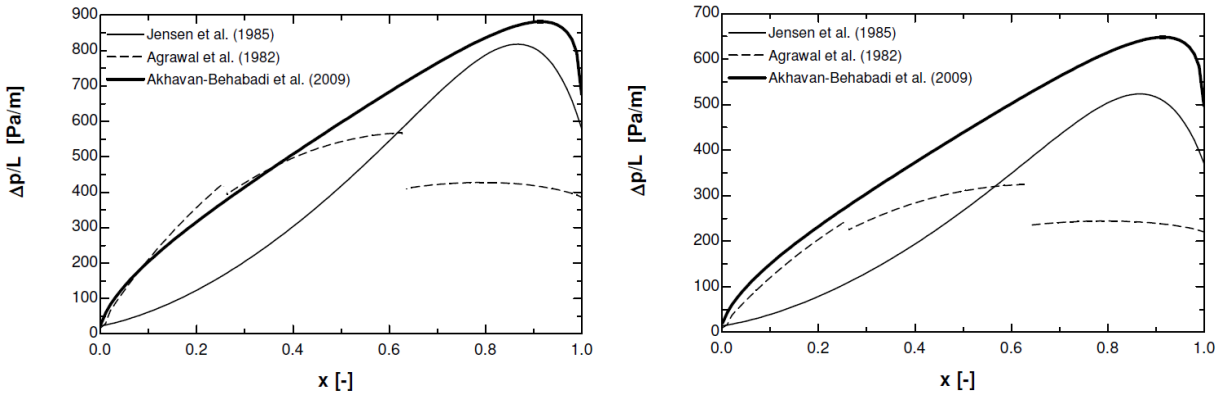
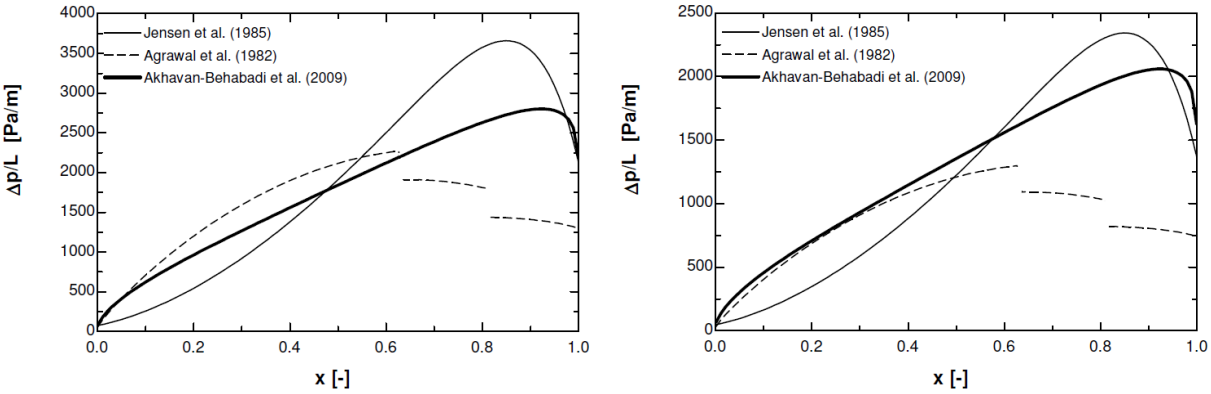
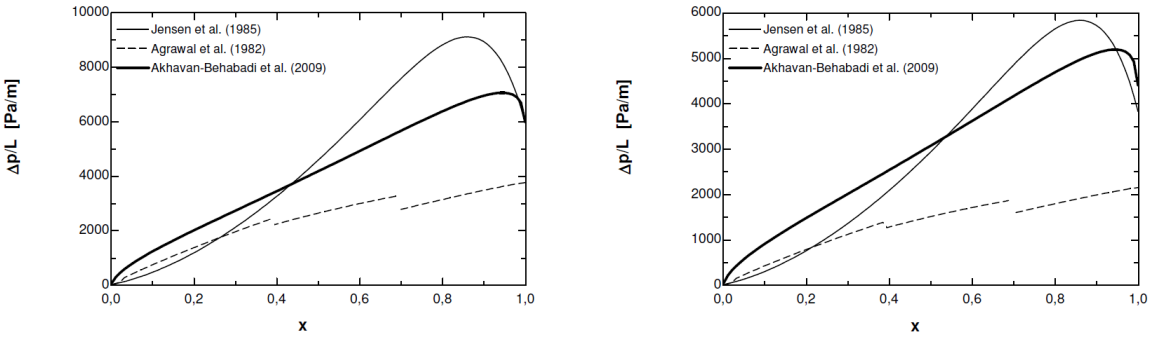


Figura 3.16 – Gradientes de pressão durante escoamento de R134a, para d=15,9mm, T_{sat}=15°C, G=75 kg/m²s.



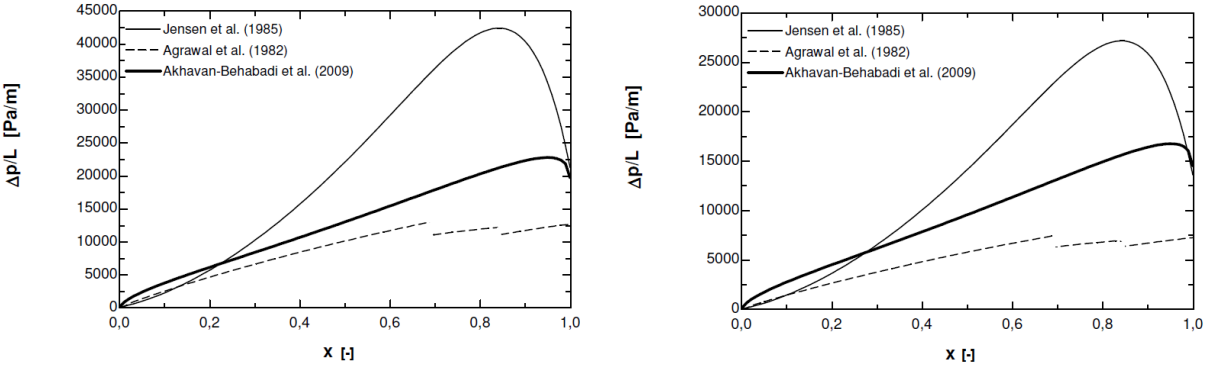
y=3 *y*=9

Figura 3.17 – Gradientes de pressão durante escoamento de R134a, para d=15,9mm, T_{sat}=15°C, G=150 kg/m²s.



y=3 *y*=9

Figura 3.18 – Gradientes de pressão durante escoamento de água, para d=15,9mm, T_{sat}=150°C, G=75 kg/m²s.



y=3 *y*=9

Figura 3.19 - Gradientes de pressão durante escoamento de água, para d=15,9mm, T_{sat}=150°C, G=150 kg/m²s.

As estimativas segundo método apresentado por Agrawal *et al.* (1982) apresentam descontinuidades no gradiente de perda de pressão. Isto decorre da consideração do método de Lockhart e Martinelli (1949) para a perda de pressão em tubo sem fita.

Segundo estimativas para perda de pressão durante o escoamento do refrigerante R134a, para velocidades mássicas reduzidas o método de Akhavan-Behabadi *et al.* (2009a) apresenta valores superiores aos demais métodos analisados, sendo que para velocidades mássicas elevadas o método de Jensen *et al.* (1985) apresenta as maiores estimativas. Para estimativa da perda de pressão durante escoamento de água o método de Jensen *et al.* (1985) apresenta as maiores estimativas, se comparado com os demais métodos.

4 APARATO, PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E DE REDUÇÃO DOS DADOS

Neste capítulo encontra-se a descrição do aparato experimental localizado no Departamento de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP). Esta bancada já foi utilizada em trabalhos anteriores, entre eles Barbieri (2005) e Bandarra Filho (2002), entretanto alterações substanciais foram implementadas para a execução do presente estudo.

O aparato experimental é composto basicamente de três circuitos:

- Principal ou de ensaio;
- Condicionamento da solução anti congelante;
- Resfriamento de água através de uma torre de resfriamento;

As subseções seguintes apresentam uma descrição detalhada destes circuitos e seus componentes.

4.1 Circuito principal

O circuito principal, ou de ensaios, é aquele no qual circula o fluido de testes. A Fig. 4.1 apresenta um esquema simplificado do circuito principal da bancada experimental.

No circuito principal, o fluido refrigerante (ou de testes) é deslocado por uma bomba de engrenagens, passando pelo sub-resfriador, pré-aquecedor, seção de estabilização, seção de testes, e condensador, posteriormente retornando para a bomba de engrenagens.

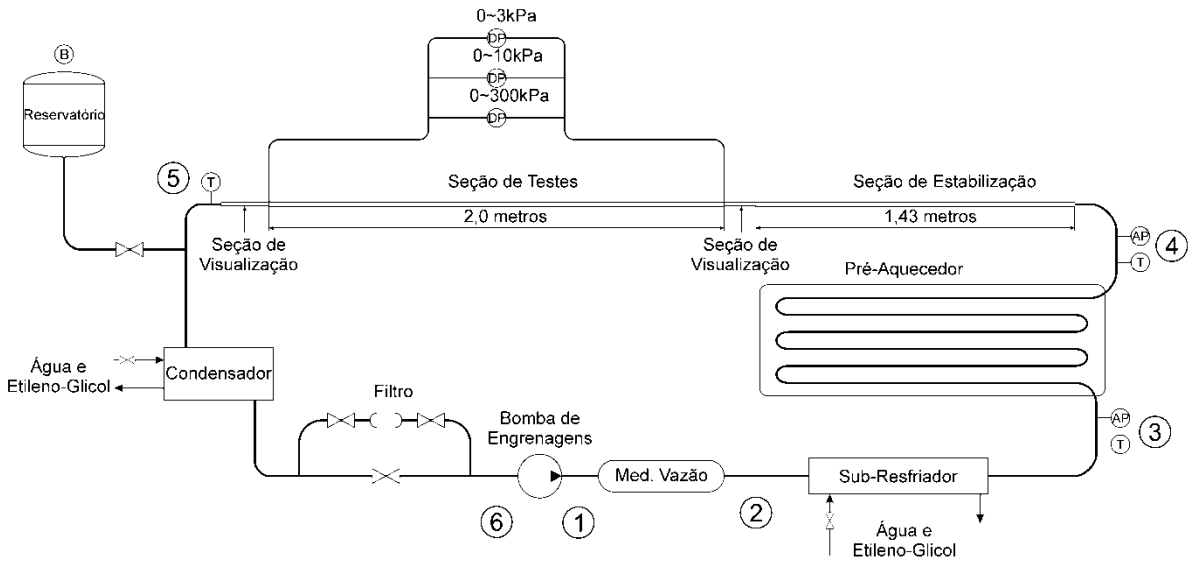


Figura 4.1 – Esquema do circuito principal da bancada experimental.

A Fig. 4.2 apresenta esquematicamente o ciclo termodinâmico do fluido refrigerante ao longo da seção de testes. Nele podem ser descritos os seguintes processos no sistema:

- 6 a 1: Bombeamento do fluido de testes pela bomba de engrenagens, com aumento de pressão e incremento reduzido da entalpia;
- 1 a 2: Determinação da vazão mássica através do medidor de vazão do tipo Coriolis, com queda da pressão devido a perdas localizadas do medidor;
- 2 a 3: Sub-resfriamento do fluido de trabalho no sub-resfriador, implicando em redução da entalpia, sem alteração significativa da pressão devido ao fato de a tubulação ser de mesmo diâmetro interno não apresentando perdas de pressão localizadas;
- 3 a 4: Aumento da entalpia do fluido no pré-aquecedor, com queda de pressão e incremento do título de vapor. O título de vapor na saída do pré-aquecedor é ajustado através da potência elétrica adicionada ao sistema;
- 4 a 5: Aumento da entalpia do fluido na seção de testes acompanhada de queda de pressão. O aumento da entalpia se deve ao aquecimento através de resistências elétricas e troca de calor com o ambiente, e perda de pressão na seção de testes é inferior a do pré-aquecedor devido ao diâmetro superior, e comprimento inferior;
- 5 a 6: Expansão do fluido na entrada do condensador do tipo carcaça-tubo, implicando em queda de pressão sem alteração significativa da entalpia, e condensação com consequente redução da entalpia e de pressão;

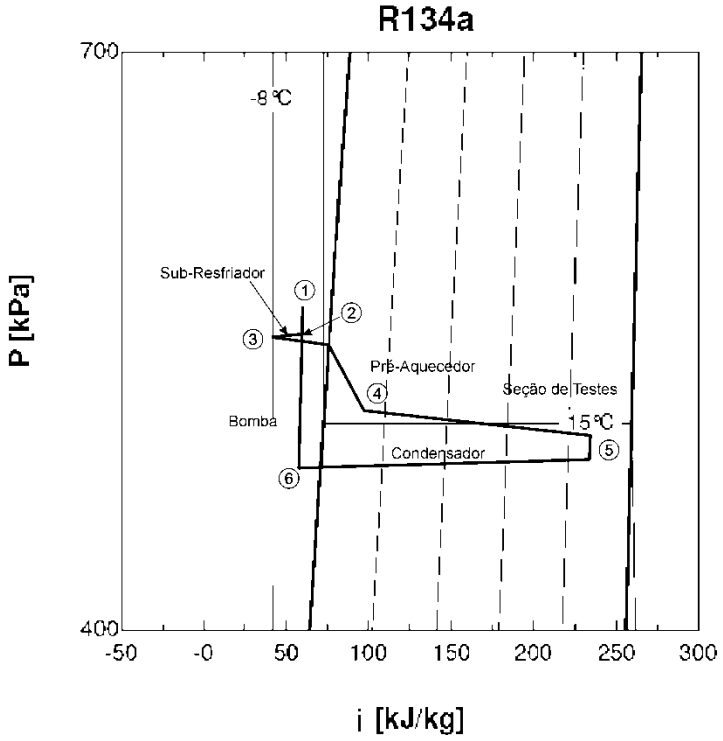


Figura 4.2 – Ciclo termodinâmico do fluido refrigerante ao longo do circuito principal da bancada.

Além dos componentes principais mencionados acima, o circuito conta com componentes auxiliares, como visor de líquido, filtro, registros, conexões, tubulações e isolamentos. O visor de líquido tem como finalidade a verificação na entrada da bomba de engrenagens se o fluido se encontra no estado líquido, além de permitir verificar possível umidade no sistema. O filtro é instalado em um desvio (*by-pass*) a montante da bomba e tem como finalidade retirar possíveis particulados sólidos.

Toda a tubulação do circuito, exceto as seções de visualização, testes e acalmamento, são compostas de tubos em cobre com ½” de diâmetro nominal isolado com espuma elastomérica de 19 mm de espessura.

4.1.1 Seção de testes

A seção de testes compreende a seção de acalmamento, as seções de visualização, e de testes propriamente dito.

As seções de testes e acalmamento correspondem a tubos horizontais de cobre com diâmetro interno nominal de 5/8” (15,9 mm), parede com espessura de 1/8” (3,2 mm), e comprimento de 2,0 e 1,4 metros, respectivamente.

Foram instalados termopares na entrada da seção de estabilização e a jusante da segunda seção de visualização, utilizando bulbo de cobre de 3,0 mm de diâmetro externo, para estimativa das propriedades termodinâmicas do fluido próximo ao centro da tubulação, conforme apresentado esquematicamente na Fig. 4.3.

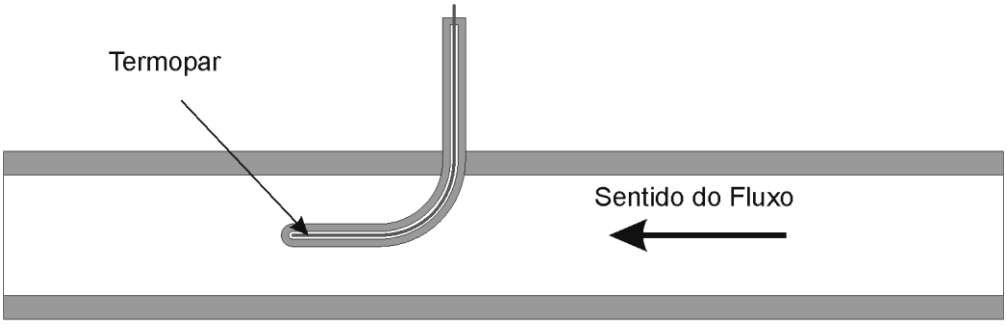


Figura 4.3 – Esquema de bulbo para medição de temperatura do fluido.

Transdutores de pressão absoluta, do modelo AKS-33 da Danfoss foram instalados, nas entradas das seções de estabilização de testes.

A elevada espessura do tubo (3,175 mm) foi especificada com o objetivo de permitir a usinagem de microcanais em sua parede de forma a instalar os termopares a 0,5 mm da superfície interna do tubo. A usinagem foi realizada utilizando fresadora de topo com o tubo fixado em barramento de torno universal. Os objetivos da utilização dos microcanais para a fixação dos termopares são a minimização da resistência térmica entre o sensor e a superfície do tubo, e reduzir efeitos de não uniformidade do fluxo de calor nas regiões de medida da temperatura. Os termopares foram fixados e os canais foram preenchidos utilizando cimento térmico de alta condutividade, de modo a reduzir a resistência térmica de contato.

No presente estudo os termopares da superfície de testes foram utilizados apenas para a determinação do coeficiente de troca de calor durante ensaios diabáticos monofásicos, e da troca de calor entre o fluido de trabalho na seção de testes e o ambiente. Entretanto vale ressaltar que a bancada encontra-se capacitada para o estudo do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva no interior de tubos com e sem dispositivos de intensificação.

Na seção de testes foi instalado um total de 16 termopares, igualmente distribuídos em quatro seções transversais. A primeira seção de medida encontra-se posicionada a 460 mm do início da seção de testes, e as seções seguintes distanciam-se de 460 mm, conforme ilustrado

na Fig. 4.4. Em cada seção os termopares foram distribuídos distanciados de 90°, conforme indicado na Fig. 4.5. A utilização de quatro termopares em cada seção tem como objetivo a estimativa do coeficiente de troca médio na seção, validar as medidas através da comparação entre os resultados fornecidos nas laterais e investigar diferenças locais no coeficiente de troca de calor ao longo do perímetro da seção de testes, relacionadas a efeitos de estratificação do escoamento.

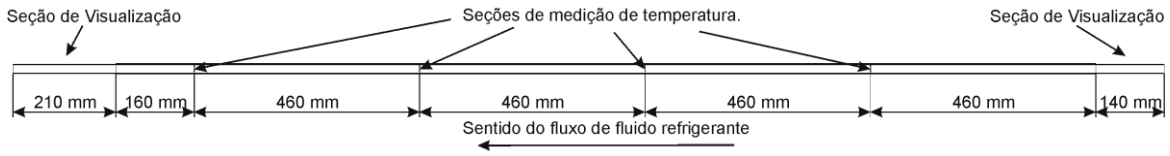


Figura 4.4 – Esquema da distribuição das seções de termopares na seção de testes.

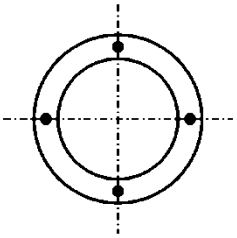


Figura 4.5 – Distribuição dos termopares para cada seção transversal de medida termopares.

No aquecimento da seção de testes foram utilizadas 5 resistências elétricas com potência nominal de 624 W cada uma, fabricadas pela Amptek, modelos AWH-052-080D - Duo-Tape, possuindo largura de 12 mm, e comprimento de 2400 mm. Estas resistências são alimentadas por um variador de tensão (VARIAC) com potência máxima de 3kW/220V.

A potência elétrica fornecida é determinada através de transdutores de potência ativa, modelo 2285A da Yokogawa. Este sistema de aquecimento permite obter fluxos de calor de até 30 kW/m².

Para reduzir as trocas de calor com o ambiente externo, a seção de testes é isolada termicamente com três camadas de fibra cerâmica com densidade de 64 kg/m³ e espessura nominal de 50 mm, recoberta com uma camada de espuma de borracha da marca Armaflex, com espessura de 25 mm.

Foram instaladas duas seções de visualização, uma a montante e outra a jusante da seção de testes, com comprimentos aproximados de 140 e 210 mm, respectivamente. As seções de visualização são de vidro boro silicato com diâmetro interno de 16,4 mm, e parede com espessura de 1,8 mm. A Fig. 4.5 apresenta a seção de visualização a jusante da seção de testes.

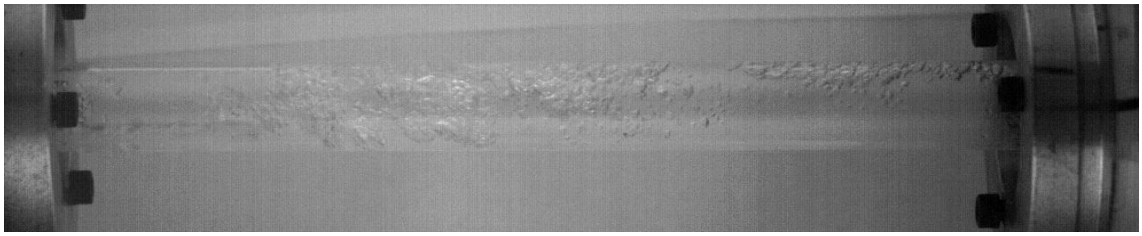


Figura 4.6 – Seção de visualização na saída da seção de testes.

A montante da primeira seção de visualização há uma região isotérmica de estabilização do escoamento, construída com a mesma tubulação da seção de testes e comprimento de 1400 mm, correspondente a aproximadamente 88 diâmetros. A seção de estabilização é isolada termicamente junto com o pré-aquecedor.

A jusante da segunda seção de visualização foi inserida uma junta de união, possibilitando a troca da fita a partir deste ponto.

A fita retorcida utilizada é em alumínio com espessura de 1,0 mm, e ajuste folgado com a tubulação de cobre, sendo que a fita é apoiada na extremidade em contato com a junta de união, não permitindo a movimentação da mesma. Adicionalmente devido ao processo de fabricação do tubo, o diâmetro interno não é uniforme, e a fita apresenta interferência em determinadas regiões do tubo.

Lopina e Bergles (1973) e Watanabe *et al.* (1983), utilizaram ajuste interferente entre a fita e o tubo, obtido por meio da deformação dos tubos, procedimento este inviável para o caso de utilização de tubos com paredes grossas. Além disso, seguindo este procedimento, a substituição de fitas em um único tubo não é possível e a mudança da razão de retorcimento exige a troca de ambos. E conforme apresentado, a utilização de parede espessa possibilita a redução da influência de não uniformidades no fluxo de calor na região de medição da temperatura. As características das fitas para cada razão de retorcimento são apresentadas na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Características das fitas retorcidas.

Razão de retorcimento	Largura [mm]	Folga nominal [mm]
3	15,2	0,675
4	15,4	0,475
9	15,1	0,775
14	15,3	0,575

No presente trabalho, foi adotado para a torção das fitas procedimento similar ao utilizado por Lopina e Bergles (1969). As fitas com comprimento de 2,0 metros foram fixadas em suas extremidades superiores em um suporte, e em suas extremidades inferiores foi fixado um peso aproximado de 30 kg, a partir do qual a fita em balanço era manualmente torcida.

Devido ao comprimento da chapa de alumínio ser de 2,0 metros, as fitas foram inicialmente torcidas e posteriormente soldadas, de modo que o comprimento total compreendesse as seções de visualização, de testes e estabilização.

A Fig. 4.7 apresenta segmentos das fitas utilizadas durante os experimentos correspondentes a razões de retorcimento de 3, 4, 9 e 14.

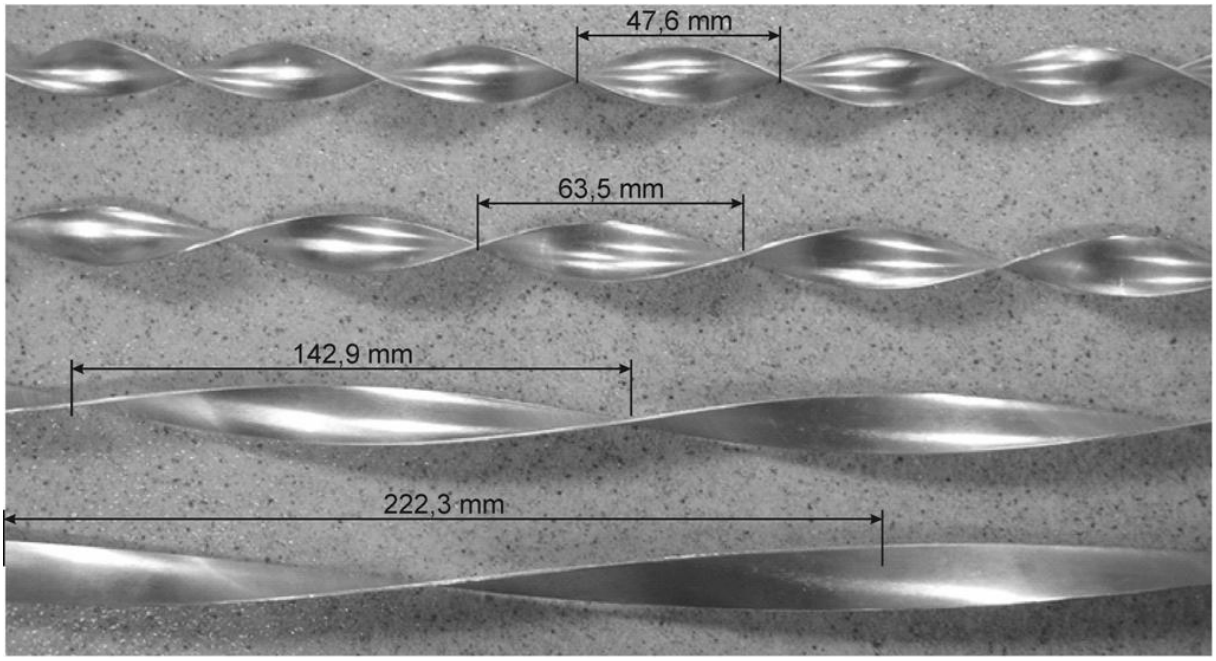


Figura 4.7 – Registro fotográfico das fitas retorcidas utilizadas nos experimentos, com razões de retorcimento de 3, 4, 9 e 14 de cima para baixo.

4.1.2 Subcircuito para medição da perda de pressão

Para determinar a perda de pressão ao longo da seção de testes foram utilizados três transdutores de pressão da Endress-Hauser, modelo PMD-75, com faixas de medição de 0 a 3 kPa, 0 a 10kPa, e 0 a 300 kPa, com precisão de 0,075% do fundo de escala. Suas especificações detalhadas encontram-se no apêndice A.6. Os transdutores foram instalados conforme indicado na Fig. 4.8, acima da seção de testes conectados em paralelo, com registros de esfera da Swagelok de ¼", possibilitando, através da manobra de válvulas, a medição tanto de valores reduzidos de perda de pressão, verificados para escoamentos monofásicos, quanto valores elevados, verificado em vazões altas e títulos de vapor próximos a unidade. A finalidade da utilização de mais de um transdutor diferencial de pressão se deve a precisão dos dispositivos, diretamente relacionadas com o fundo de escala do transdutor. A Fig. 4.9 ilustra a faixa de precisão na leitura da perda de pressão obtida através da utilização dos três transdutores diferenciais de pressão.

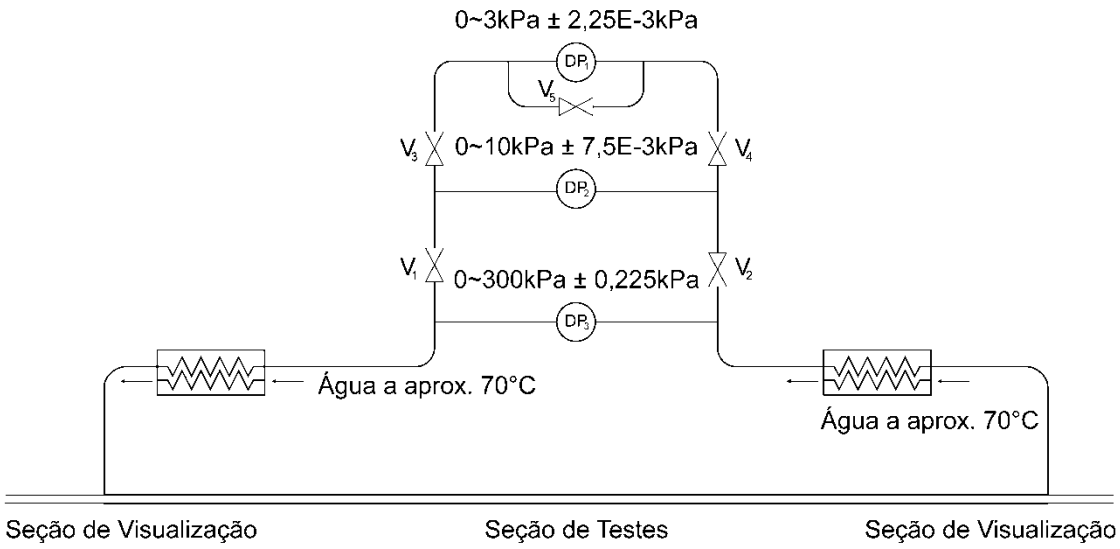


Figura 4.8 – Ilustração esquemática de montagem dos transdutores diferenciais de pressão.

Devido ao fato das temperaturas de saturação dos ensaios serem inferiores a temperatura ambiente, durante a realização dos experimentos em condições monofásicas, foi verificada a formação de bolhas nos capilares conectando a seção de testes aos transdutores de pressão. Este fato resultou até mesmo em leituras de perda de pressão negativas. Portanto, para a realização dos experimentos em condições monofásicas foi construído um pequeno trocador de calor, constituído de um tubo de cobre dobrado e fixado juntamente aos capilares,

imediatamente acima do ponto de tomada de pressão da seção de testes. Neste trocador circulou-se uma solução de etileno glicol e água a 70 °C, de modo a manter vapor nos capilares, já que a temperatura de saturação para os experimentos monofásicos adiabáticos era da ordem de 20 °C. A solução foi aquecida por um banho termostático com temperatura controlada da HAAKE, modelo C35.

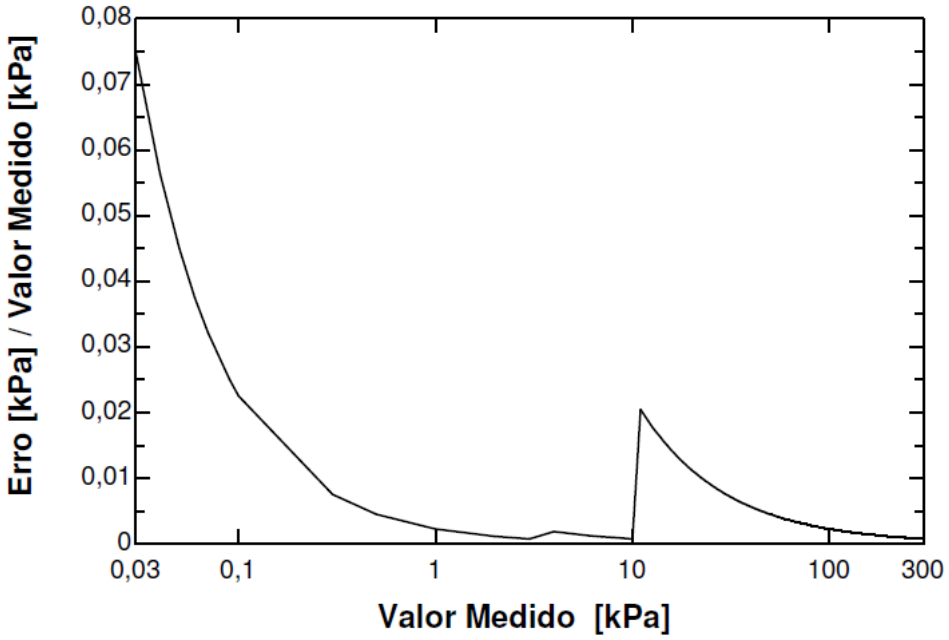


Figura 4.9 – Precisão na leitura perda de pressão com a utilização dos três transdutores diferenciais de pressão.

4.1.3 Pré-aquecedor

O pré-aquecedor tem como função principal o ajuste do título de entrada na seção de testes (seção de estabilização), ele consiste em uma serpentina em cobre com diâmetro interno de ½" (12,7 mm), e aproximadamente 15 metros de comprimento. Em sua superfície externa encontram-se instaladas 19 resistências elétricas tipo fita. O pré-aquecedor é isolado termicamente com camadas de fibra cerâmica e espuma elastomérica da Armaflex. A serpentina foi dividida em dois níveis, conforme apresentado esquematicamente na Fig. 4.10.

As resistências elétricas possuem especificações similares as da seção de testes, e são alimentadas por dois variadores de tensão (VARIAC) com potências nominais de 3 e 9 kW. As potências elétricas ativas fornecidas pelos VARIAC são determinadas através de transdutores de potência do modelo 2285A da Yokogawa.

A Fig. 4.11 apresenta uma fotografia do pré-aquecedor sem o isolamento de espuma elastomérica, ilustrando a parcela superior da serpentina e as resistências elétricas instaladas em sua superfície e parte do isolamento de fibra cerâmica.

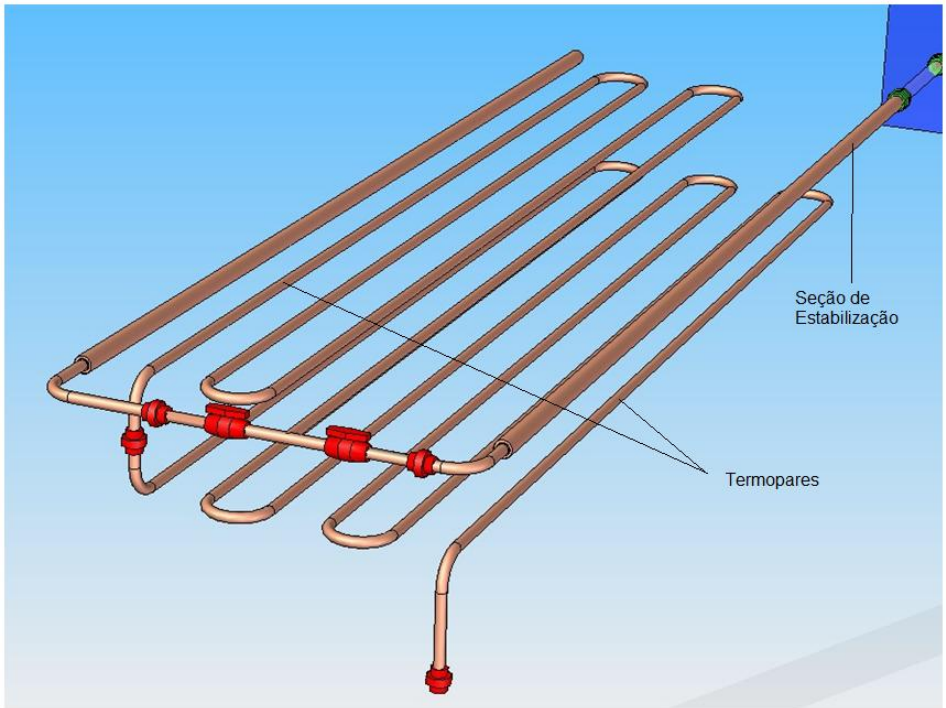


Figura 4.10 – Figura ilustrativa da tubulação do pré-aquecedor, dividida em duas camadas.

Figura 4.11 – Foto do pré-aquecedor.

Dois termopares foram instalados na superfície da tubulação do pré-aquecedor com o intuito de estimar e correlacionar a troca de calor com ambiente a partir deste componente.

4.1.4 Sub-resfriador

O sub-resfriador tem como função assegurar que o fluido na entrada do pré-aquecedor se encontre na fase líquida. Com isso seu estado termodinâmico neste ponto pode ser determinado através das leituras de pressão e temperatura.

Ele é instalado a montante do pré-aquecedor, e trata-se de um trocador de calor do tipo tubos concêntricos. O tubo interno tem dimensão nominal de ½” (12,7 mm), e o externo 1 ½”. No tubo interno circula o fluido refrigerante e na região anular circula a solução de água e etileno-glicol proveniente do Chiller, cuja vazão é controlada através de uma válvula do tipo esfera.

4.1.5 Condensador

Trata-se de um trocador de calor do tipo carcaça-tubo e tem como função condensar e resfriar o fluido de trabalho. Permite também o ajuste da temperatura de saturação mediante ajuste da pressão no sistema. Nele, o efeito de resfriamento é obtido através da solução de etileno glicol e água circulando no interior dos tubos. O controle da vazão da solução de água e etileno glicol é realizado manualmente através de uma válvula de agulha.

O condensador é isolado termicamente com espuma elastomérica do fabricante Armaflex e espessura de 25 mm. Ele encontra-se a jusante da seção de testes, após a conexão com o reservatório de fluido refrigerante.

4.1.6 Reservatório

O reservatório de refrigerante tem como objetivo principal facilitar o ajuste da quantidade de refrigerante no circuito. Consiste de uma garrafa de refrigerante comercial envolta por uma serpentina de cobre, por onde circula a solução de água e etileno glicol proveniente do *Chiller*.

O conjunto composto pela garrafa e serpentina, é isolado termicamente com uma camada de espuma elastomérica de 25 mm de espessura, e encontra-se suspenso por uma

balança dinamométrica, com fundo de escala de 90 kg para leitura da variação da quantidade de refrigerante no circuito principal.

A conexão com a linha principal de refrigerante é realizado através de tubulação de ½” de cobre contendo um registro de esfera. O controle da passagem da solução de resfriamento pela serpentina na qual está envolta a garrafa é feito através de uma válvula de esfera.

4.1.7 Bomba de engrenagens

Para a circulação do fluido de trabalho é utilizada uma bomba de engrenagens do modelo 223/56C do fabricante MICROPUMP, com deslocamento nominal de 3,48 ml por rotação, com engrenagens de material denominado comercialmente de Ryton. O acoplamento entre o eixo motor e as engrenagens é magnético. A microbomba é acionada por um motor trifásico com potência nominal de 373 W e rotação máxima de 1730 rpm, do fabricante WEG.

O controle da velocidade do motor é realizado através de variador de frequência da Danfoss modelo VLT-2800, utilizando comunicação com o sistema de aquisição de dados e controle, através de uma saída de 0 a 10 V, correspondentes a frequências de alimentação de 0 a 60 Hz.

4.1.8 Medidor de vazão

O sistema de medição de vazão mássica é composto por medidor de vazão do tipo Coriolis, com faixa de medição de 1 a 52000 kg/h, modelo FLOWMETER 2100, com analisador de sinal modelo MASSFLO – Type MASS 3000, ambos fabricados pela Danfoss.

O controle da vazão é realizado através da medição da vazão e controle da bomba através do inversor de frequência, com a lógica de controle implementada no programa principal do sistema de aquisição de dados e controle.

4.2 Circuito de solução anti-congelante

Para condensação e resfriamento do fluido de trabalho ao longo do circuito de testes é utilizada uma solução de 60% de etileno glicol em água, que apresenta uma temperatura de congelamento de -55 °C.

Esta solução é deslocada através de uma bomba centrífuga que circula a solução de etileno glicol em água a partir de um reservatório de 60 litros através dos componentes do circuito principal, isto é condensador, sub-resfriador e reservatório de fluido refrigerante.

O resfriamento da solução que retorna do circuito principal se dá no evaporador do resfriador de líquido (*Chiller*), após o qual a solução retorna ao reservatório. Foram instaladas resistências elétricas no interior do reservatório da solução de etileno glicol em água, totalizando uma potência elétrica de 12 kW. Elas são atuadas por um controlador com relé de estado sólido e sensor do tipo PT-100. A função das resistências é compensar a variação da carga térmica no circuito principal, possibilitando que o compressor do *Chiller* opere com capacidade aproximadamente constante, mantendo a temperatura da solução anti-congelante próxima a -25 °C. O condensador do circuito do *Chiller* rejeita calor para o ambiente através de uma torre de resfriamento evaporativo.

4.3 Sistema de controle e aquisição de dados

O sistema de aquisição foi instalado em um computador Pentium, com capacidade de processamento de 3.0 GHz, através da utilização de uma placa PCI.

O sistema de aquisição é da National Instruments, e apresenta as seguintes características:

- Chassis SCXI-1000 multiplexado;
- Terminais SCXI-1303, SCXI-1302 e SCXI-1112;
- Total de 40 canais de leitura para tensão, e dois canais de saída de tensão;

A Fig. 4.12 apresenta esquematicamente os componentes e os terminais do sistema de aquisição.

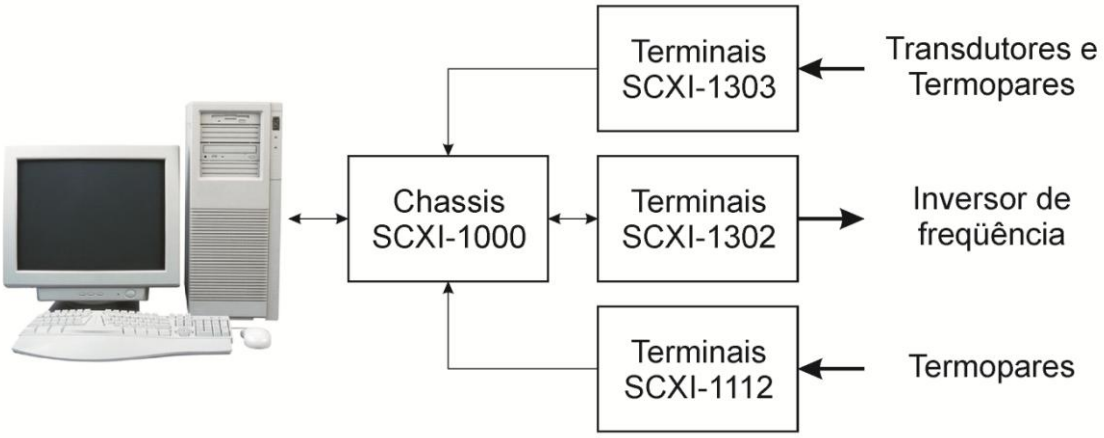


Figura 4.12 – Esquema de sistema de aquisição e terminais.

Um canal do sistema de aquisição foi utilizado para determinação da temperatura ambiente. Este parâmetro foi utilizado na estimativa da troca de calor da seção de testes e do pré-aquecedor para o ambiente.

Devido ao fato dos transdutores de potência ativa, pressão absoluta, pressão diferencial e medidor de vazão terem corrente elétrica como sinal de saída entre 4 e 20 mA, resistências elétricas de 250 ohms foram instaladas entre os terminais desses canais de forma a possibilitar leituras pelos canais de aquisição correspondentes entre 1 e 5 V. As resistências elétricas utilizadas são de precisão e apresentam variações desprezíveis em seus valores dentro das condições de temperatura operacionais.

Foi desenvolvido um programa para aquisição dos dados e controle do sistema em ambiente LabView versão 7.01 da National Instruments. Para imposição da vazão de fluido refrigerante, foi implementado no programa principal um controlador do tipo PI.

Curvas de calibração dos sensores e transdutores foram inseridas no programa. A Fig. 4.13 apresenta a interface do programa elaborado.

A gravação dos dados experimentais é realizada em formato ASCII com extensão lvm (*LabView Measurement File*).

Posteriormente a obtenção da condição de regime permanente, as leituras dos canais eram gravadas por no mínimo um minuto, com taxa de aquisição de 25 Hz, e o valor considerado como dado experimental corresponde à média dos valores adquiridos.

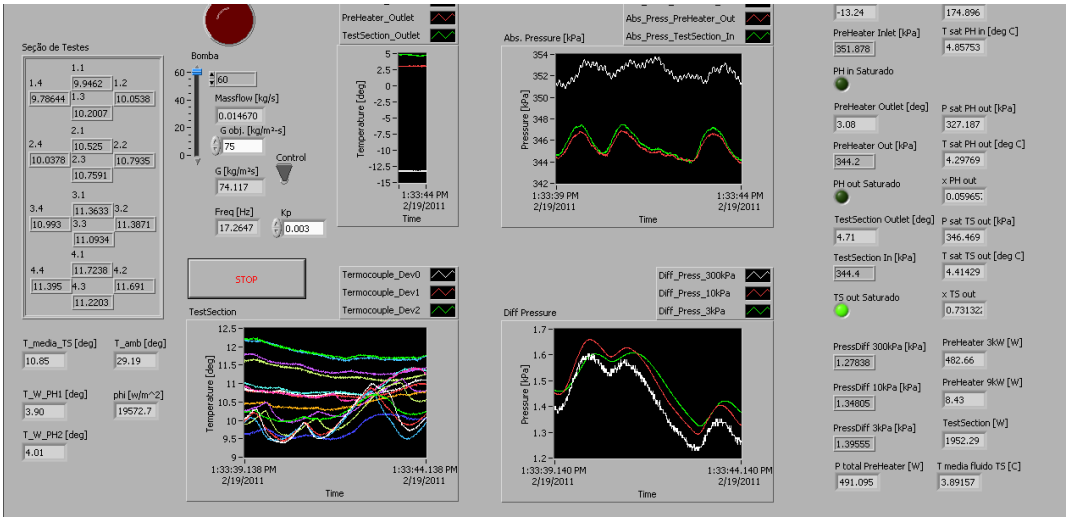


Figura 4.13 – Imagem do programa implementado para aquisição de dados.

4.4 Procedimento experimental

Durante a realização dos experimentos para escoamento monofásico, o registro do reservatório de fluido refrigerante era mantido aberto, de modo que a quantidade de refrigerante no circuito principal era superior ao utilizado durante experimentos para escoamentos bifásicos.

Os escoamentos monofásicos para avaliação da perda de pressão foram realizados em condições adiabáticas tanto no pré-aquecedor quanto na seção de testes. Inicialmente era acionado o sistema de aquisição de dados e observadas as temperaturas indicadas pelos termopares que deveriam indicar diferenças de temperatura inferiores a 0,3 °C. Também eram observados os valores indicados pelos transdutores de pressão absoluta, que deveriam indicar valores similares, assim como os transdutores diferenciais que para o fluido em repouso deveriam indicar um valor nulo. Após verificadas as medidas, o banho termostático era acionado e uma temperatura de 70 °C era imposta. O objetivo deste banho era circular solução de etileno glicol em água para evitar a formação de bolhas nos capilares dos transdutores de pressão diferencial, que afetam a leitura da perda de pressão. Finalmente era acionada a microbomba e fluido refrigerante circulado através do circuito de testes.

Para a realização de experimentos com a imposição de potência elétrica durante escoamentos monofásicos, o procedimento seguido é similar ao seguido para experimentos para medida de perda de pressão, porém é acompanhado do acionamento da torre de resfriamento, do resfriador de líquido e das resistências elétricas. Para a imposição da

temperatura de trabalho o registro de agulha era ajustado, em conjunto com a potência elétrica no pré-aquecedor e na seção de testes através dos VARIACS.

Na realização dos experimentos para escoamentos bifásicos, o registro do reservatório de fluido refrigerante era mantido fechado, com a quantidade de refrigerante no circuito ajustada com o auxílio da balança dinamométrica. Este ajuste era realizado através do escoamento da solução de etileno glicol e água na serpentina ao redor do reservatório, cujo resfriamento permite a retirada de fluido refrigerante do circuito de testes. Devido ao fato de que durante a realização dos experimentos durante escoamento bifásico, a temperatura de saturação era inferior a ambiente, e antes do início dos experimentos os capilares estavam preenchidos com vapor, a utilização do banho termostático para aquecimento dos capilares não era necessária.

O procedimento para início dos experimentos para escoamentos bifásicos é similar ao adotado para os experimentos com troca de calor em escoamentos monofásicos, sendo inicialmente verificada a coerência entre as diferentes medidas de temperatura e pressão. Posteriormente a microbomba era acionada, com a vazão ajustada para o valor desejado com o auxílio do controlador. Finalmente eram acionadas a torre de resfriamento, o circuito de solução anti-congelante e as resistências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes.

Foi verificado que decréscimos bruscos na pressão do sistema decorrentes de vazões elevadas de solução de etileno glicol em água a temperaturas reduzidas implicam em acúmulo de fluido refrigerante no condensador, que impossibilita a continuidade do experimento. Portanto durante o resfriamento, o registro de agulha do condensador era ajustado de modo que a variação da pressão não fosse brusca. Adicionalmente, para o início dos experimentos, a potência elétrica fornecida às resistências do pré-aquecedor era ajustada de forma a obter-se título de vapor na entrada da seção de testes igual a 5% durante a fase de resfriamento do fluido refrigerante.

A faixa de condições experimentais limita-se à capacidade dos componentes do aparato experimental. A capacidade do condensador, tendo a vazão da solução de etileno glicol e água limitada por uma válvula de agulha, impossibilitou ensaios para temperaturas de saturação de 5 °C em condições de velocidades mássicas e títulos de vapor elevados. Tal fato resulta da incapacidade de remoção pelo condensador do calor adicionado pelas resistências elétricas do tipo fita, para uma temperatura de condensação de 5 °C. A microbomba, embora

de deslocamento positivo, tem sua vazão máxima determinada pela curva de perda de pressão do circuito, impossibilitando ensaios para títulos de vapor e velocidades mássicas elevadas.

Os experimentos foram realizados para valores determinados de temperatura de saturação e velocidade mássica elevando-se progressivamente o título de vapor na entrada da seção de testes através da elevação do fluxo de calor no pré-aquecedor. Adotando-se este procedimento, o tempo necessário para a obtenção de estabilidade e aquisição do primeiro dado experimental, era de aproximadamente uma hora. Posteriormente a obtenção da primeira condição de regime, com a imposição de uma nova condição experimental, o sistema estabilizava em aproximadamente dez minutos.

Foi adotado como critério para regime permanente variações na temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída da seção de testes inferiores a 0,3 °C durante um período de três minutos.

4.5 Procedimento de redução dos dados experimentais

O objetivo principal do presente trabalho é o estudo teórico e experimental da perda de pressão para escoamentos no interior de tubos com fitas retorcidas. Entretanto, ensaios com aquecimento da seção de testes também foram executados para verificar uma possível influência do fluxo de calor na perda de pressão.

Para o tratamento dos dados foram utilizados os programas comerciais EES (*Engineering Equation Solver*) e Microsof Excel.

4.5.1 Título de vapor

Para a determinação do título de vapor na entrada da seção de testes, efetuou-se um balanço de energia no pré-aquecedor, incluindo efeitos de troca térmica com o ambiente estimado conforme descrito no item 4.6. Assim, o título de entrada da seção de testes é dado por:

$$x_{ST,Ent} = x_{PA,Sai} = \left(\frac{Pot_{PA,Elet} + \dot{Q}_{PA,amb}}{G\pi d^2/4} + i_{PA,Ent} - i_{L,PA,Sai} \right) \frac{1}{i_{LV,PA,Sai}} \qquad (4.1)$$

onde $\dot{Q}_{PA,amb}$ é a troca de calor com o ambiente, e $i_{L,PA,Sai}$ e $i_{LV,PA,Sai}$ correspondem a entalpia do líquido e o calor latente de vaporização, ambos estimados para a temperatura do fluido na saída do pré-aquecedor, e $i_{PA,Ent}$ a entalpia de líquido na entrada do pré-aquecedor.

Procedimento similar foi adotado na estimativa do título de vapor ao longo da seção de testes, sendo dado pela seguinte equação:

$$x_{ST}(l) = \left(\frac{\phi_{ST} + \dot{Q}_{ST,amb} / (\pi d L)}{G \pi d^2 / 4} l \pi d + i_{ST,Ent} - i_{L,ST} \right) \frac{1}{i_{LV,ST,Ent}} \qquad (4.2)$$

onde o subescrito *ST,Ent* corresponde a propriedade do fluido na entrada da seção de testes, e *L,ST* corresponde a propriedade do fluido a uma distância *l* do início da seção de testes, adotando um gradiente de temperatura constante.

Para ensaios em condição adiabática na seção de testes, o termo ϕ_{ST} na Eq. (4.2) é nulo e a variação do título de vapor está relacionada apenas a troca de calor com o ambiente e a perda de pressão ao longo da seção de testes.

4.5.2 Perda de pressão

A perda de pressão total é dada pela soma das parcelas correspondentes ao atrito e as quedas gravitacional e inercial. Devido à seção de testes ser horizontal, a parcela gravitacional é nula. Para ensaios adiabáticos, a parcela inercial é reduzida estando relacionada apenas com a troca de calor com o ambiente, e com a variação de pressão ao longo da seção de testes.

A estimativa da queda de pressão inercial é dada por:

$$\Delta p_a = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V \alpha} \right]_{sai} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V \alpha} \right]_{ent} \right\} \qquad (4.3)$$

Para o presente estudo utilizou-se a versão de Steiner do método de Rouhanni-Axelsson, dada pela Eq. (2.65), utilizada para a estimativa da fração de vazio superficial, pois de acordo com Wojtan (2004) este método apresenta melhores resultados para a estimativa da fração de vazio durante escoamento de refrigerantes halogenados.

O título de vapor na entrada e saída da seção de testes é estimado através das Eqs. (4.1) e (4.2), assumindo o título de entrada da seção de testes igual ao da saída do pré-aquecedor.

Portanto, a perda de pressão por atrito ao longo da seção de testes é dada por:

$$\Delta p_{at} = \Delta p_T - \Delta p_a \qquad (4.4)$$

onde Δp_T é a perda de pressão total, fornecida pelos transdutores diferencias.

4.5.3 Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor foi estimado somente para os resultados experimentais obtidos durante escoamento monofásico em tubo sem fita para validação do aparato experimental.

A temperatura da parede interna foi estimada com base na equação de Fourier dada por:

$$T_{P,i} = T_{TP,i} - \phi \frac{r_i \ln(r_o / r_i)}{k_{Cu}} \qquad (4.5)$$

onde o termo $T_{TP,i}$ é a média aritmética das temperaturas fornecidas pelos termopares em uma seção transversal, r_i o raio interno da tubulação, e r_o é a distância entre o centro da seção e os termopares ($r_o = r_i + \delta_T$, com δ_T igual a 0,5 mm), e k_{Cu} é a condutividade térmica do cobre, estimada na temperatura $T_{TP,i}$.

Para o presente caso, devido à elevada condutividade térmica do cobre e a distância dos termopares até a parede ser de apenas 0,5 mm, a diferença entre as temperaturas dos termopares e a temperatura estimada da parede é da ordem de centésimos de graus. Ainda assim, esta diferença foi considerada nos cálculos.

O coeficiente de transferência de calor foi determinado segundo a lei de resfriamento de Newton, conforme a seguinte equação:

$$h = \frac{\phi}{T_{P,i} - T_{\infty,i}} \qquad (4.6)$$

onde $T_{\infty,i}$ é a temperatura do fluido estimada assumindo seu gradiente constante ao longo da seção de testes e seu valor dado pela seguinte equação:

$$T_{\infty,i} = \frac{T_{ST,Sai} - T_{ST,Ent}}{L} l + T_{ST,Ent} \qquad (4.7)$$

4.6 Balanço de energia e compensação da troca de calor com o ambiente

Os objetivos destes experimentos são verificar o balanço de energia no sistema, corrigir efeitos de perda de calor para o ambiente e estimar o coeficiente de troca de calor na seção de testes com fluxo de calor corrigido, e comparar estes resultados com métodos da literatura considerados precisos.

Foram realizados experimentos para escoamentos monofásicos com aquecimento do sistema para temperatura de sub-resfriamento de 10 e 20 °C. Estes ensaios foram realizados para uma pressão média do fluido correspondente a uma temperatura de saturação de aproximadamente 26 °C. Isto resulta em experimentos com temperatura do fluido refrigerante de aproximadamente de 6 e 16 °C, valores próximos aos utilizados nos experimentos para escoamentos bifásicos.

Com base em um balanço de energia aplicado ao fluido refrigerante, estimou-se a troca de calor com o ambiente através do isolamento do pré-aquecedor, dada pela diferença entre a variação do calor sensível ao longo dele, e a potência elétrica fornecida ao fluido, conforme a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{PA,amb} = \dot{m}\left(i_{PA,Out} - i_{PA,In}\right) - Pot_{PA} \qquad (4.8)$$

A Fig. 4.14 apresenta a variação da razão entre a transferência de calor do ambiente e a potência elétrica adicionada para o pré-aquecedor com a diferença de temperaturas entre a superfície do tubo e o ambiente. Devido ao fato da temperatura ambiente ser sempre superior à da parede do tubo para os experimentos considerados, a troca de calor sempre foi positiva, isto é, do ambiente para o pré-aquecedor. Os valores mais elevados de troca de calor com o ambiente, de 18% são correspondentes às condições com velocidades mássicas reduzidas.

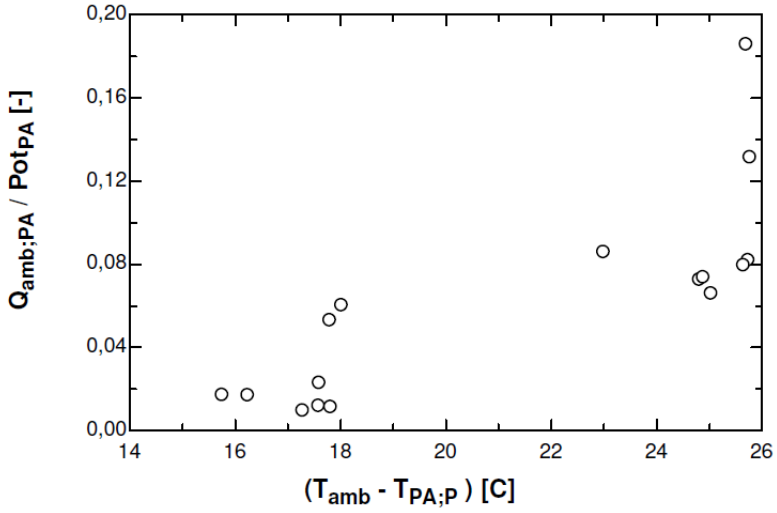


Figura 4.14 – Transferência de calor do ambiente para o pré-aquecedor, em função da diferença de temperatura entre a superfície do tubo e o ambiente.

Na Fig. 4.14 $T_{PA,P}$ é a temperatura média da parede do pré-aquecedor, dada pelos dois termopares instalados em sua superfície conforme ilustrado na Fig. 4.10.

Buscando desenvolver uma correlação para estimar a troca de calor entre o pré-aquecedor e o ambiente foi verificado que seu valor depende das temperaturas da superfície de testes e do ambiente, e do fluxo de calor imposto.

Com base em tal análise a seguinte correlação foi proposta:

$$\frac{\dot{Q}_{PA,amb}}{Pot_{PA}} = \frac{Gr}{|Gr|} c|Gr|^m \left(\frac{T_{PA,P} + 273{,}15}{\overline{T}_{PA} + 273{,}15} \right)^n \qquad (4.9)$$

onde $\overline{T}_{PA}$ é a temperatura média do fluido de trabalho ao longo do pré-aquecedor, Gr o número de Grashof, Pot_{PA} a potência elétrica adicionada ao fluido refrigerante.

O número de Grashof contabiliza efeitos de convecção natural entre a superfície externa do pré-aquecedor e o ambiente, dado segundo White (1998) por:

$$Gr = \frac{\gamma (T_{PA,P} - T_{amb}) g d^3 \rho^2}{\mu^2} \qquad (4.10)$$

As propriedades do ar são estimadas para a média das temperaturas do ar ambiente e a parede do tubo. A utilização do termo $Gr/|Gr|$ se deve ao fato de haver possibilidade da transferência de calor ocorrer tanto do ambiente para o pré-aquecedor como em sentido contrário, podendo resultar em números de Grashof negativos. Uma análise de regressão foi

realizada para os dados de troca de calor e os seguintes valores para os coeficientes e expoentes da Eq. (4.9) foram encontrados:

$$\frac{\dot{Q}_{PA,amb}}{Pot_{PA}} = \frac{Gr}{|Gr|} e^{-36,89} |Gr|^{3,77} \left(\frac{T_{PA,P} + 273,15}{\overline{T}_{PA} + 273,15} \right)^{29,7} \qquad (4.11)$$

A Fig. 4.15 compara os valores estimados para a troca de calor do pré-aquecedor com o ambiente externo, através da Eq. (4.11), com os valores obtidos a partir do balanço de energia. Para a correlação apresentada, 87,5% dos valores apresentam erro inferior a 30% em relação ao valor real. Utilizando a Eq. (4.11) para correção do balanço de energia tem-se um erro médio no título de vapor inferior a 0,002.

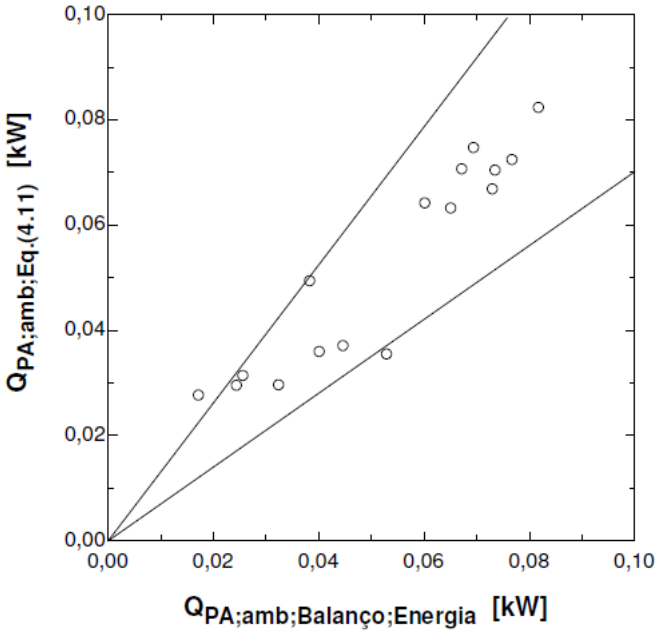


Figura 4.15 – Comparação entre troca de calor do pré-aquecedor com o ambiente calculada através da Eq. (4.11) e o valor estimado através do balanço de energia.

A abordagem apresentada para correlacionar a troca de calor entre o fluido de trabalho no pré-aquecedor e o ambiente será incorporada ao tratamento dos resultados, para estimativa do título de vapor conforme apresentado no item 4.5.1.

Análise similar foi realizada para a seção de testes. A Fig. 4.16 apresenta resultados para a razão entre a troca de calor entre a seção de testes e o ambiente e a potência elétrica adicionada, levantados a partir de um balanço de energia entre a entrada e a saída da seção de testes. Nesta figura a abscissa é a diferença entre a média aritmética das temperaturas indicadas pelos termopares na superfície de testes e a temperatura externa.

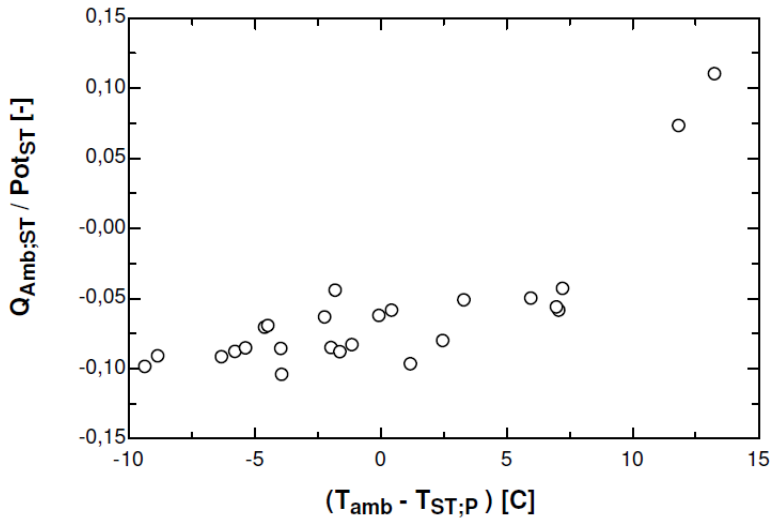


Figura 4.16 – Troca de calor entre o ambiente e a seção de testes com a variação da diferença entre a média aritmética das temperaturas da seção de testes e a temperatura ambiente.

Distinto do observado para o pré-aquecedor, geralmente a temperatura superficial da seção de testes foi superior a ambiente, portanto de maneira geral a troca de calor é a partir dela.

As estimativas da temperatura do fluido e do fluxo de calor dependem do balanço de energia, portanto a não inclusão dos efeitos de perda de calor para o ambiente resultam na consideração de fluxos de calor superiores aos realmente aplicados a superfície e também proporcionam estimativas superiores para a temperatura local do líquido. A partir do conhecimento quantitativo da troca de calor com o ambiente, e das respectivas condições do sistema é possível correlacionar esta grandeza, e incluí-la no tratamento dos dados, reduzindo o erro devido a esta troca de calor.

Com abordagem similar à adotada para o pré-aquecedor foi verificado que a troca de calor com o ambiente é dependente da temperatura da parede da seção de testes, da temperatura ambiente e da potência elétrica imposta a superfície de testes. Devido às diferenças construtivas e de isolamento entre o pré-aquecedor e a seção de testes, uma equação distinta foi adotada para correlacionar as perdas a partir da seção de testes, dada por:

$$\frac{\dot{Q}_{ST,amb}}{Pot_{ST}} = c + pGr + q\left(\frac{T_{ST,P} + 273{,}15}{\overline{T}_{ST} + 273{,}15}\right) \qquad (4.12)$$

com $T_{TS,P}$ como a temperatura média da parede da seção de testes, dada pelos 16 termopares instalados, $\overline{T}_{TS}$ a temperatura média do fluido de trabalho ao longo do pré-aquecedor, Gr o

número de Grashof, dado pela Eq. (4.10), com a diferença de temperatura sendo igual à diferença entre a temperatura ambiente e a da parede, e as propriedades estimadas para o ar assumindo sua temperatura dada pela média aritmética entre a superfície do tubo e o ambiente.

Como resultado da análise de regressão dos dados levantados, foi obtida a seguinte relação para a troca de calor com o ambiente.

$$\frac{\dot{Q}_{ST,amb}}{Pot_{STt}} = -19{,}95 + 1{,}27.10^{-4} Gr + 19{,}87\left(\frac{T_{ST,P} + 273{,}15}{\overline{T}_{ST} + 273{,}15}\right) \qquad (4.13)$$

A Fig. 4.17 apresenta a comparação entre a troca de calor estimada para a seção de testes através da Eq. (4.13) e seu valor correspondente, estimado a partir do balanço de energia. Através da correlação proposta, 80% dos valores estimados apresentam erro inferior a ±30%. Utilizando a Eq. (4.13) para correção do balanço de energia tem-se um erro médio no título de vapor inferior a 0,0014.

Nesse ponto vale discutir as diferenças construtivas e de isolamento entre a seção de testes e o pré-aquecedor. A seção de testes possui espessura inferior de isolamento térmico, e diâmetro interno superior ao do pré-aquecedor.

A diferença entre os diâmetros internos (5/8” para a seção de testes e ½” para o pré-aquecedor) implica um coeficiente de convecção forçada monofásica 50% superior para o tubo de diâmetro inferior, para mesma vazão mássica de 0,02969 kg/s, temperatura média de 15 °C, pressão de 700kPa e R134a como fluido de trabalho. Estes valores foram estimados através da correlação de Gnielinski (1976). Portanto para o caso da seção de testes, adicionalmente a espessura reduzida de isolamento, o coeficiente de convecção interno inferior implica em troca de calor com o ambiente superior ao verificado no pré-aquecedor.

A abordagem apresentada para correlacionar a troca de calor entre o fluido de trabalho na seção de testes e o ambiente é incorporada ao tratamento dos resultados para estimativa do título de vapor conforme apresentado no item 4.5.1.

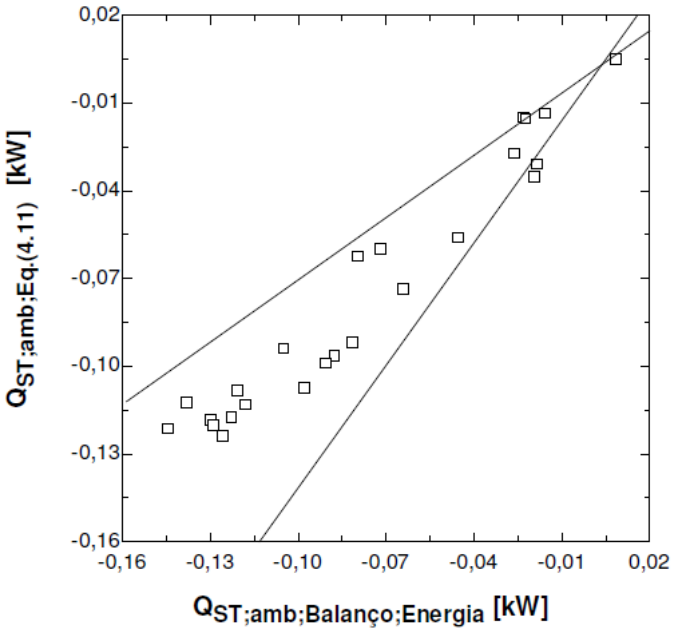


Figura 4.17 – Comparação entre troca de calor calculada através da Eq. (4.13) e troca de calor entre a seção de testes e o ambiente estimada através do balanço de energia.

5 VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL E DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS

Os procedimentos de validação dos resultados têm como objetivo verificar a coerência dos dados medidos com base em comparações com estimativas através de métodos considerados precisos segundo a literatura. Ela também envolve a verificação dos balanços de energia do sistema de forma a assegurar a correta estimativa do título de vapor.

Para isto, neste estudo, foram realizados ensaios para escoamentos monofásicos para tubo sem fita retorcida, condição em que o coeficiente de transferência de calor e a perda de pressão podem ser estimados com precisão, e as propriedades termodinâmicas podem ser calculadas a partir de medidas locais de temperatura e pressão.

Os parâmetros analisados para a verificação da consistência dos resultados experimentais através de comparação com métodos de previsão da literatura são:

- Avaliação da perda de pressão ao longo da seção de testes correspondente a parcela de atrito, através da comparação com correlações de Blasius, Churchill (1977), e Colebrook (1939) *apud* White (1998);
- Verificação do procedimento de correção do balanço de energia através da avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor e comparação com resultados estimados a partir da correlação de Gnielinski (1976);

5.1 Perda de pressão

A Fig. 5.1 apresenta a comparação entre os fatores de atrito de Fanning estimados a partir da perda de pressão medida e valores calculados segundo as correlações de Blasius, Colebrook (1939) *apud* White (1998), e Churchill (1977) descritos no item 3.1.1. Para as metodologias de Churchill (1977) e Colebrook (1939), adotou-se rugosidade superficial de 5μm, correspondente a tubo de cobre, segundo Fox e McDonald (1981). Conforme esperado, por tratar-se de uma região de transição entre escoamento laminar e turbulento, erros superiores para o fator de atrito, quando comparado com as estimativas, são verificados para

vazões mássicas reduzidas, correspondente a número de Reynolds próximos a 3600 (G=50kg/m²s).

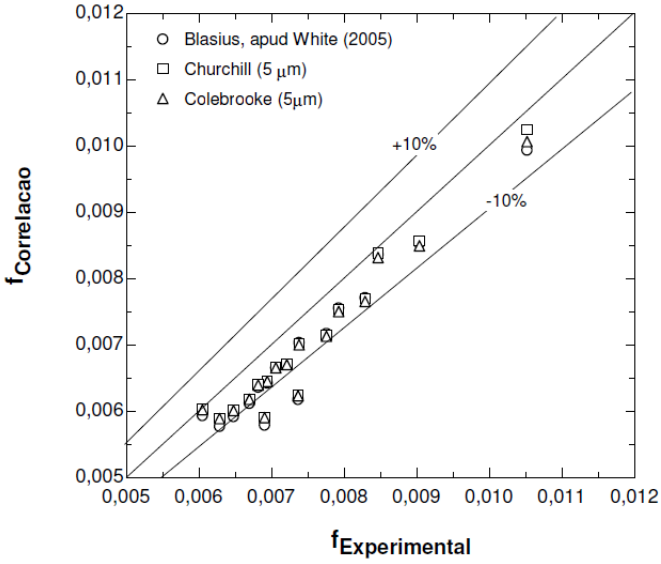


Figura 5.1 – Comparação entre os fatores de atrito estimados e experimentais, para ensaios monofásicos adiabáticos, R134a, T_{sub} média de 6°C.

Foi realizada medição da rugosidade superficial interna do tubo, utilizando um aparelho da marca Taylor-Robson, modelo Surtronic 3+ portátil resultando em rugosidade de pico a vale igual a 9,5µm, desta forma, superior ao valor indicado por Fox e McDonald (1981). A Fig. 5.2 ilustra uma nova comparação entre os fatores de atrito estimados considerando a rugosidade superficial medida, e o fator de atrito calculado a partir dos dados experimentais para perda de pressão.

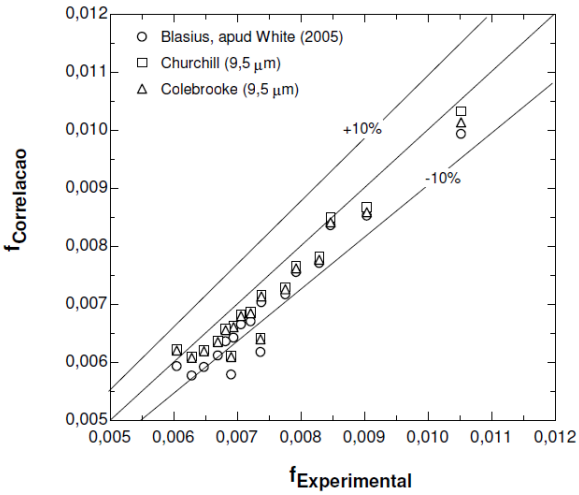


Figura 5.2 – Comparação entre os fatores de atrito estimados e experimentais, para ensaios monofásicos adiabáticos, com rugosidade superficial medida, R134a, T_{sub} média de 6°C.

Considerando os valores reduzidos de perda de pressão, e as incertezas inerentes aos procedimentos de medição de pressão diferencial, nestas condições, conclui-se a partir das Figs. 5.1 e 5.2 que o aparato experimental e os procedimentos são adequados e proporcionam resultados com razoável precisão.

5.2 Balanço de energia

Conforme apresentado no item 4.4, foram realizados ensaios para escoamento monofásico em condições diabáticas, isto é, com a imposição de um fluxo de calor ao fluido refrigerante. A partir destes resultados foram determinados coeficientes de transferência de calor durante o escoamento monofásico. Estes valores foram comparados com a correlação de Gnielinski (1976), conforme ilustrado na Fig. 5.3.

Para trocas de calor reduzidas, correspondentes a velocidades mássicas e fluxos de calor reduzidos, as diferenças entre os valores experimentais e estimados se elevam conforme ilustrado na Fig. 5.3. Entretanto, destaca-se o fato de que para coeficientes de transferência de calor superiores, conforme observado para condições de evaporação convectiva, o erro decresce e os resultados tornam-se razoáveis. Tal comportamento indica que tanto os procedimentos para estimativa das temperaturas superficiais e do fluido, assim como de correção de perdas de calor para o ambiente são apropriados.

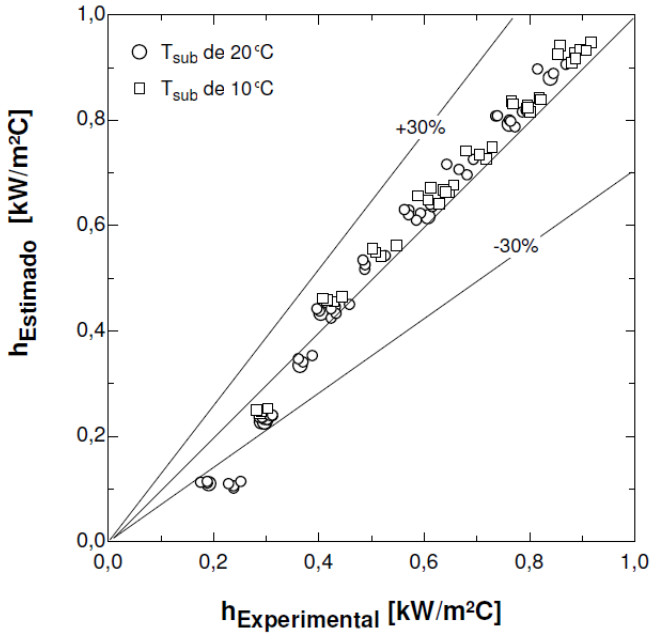


Figura 5.3 – Comparação entre o coeficiente de transferência de calor experimental e o valor segundo a correlação de Gnielinski (1976).

5.3 Determinação das incertezas experimentais

Uma análise de incerteza dos resultados experimentais e de sua propagação foi realizada para a perda de pressão e títulos de vapor na entrada e saída da seção de testes.

A estimativa da propagação de incerteza foi realizada utilizando método apresentado por Taylor e Kuyatt (1994), através do software EES mediante definição das incertezas das medições descritas no Apêndice A.

As principais incertezas de medição consideradas nos cálculos de propagação são apresentadas na Tab. 5.1 e detalhadas no Apêndice A.

No item A.7 são apresentadas as incertezas para o título de vapor e perda de pressão para os ensaios durante escoamento bifásico em tubo com fita retorcida com razão de retorcimento igual a 3. A apresentação das incertezas para somente uma razão de retorcimento se deve ao fato de que as condições operacionais para outras razões são semelhantes, com isso a incerteza dos parâmetros estimados é similar, exceto pela medida da perda de pressão. No entanto a incerteza da perda de pressão depende somente dos transdutores diferenciais de pressão, com precisão fixa de 0,075 % do fundo de escala.

Tabela 5.1 – Incertezas das grandezas medidas.

Grandeza	Incerteza
$T_{PA,ent}$	0,1 °C
$T_{PA,sai}$	0,1 °C
$T_{ST,sai}$	0,1 °C
$\dot{m}$	$5{,}45.10^{-5}$ kg/s
Pot	3,04 %
$P_{PA,ent}$	1,4 kPa
$P_{PA,sai}$	1,6 kPa
Δp	0,075 %

A Tab. 5.2 apresenta, ilustrativamente, as incertezas para ensaios adiabáticos com G igual a 75 kg/m²s e razão de retorcimento igual a 3. A incerteza da medida do gradiente de pressão igual para diferentes condições operacionais decorre do fato de ser relativo a um único transdutor diferencial, portanto dependente apenas da precisão do mesmo.

Salienta-se o fato da incerteza referente ao título de vapor na ordem de 2,7 % ocorrer devido principalmente à precisão dos instrumentos de calibração dos transdutores de potência ativa. Vale ainda ressaltar que de maneira geral, o erro obtido a partir da correlação para estimativa da transferência de calor para o ambiente, descrita no item 4.6, apresenta influência reduzida na incerteza total.

Tabela 5.2 – Incertezas para o título de vapor e perda de pressão para ensaios com G=75kg/m²s, e y=3.

T_{sat}=5 °C				T_{sat}=15 °C			
$x_{PA,sai}$		$\Delta p/L$ [kPa/m]		$x_{PA,sai}$		$\Delta p/L$ [kPa/m]	
Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]
0,061	0,004	0,341	0,0011	0,048	0,005	0,3752	0,0011
0,106	0,006	0,400	0,0011	0,110	0,007	0,3768	0,0011
0,164	0,008	0,464	0,0011	0,150	0,009	0,4085	0,0011
0,220	0,010	0,478	0,0011	0,216	0,010	0,4476	0,0011
0,265	0,011	0,482	0,0011	0,247	0,012	0,4478	0,0011
0,316	0,013	0,482	0,0011	0,312	0,014	0,4436	0,0011
0,375	0,015	0,493	0,0011	0,359	0,015	0,4342	0,0011
0,420	0,016	0,509	0,0011	0,399	0,016	0,4337	0,0011
0,488	0,018	0,572	0,0011	0,447	0,017	0,4348	0,0011
0,534	0,020	0,606	0,0011	0,510	0,020	0,4634	0,0011
0,573	0,021	0,637	0,0011	0,552	0,021	0,4796	0,0011
0,649	0,023	0,724	0,0011	0,610	0,023	0,5189	0,0011
0,695	0,025	0,755	0,0011	0,630	0,024	0,5136	0,0011
0,742	0,026	0,802	0,0011	0,697	0,026	0,5744	0,0011
0,807	0,028	0,852	0,0011	0,747	0,028	0,5944	0,0011
0,845	0,030	0,871	0,0011	0,791	0,030	0,6082	0,0011
0,914	0,032	0,866	0,0011	0,845	0,031	0,6121	0,0011
0,971	0,027	0,807	0,0011	0,910	0,026	0,5850	0,0011
0,989	0,027	0,743	0,0011	0,952	0,027	0,4992	0,0011

6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados levantados durante a campanha experimental. Uma análise paramétrica e discussão crítica dos efeitos dos parâmetros experimentais também é apresentada. Além disso, os resultados obtidos no presente estudo são comparados com métodos de previsão disponíveis na literatura.

6.1 Resultados para escoamento monofásico

Foram realizados experimentos com escoamento monofásico para condições com e sem fita retorcida. Os resultados para tubo sem fita retorcida e escoamento monofásico encontram-se no Capítulo 5 e foram utilizados para a validação do aparato experimental.

A Tab. 6.1 apresenta as condições dos ensaios monofásicos com fitas retorcidas. Estes testes foram realizados com as resistências elétricas do pré-aquecedor e da seção de testes desativadas.

Tabela 6.1 – Condições de experimento para escoamentos monofásicos

Fluido de trabalho	R134a
Diâmetro interno	15,83 ± 0,09 mm (5/8”)
Razões de retorcimento	4, 9 e 14
Velocidades mássicas	100 a 450 kg/m²s
Número de Reynolds	4000 a 20000

A Fig. 6.1 ilustra a variação do gradiente de pressão com o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da seção de testes, dado pela Eq. (3.56), para diferentes razões de retorcimento. Nesta figura o gradiente de pressão para tubo sem fita foi calculado segundo o método de Churchill (1977), conforme a Eq. (3.10), para o diâmetro hidráulico e condições dos experimentos com razão de retorcimento igual a 3. Vale ressaltar que as temperaturas do fluido são distintas para as diferentes razões de retorcimento.

Para o cálculo do número de Reynolds foi considerada a velocidade mássica real dada por:

$$G_h = \frac{\dot{m}}{\pi d^2 / 4 - d\delta} \qquad (6.1)$$

onde δ é a espessura da fita, igual a 1,0 mm no presente estudo.

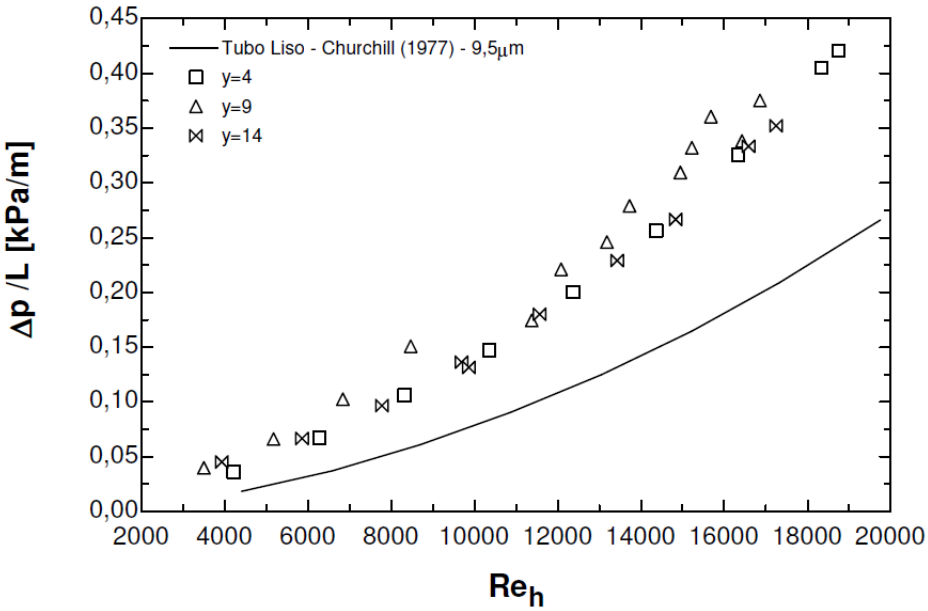


Figura 6.1 – Efeito da razão de retorcimento no gradiente de pressão para escoamento monofásico.

De maneira geral, os gradientes de pressão para tubo com fita apresentam valores similares e com a elevação do número de Reynolds há incremento na diferença entre a perda de pressão para tubo com e sem fita.

A Fig. 6.2 ilustra fatores de atrito estimados a partir dos ensaios com escoamento monofásico e valores para tubos sem fita calculados a partir da correlação de Churchill (1977) considerando o diâmetro hidráulico e demais condições experimentais realizadas para razão de retorcimento igual a 3. Nela verifica-se que com o incremento do número de Reynolds ocorre a redução assintótica do fator de atrito para todas as razões de retorcimento, apresentando comportamento análogo ao observado no diagrama de Moody (1944) para tubos lisos.

Para valores de número de Reynolds elevados, a diferença entre os fatores de atrito para o tubo com e sem fita é reduzida, pois com incremento do número de Reynolds a

contribuição dos escoamentos secundários decresce e ocorre a predominância de efeitos inerciais do escoamento axial conforme apresentado por Smithberg e Landis (1964).

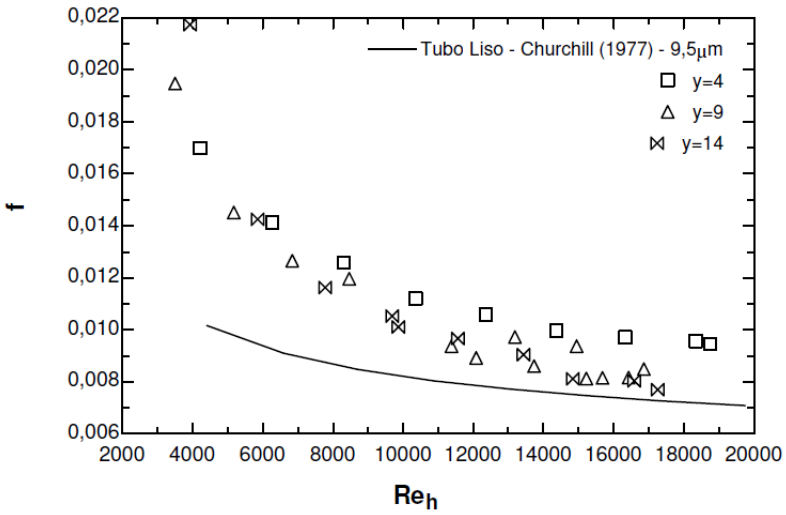


Figura 6.2 – Variação do fator de atrito com número de Reynolds para escoamentos monofásicos.

Com o objetivo de determinar o aumento da perda de pressão proporcionado pelos insertos, foram calculadas razões entre a perda de pressão durante escoamento com fita retorcida e escoamento em tubo sem fita estimado segundo Churchill (1977). A comparação destes resultados encontra-se ilustrada na Fig. 6.3, com a perda de pressão para tubo sem fita retorcida estimada para cada condição experimental com o diâmetro hidráulico dado pela Eq. (3.56). A opção pelo método de Churchill (1977) ocorreu com base nos ensaios para validação do aparato experimental, quando verificou-se que este método apresenta resultados próximos aos experimentais. A estimativa foi realizada considerando uma rugosidade superficial de 9,5 μm medida para a superfície de testes.

As Figs. 6.4, 6.5 e 6.6 apresentam comparações entre os dados experimentais e os métodos descritos no Capítulo 3 para a previsão da perda de pressão durante escoamento monofásico no interior de tubos com fitas retorcidas. Segundo estas figuras, de maneira geral Manglik e Bergles (1993 a, b) superestimam a perda de pressão por atrito, enquanto que Lopina e Bergles (1969) e Smithberg e Landis (1964) subestimam.

Os métodos propostos por Lopina e Bergles (1969) e Smithberg e Landis (1964) foram desenvolvidos baseados em dados experimentais para tubos com diâmetros de 4,91 e 35,1 mm, respectivamente. Desta forma, distintos do tubo utilizado no presente estudo, com diâmetro interno de 15,875 mm. Adicionalmente, os bancos de dados dos autores

compreendem dados experimentais com número de Reynolds elevados com valores até 130.000.

De fato, foi verificado experimentalmente que para valores elevados de número de Reynolds, os incrementos dos fatores de atrito são reduzidos, se comparados com números de Reynolds inferiores. Portanto, o desenvolvimento de correlações baseadas predominantemente em banco de dados para condições de Reynolds elevados implica em subestimativa da perda de pressão para escoamento com números de Reynolds reduzidos.

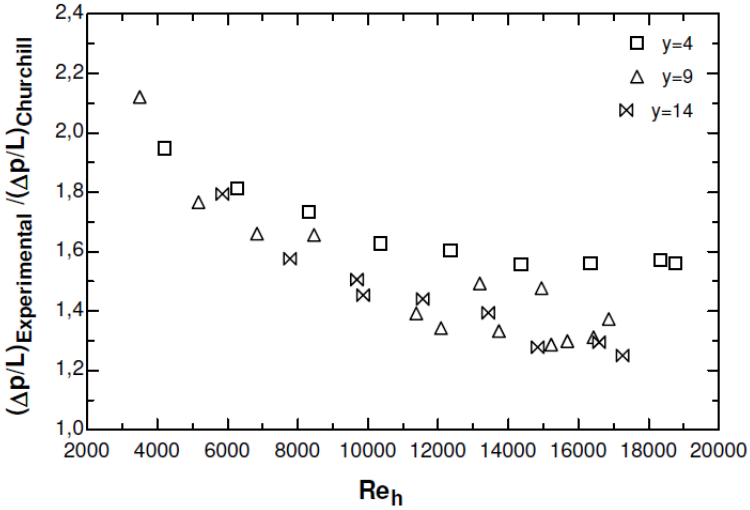


Figura 6.3 – Aumento da perda de pressão para escoamento monofásico, comparativamente a metodologia de Churchill (1977).

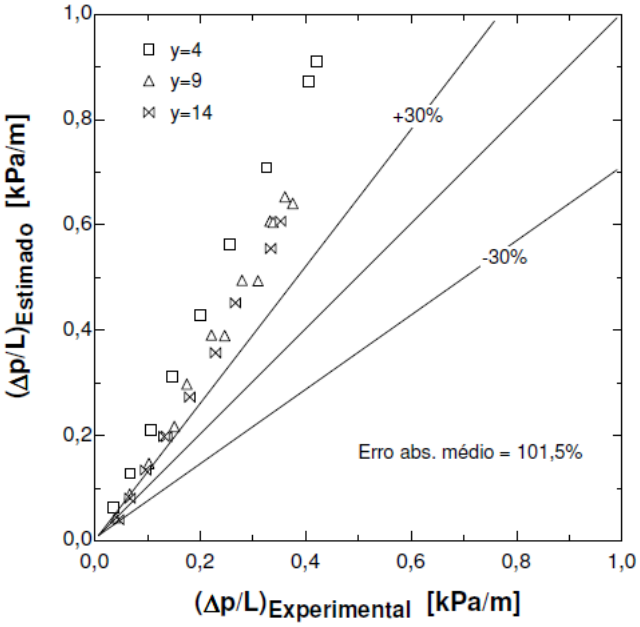


Figura 6.4 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Manglik e Bergles (1993).

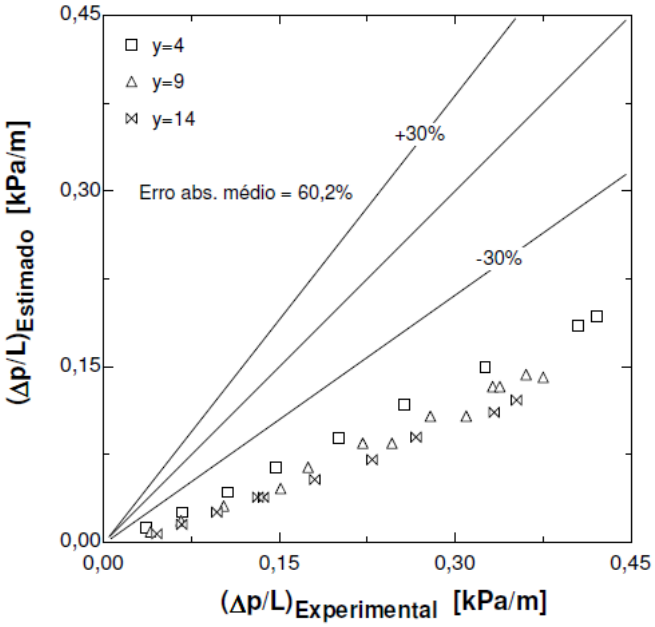


Figura 6.5 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Lopina e Bergles (1969).

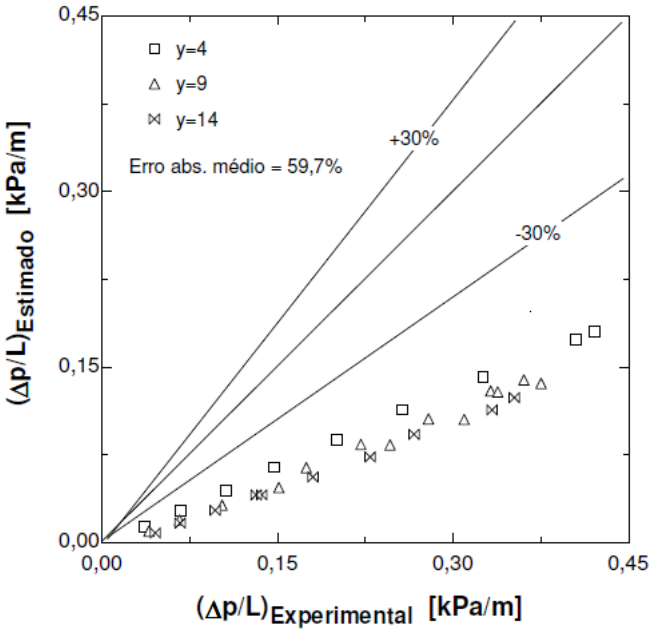


Figura 6.6 – Comparação entre os resultados experimentais e o método de Smithberg e Landis (1964).

O método proposto por Smithberg e Landis (1964), embora baseado em resultados experimentais para diâmetro de 35 mm para escoamento de ar e água, foi o que apresentou menor erro absoluto médio, subestimando os valores de perda de pressão. Entretanto este erro de 59% ainda é elevado para que possa ser indicado como ferramenta de projeto.

6.2 Resultados para escoamento bifásico

As condições experimentais segundo as quais ensaios para escoamentos bifásicos foram executados encontram-se descritas na Tab. 6.2. Resultados para faixas mais amplas de condições experimentais não foram possíveis devido às limitações do aparato descritas no Capítulo 4.

Tabela 6.2 – Condições dos ensaios para escoamentos bifásicos.

Fluido de trabalho	R134a
Diâmetro interno	15,83 ± 0,09 mm (5/8 polegadas)
Razões de retorcimento	Tubo sem fita, 3, 4, 9 e 14
Velocidades mássicas	75, 150 e 250 kg/m²s
Temperatura de saturação	5 e 15 °C
Título de vapor	0,05 a 0,95
Fluxos de calor	0, 10 e 20 kW/m²

Para experimentos com aquecimento da seção de testes, ensaios foram realizados para incrementos de 0,15 no título de vapor na entrada da seção de testes. No caso dos ensaios adiabáticos, resultados foram levantados para título de vapor na entrada da seção de testes variando em 0,05 a partir do valor mínimo. Ensaios com aquecimento da seção de testes para velocidade mássica de 250 kg/m²s não foram efetuados.

Ensaios para a velocidade mássica de 112,5 kg/m²s e temperatura de saturação de 15°C, segundo intervalos para o título de vapor de 0,15, foram realizados com o objetivo de verificar distinções de comportamento da perda de pressão e dos padrões de escoamento observadas para as vazões de 75 e 150 kg/m²s.

Com base no método de Wojtan *et al.* (2005) descrito no Capítulo 2, na especificação das condições experimentais atenção especial foi dada para as vazões intermediárias, próximas da região de transição entre os padrões de escoamento estratificado ondulado e anular, buscando caracterizar uma transição prematura induzida pela fita.

6.2.1 Padrões de escoamento

Com base em visualizações a partir de imagens obtidas com uma câmera de alta velocidade foi realizada a identificação dos padrões de escoamento durante ensaios para escoamento bifásico no interior de tubos com e sem fita retorcida. A identificação do padrão com a câmera foi restrita a seção de visualização a jusante da seção de testes. Caracterização na seção a montante foram efetuadas apenas visualmente e para verificar se o padrão de escoamento se mantinha ao longo da seção de testes.

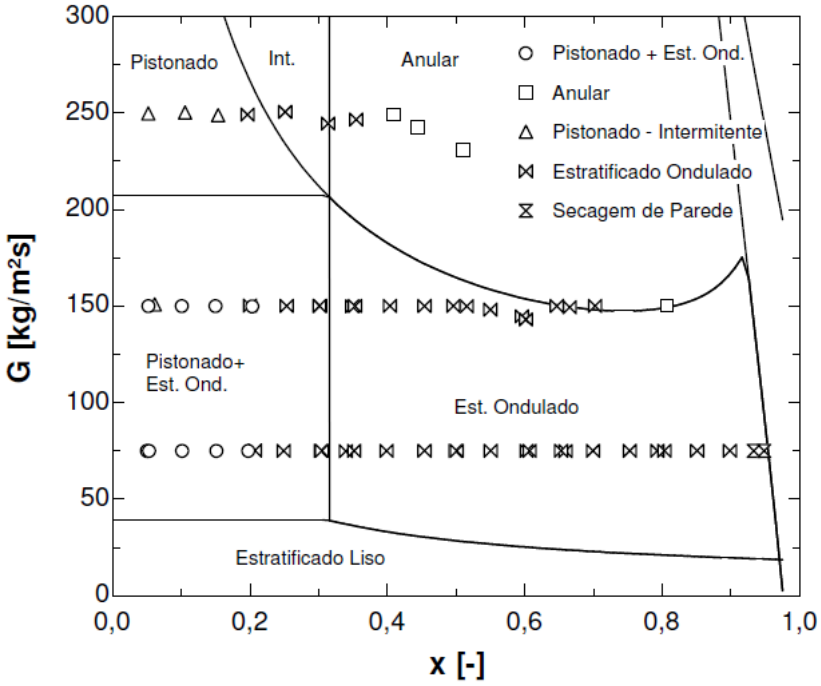
A Fig. 6.7 compara os resultados experimentais levantados neste estudo e previsões segundo o método de Wojtan *et al.* (2005), descrito no estudo da literatura apresentado no Capítulo 2. Os mapas foram construídos para uma velocidade mássica de 150 kg/m²s e fluxo de calor de 10 kW/m², considerando as temperaturas de saturação indicadas.

O método de previsão de padrões de escoamentos proposto por Wojtan *et al.* (2005) prevê corretamente apenas 60 % dos dados experimentais levantados. Este resultado pode estar relacionado ao fato do banco de dados utilizados pelos autores no ajuste do modelo compreender resultados experimentais para diâmetro de até 13,84 mm. Vale também ressaltar que a identificação dos padrões de escoamento foi realizada de forma subjetiva, portanto dependente do julgamento do observador, de maneira análoga a metodologia empregada pelos autores originais para o desenvolvimento do mapa proposto.

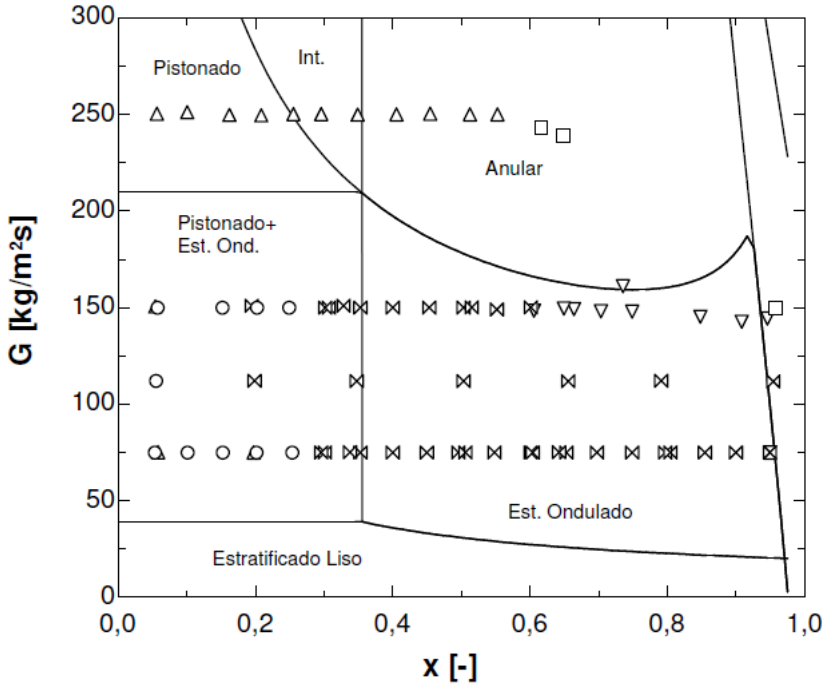
Conforme indicado no Capítulo 2, não se verificam na literatura estudos envolvendo a caracterização de padrões de escoamento em tubos com fitas retorcidas. Desta forma, esta investigação apresenta resultados inéditos relacionados ao levantamento de padrões de escoamento durante o escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas e seus efeitos na perda de pressão.

Com base nas visualizações a partir das imagens do escoamento com uma câmera de alta velocidade, foram definidos os seguintes padrões de escoamento:

- Estratificado: similar ao escoamento segundo padrão estratificado em tubo sem inserto, é caracterizado pelo escoamento de filme de líquido na região inferior do tubo, verificado para altas razões de retorcimento e velocidades mássicas e títulos de vapor reduzidos;



T_{sat}=5°C



T_{sat}=15°C

Figura 6.7 – Comparação entre os resultados experimentais para tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Wojtan *et al.* (2005).

- Estagnante: caracterizado por pistões de líquido de reduzida frequência e elevada velocidade, com a presença de um filme de líquido, nos intervalos entre os pistões de

líquido, aparentemente estacionário na região inferior do tubo. Este padrão ocorreu para velocidades mássicas e títulos de vapor reduzidos;

- Intermitente: caracterizado por ondas de líquido com amplitudes e velocidade de propagação elevadas, bloqueando a seção com líquido intermitentemente. Entre os pistões de líquido o escoamento apresenta um filme de líquido escoando predominantemente na região inferior da seção, ou próximo a extremidade lateral da fita, com fluxo ininterrupto. Foi observado para títulos de vapor e velocidades mássicas intermediárias;
- Anular-Estratificado: caracterizado por um filme de líquido não uniforme em todo o perímetro da seção, com espessura de líquido mais elevada próximo à extremidade lateral da fita retorcida. Perturbações na interface líquido-vapor são verificadas, que entretanto não bloqueiam o escoamento de vapor. Este padrão verifica-se para títulos de vapor intermediários, e para faixa relativamente ampla de velocidades mássicas;
- Anular: caracterizado por filme de líquido de espessura aparentemente uniforme ao longo da periferia da seção de testes, com perturbações reduzidas na interface, ocorre para títulos de vapor elevados;

A diferenciação entre os padrões de escoamento segundo estratificado e anular-estratificado se deve, além de características geométricas da distribuição das fases, também à maior área de contato entre o líquido e a parede da tubulação, que implica em perda de pressão mais elevada.

Diferentemente do observado por Wojtan *et al.* (2005), não foi observada secagem gradual da parede durante os experimentos com fita retorcida, sendo observada redução significativa da espessura do filme de líquido ao longo de toda a periferia do tubo. E devido às reduzidas velocidades mássicas envolvidas, após a secagem de parede, o padrão de escoamento em névoa não foi verificado neste estudo.

Os padrões de escoamento estagnante e intermitente foram caracterizados considerando também a FFT (*Fast Fourier Transform*) do sinal de perda de pressão,. Na Fig. 6.9 são apresentadas as FFTs dos gradientes de pressão para G=75 kg/m²s, T_{sat}=15 °C, x=0,10, para razões de retorcimento de 3 e 9 e tubo sem inserto, indicando que para títulos de vapor e razão de retorcimento reduzidos, a contribuição de frequências reduzidas no sinal de perda de pressão é predominante, enquanto que o sinal de gradiente de pressão para razão de retorcimento igual a 9 ou tubo sem inserto, o espectro do sinal se apresenta a partir de

frequências superiores. A Fig. 6.10 apresenta as FFTs dos gradientes de pressão para condições similares, porém para título de vapor igual a 0,20, nela é verificado que a diferença entre as configurações se reduz, indicando padrões de escoamento similares.

Nas Figs. 6.11 e 6.12 são apresentadas as FFTs dos gradientes de pressão para y=3, T_{sat}=15°C, x de 0,05, 0,15 e 0,20, para G iguais a 75 e 150 kg/m²s, respectivamente. Para a velocidade mássica inferior verifica-se razoável diferença no espectro do sinal entre os resultados para títulos de vapor iguais a 0,15 e 0,20, enquanto que para velocidade mássica superior a contribuição espectral é similar para a faixa de títulos de vapor considerada, indicando que para o caso de velocidades e razão de retorcimento reduzidas há transição de padrão de escoamento, comportamento não verificado para velocidades mais elevadas.

Adicionalmente, conforme será apresentado no item 6.2.2.1, o gradiente de pressão apresenta inflexão para títulos de vapor próximos a 0,20, para velocidades mássicas e razões de retorcimento reduzidas, indicando coerência na diferenciação entre os dois padrões de escoamento.

A Fig. 6.8 ilustra esquemas dos padrões de escoamento observados.

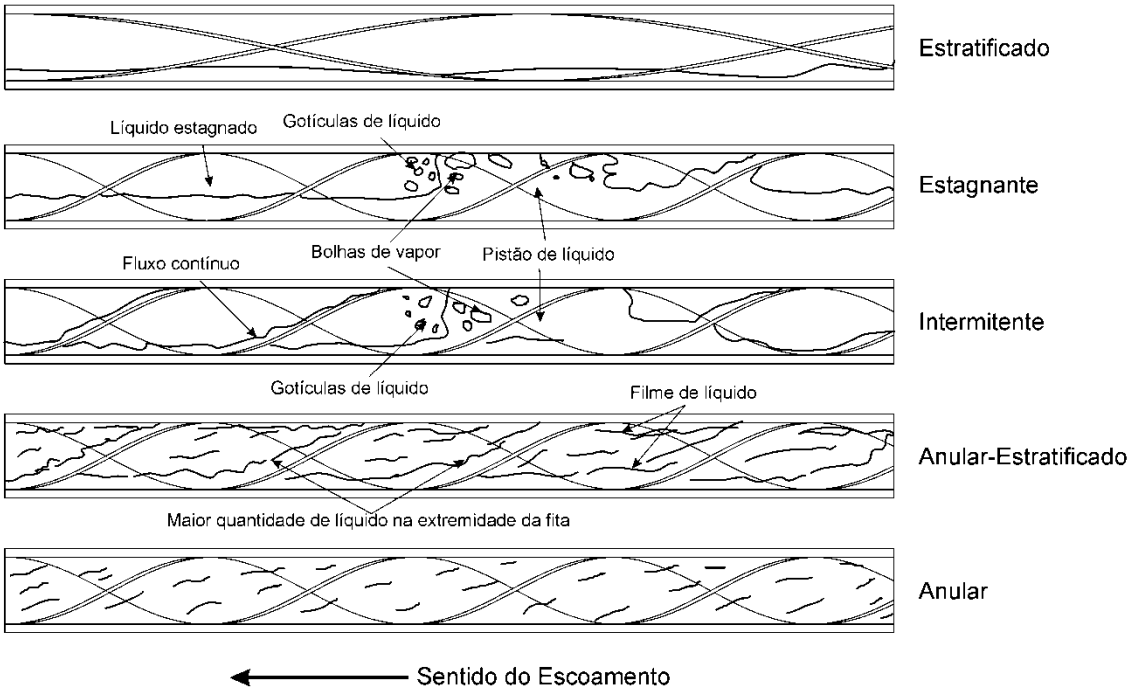


Figura 6.8 – Padrões para o escoamento bifásico em tubos contendo fita retorcida.

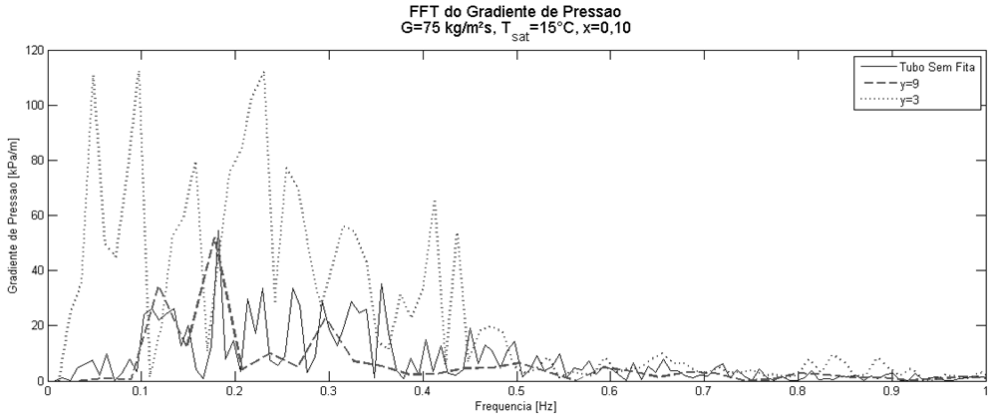


Figura 6.9 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e x=0,10, para razões de retorcimento iguais a 3 e 9, e tubo sem inserto.

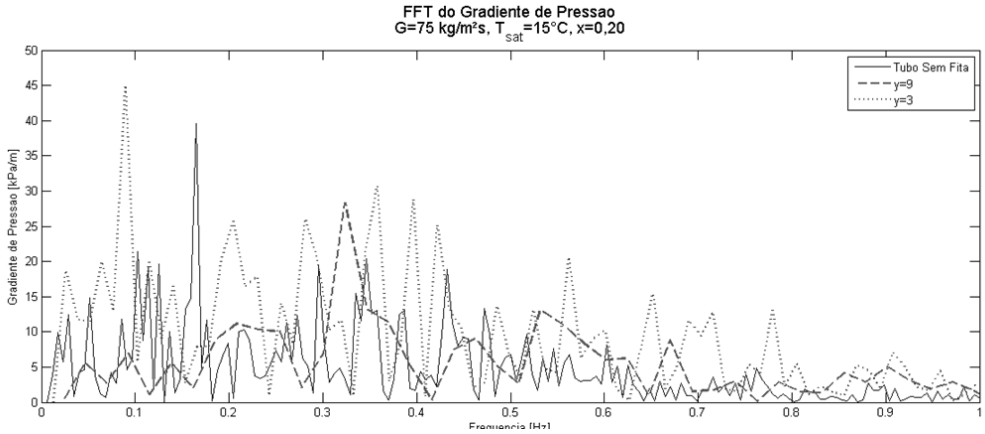


Figura 6.10 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e x=0,20, para razões de retorcimento iguais a 3 e 9, e tubo sem inserto.

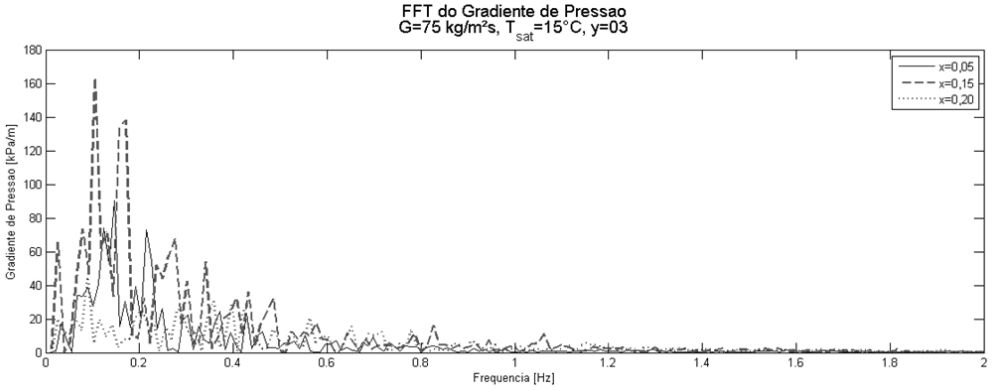


Figura 6.11 – FFT do gradiente de pressão, para G=75kg/m²s, T_{sat}=15°C e y=3, para títulos de vapor de 0,05, 0,15 e 0,20.

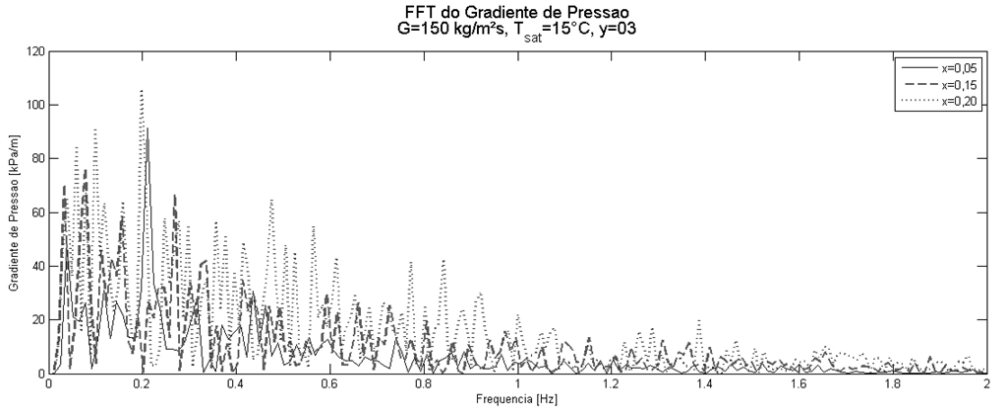


Figura 6.12 – FFT do gradiente de pressão, para G=150kg/m²s, T_{sat}=15°C e y=3, para títulos de vapor de 0,05, 0,15 e 0,20.

As Figs. 6.13 a 6.16 ilustram os resultados experimentais para padrões de escoamento levantados no presente estudo.

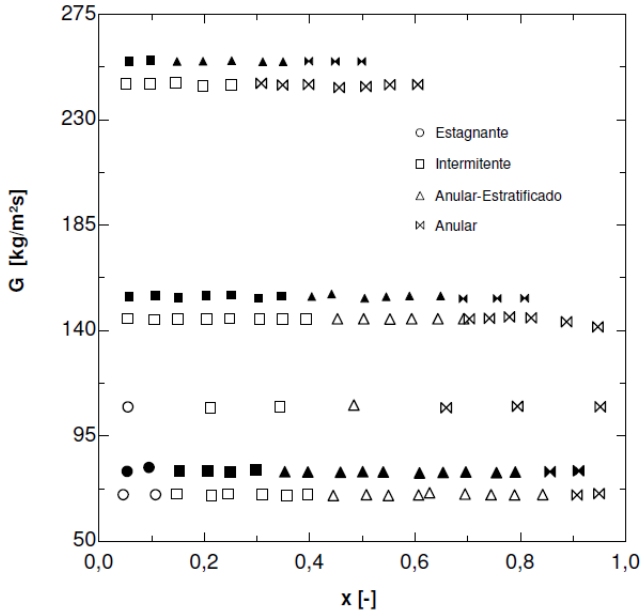


Figura 6.13 – Padrão de escoamento para *y*=3. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C.

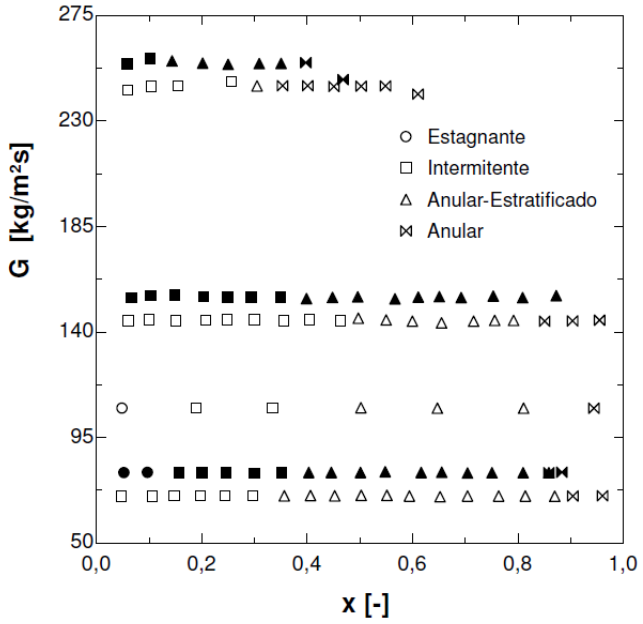


Figura 6.14 – Padrão de escoamento para *y*=4. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C.

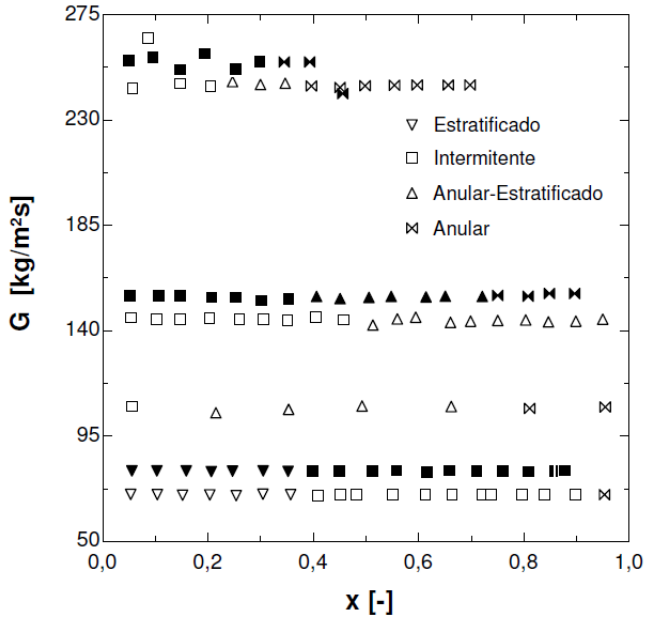


Figura 6.15 – Padrão de escoamento para *y*=9. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C.

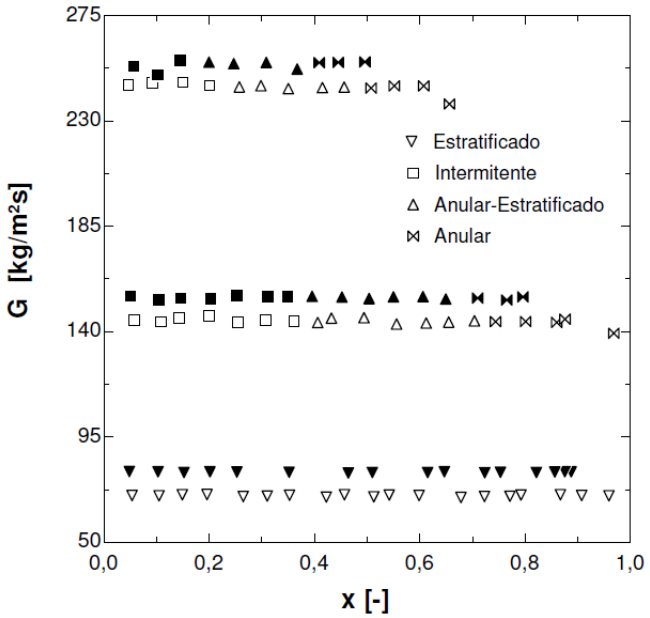


Figura 6.16 – Padrão de escoamento para *y*=14. Símbolos cheios para T_{sat}=5 °C e vazados para T_{sat}=15 °C.

De maneira geral, a redução da temperatura de saturação antecipa a transição para padrões de escoamento com filme de líquido contínuo ao longo do perímetro do tubo. De fato, o volume específico da fase vapor para temperatura de saturação de 5°C é superior que para temperatura de 15 °C, implicando em velocidades superficiais superiores. Tendência similar é verificada durante escoamentos bifásicos em tubos lisos sem fita retorcida.

Com a redução da razão de retorcimento, há tendência de transição para padrões de escoamento com parede da tubulação continuamente em contato com o líquido, correspondente a padrões de escoamento anular-estratificado e anular, ilustrados na Fig. 6.8. Tal comportamento está relacionado ao fato do incremento no ângulo de hélice implicar em acelerações centrípetas superiores, favorecendo o acúmulo da fase líquida na periferia da seção transversal. Este fenômeno encontra-se ilustrado na Fig. 6.17, segundo a qual a parcela molhada do perímetro da superfície eleva-se progressivamente a partir do tubo sem fita retorcida e com o decréscimo da razão de retorcimento, que corresponde ao incremento no ângulo de hélice.

Analogamente ao escoamento em tubos sem fita retorcida, incrementos na velocidade implicam em transições para padrões de escoamento não intermitentes como os padrões anular-estratificado e anular em títulos de vapor inferiores.

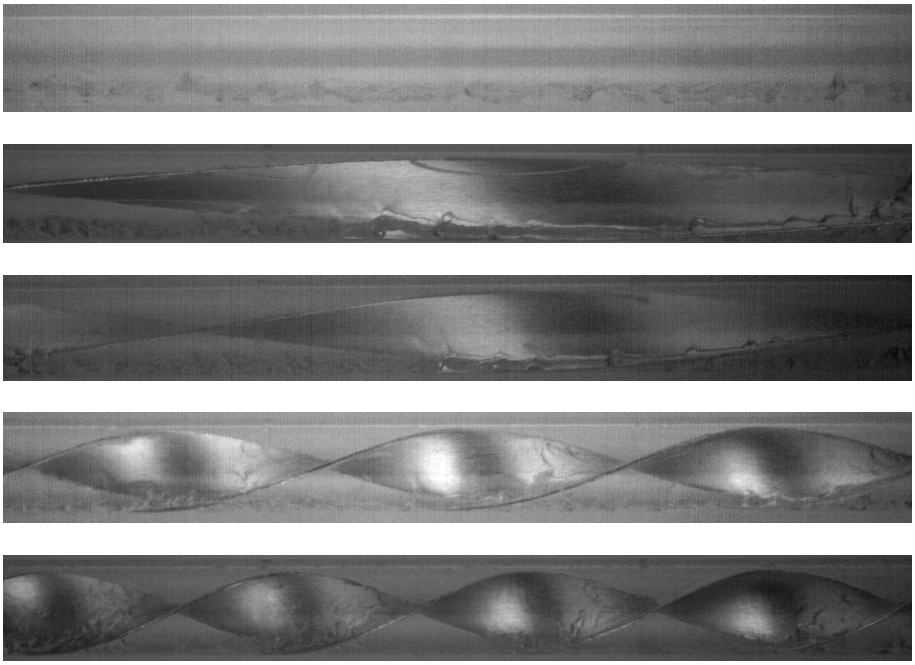


Figura 6.17 – Imagens do escoamento para *G*=75 kg/m²s, T_{sat}=5 °C e *x*=0,50.

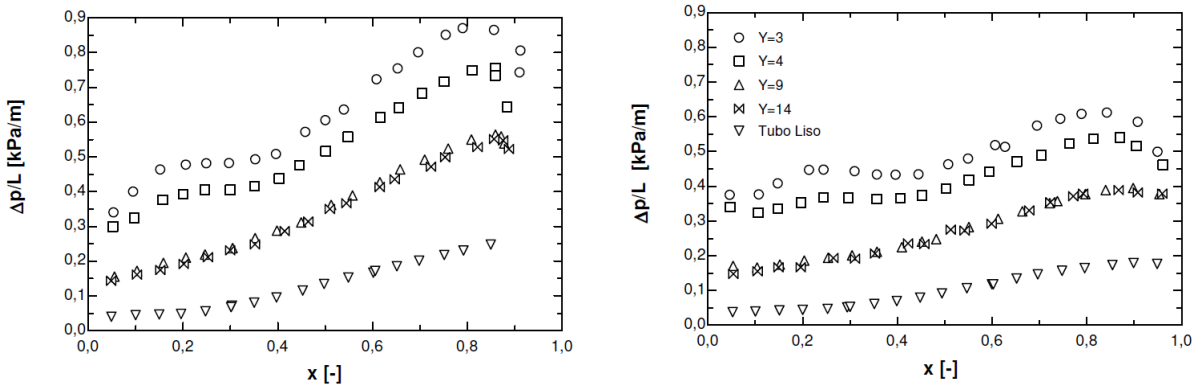
Ressalta-se novamente o fato da definição do padrão de escoamento a partir de imagens de o escoamento ser predominantemente subjetiva, dependendo do julgamento do observador.

6.2.2 Perda de pressão

Neste item são apresentados os resultados experimentais para perda de pressão, a análise sobre o incremento na perda de pressão proporcionada pelos insertos e comparações com métodos de previsão disponíveis na literatura e descritos no Capítulo 3.

6.2.2.1 Resultados experimentais

As Figs. 6.18 a 6.21 apresentam os resultados de perda de pressão por atrito levantados em condições adiabáticas. Vale ressaltar que para estes resultados a queda de pressão devido à variação da quantidade de movimento apresenta valores inferiores a 1% da perda de pressão por atrito.



T_{sat} = 5 °C T_{sat} = 15 °C

Figura 6.18 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para *G*=75 kg/m²s.

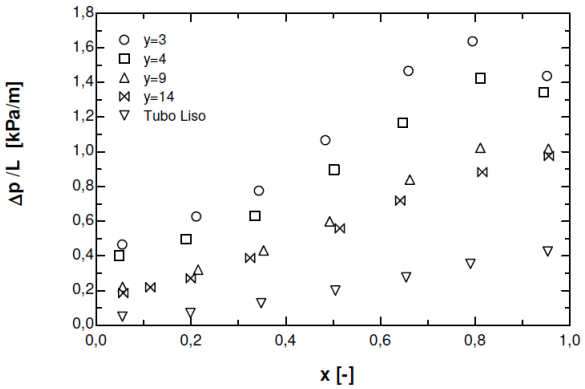
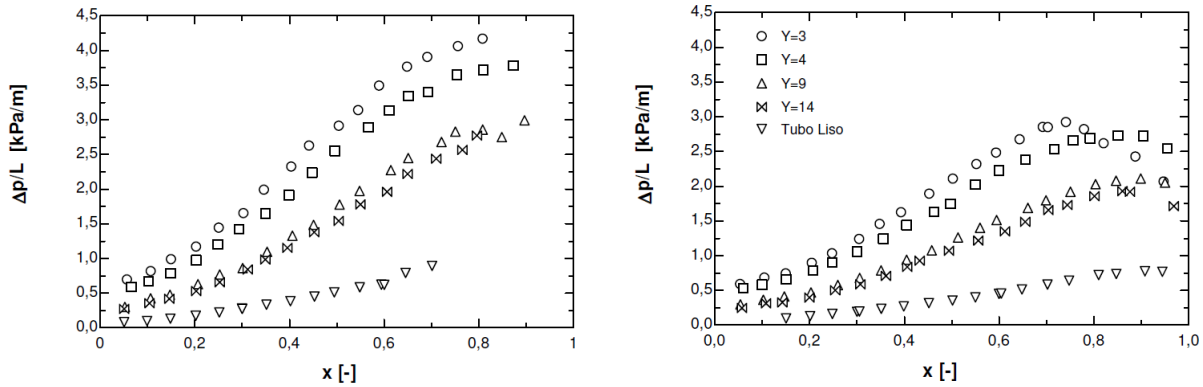
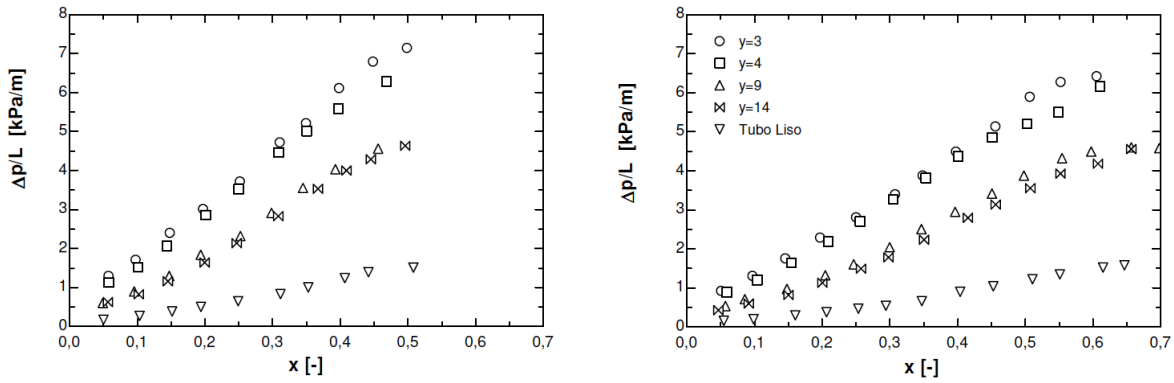


Figura 6.19 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para *G*=112,5 kg/m²s e T_{sat} = 15°C.



T_{sat} = 5 °C T_{sat} = 15 °C

Figura 6.20 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para *G*=150 kg/m²s.



T_{sat} = 5 °C T_{sat} = 15 °C

Figura 6.21 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor para *G*=250 kg/m²s.

De maneira geral, com a redução da razão de retorcimento há incremento na perda de pressão. Os gradientes de pressão para as razões de retorcimento superiores não apresentam diferenças significativas. De fato, com base na usual abordagem para estimativa da perda de pressão para escoamento em tubos com fitas retorcidas apresentada por Agrawal *et al.* (1982), descrita no Capítulo 3, o incremento no gradiente de pressão é reduzido com o aumento na razão de retorcimento. Tal tendência é verificada pela derivada da Eq. (3.70) em relação à razão de retorcimento, dada por:

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\Delta p_{Vr}}{\Delta p_p}\right)=\frac{-nC}{y^{n+1}} \qquad (6.2)$$

Independentemente da razão de retorcimento verificou-se a redução do título de vapor correspondente ao gradiente de pressão máximo com a elevação da velocidade mássica, conforme observado em resultados para escoamento em tubos sem insertos, apresentado na Fig. 6.18. Esta tendência se intensifica para razões de retorcimento reduzidas. Para y=3 e T_{sat}=15 °C, o pico de perda de pressão para *G* igual a 75 kg/m²s ocorre para um título de aproximadamente 0,85, enquanto para uma velocidade mássica de 150 kg/m²s o pico de perda de pressão é observado para $x \cong 0{,}7$. Para velocidade mássica igual a 112,5 kg/m²s e mesma temperatura de saturação, o pico é observado para título de vapor de aproximadamente 0,8, confirmando a tendência observada.

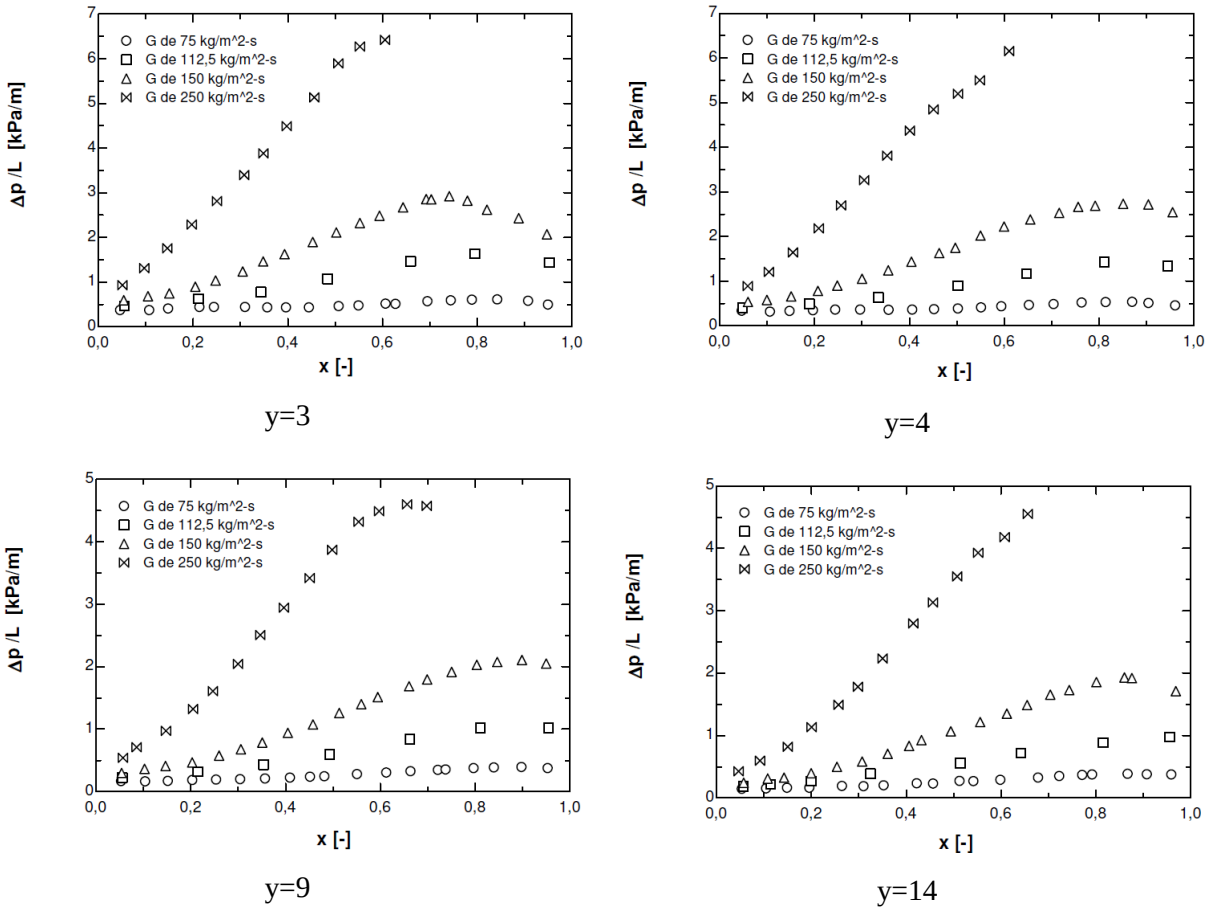


Figura 6.22 – Variação da perda de pressão média com o título de vapor.

Para razão de retorcimento, velocidade mássica e título de vapor similares, os gradientes de pressão são superiores para a temperatura de saturação igual a 5 °C. Tal comportamento relaciona-se ao decréscimo do volume específico do vapor com o incremento da temperatura de saturação, implicando em velocidades superficiais da fase gás inferiores.

Para razões de retorcimento reduzidas e uma velocidade mássica de 75 kg/m²s ocorre um máximo local na perda de pressão para títulos de vapor próximos a 0,2. Esta inflexão ilustrada na Fig. 6.18coincide com a transição entre os padrões de escoamento estagnante e intermitente. Assim, o máximo local está relacionado com efeitos inerciais, devido à energia do escoamento necessária à aceleração do filme líquido estacionário, fato este não verificado durante escoamento segundo o padrão intermitente.

Tendências similares às indicadas neste estudo foram observadas por Akhavan-Behabadi *et al.* (2009 a, b). Devido às reduzidas temperaturas de saturação empregadas pelos autores, com consequente velocidade superficial mais elevada, a não verificação de máximo local para na perda de pressão para títulos de vapor próximos a 0,2, relacionada a transição entre os padrões de escoamento estagnante e pistonado, está de acordo com os resultados

experimentais do presente estudo, pois o primeiro padrão é observado para velocidades superficiais reduzidas.

Resultados para a perda de pressão com a seção de testes submetida a aquecimento foram realizados com o objetivo de verificar uma possível influência do fluxo de calor na perda de pressão por atrito. Estes efeitos poderiam estar relacionados a escoamentos secundários induzidos pela diferença de densidade entre o fluido em contato com a superfície do tubo no seio do escoamento.

A Fig. 6.23 apresenta a comparação entre as perdas de pressão por atrito durante escoamento bifásico no interior de tubos lisos sem insertos. A perda de pressão por atrito definida como diabática, foi estimada a partir da perda de pressão fornecida pelo transdutor diferencial subtraído da parcela inercial, Eq. (4.4), (ver seção 4.5.2) com a fração de vazio estimada segundo a versão de Steiner do modelo de Rouhanni-Axelsson, Eq. (2.65).

A perda de pressão adiabática por atrito com a superfície de testes submetida a fluxo de calor foi estimada a partir da discretização da seção de testes em 100 elementos. Polinômios de grau três foram ajustados para cada condição a partir dos resultados experimentais para condições adiabáticas. Perdas de pressão foram calculadas para cada segmento considerando condições de vazão, temperatura de saturação e título de vapor médio estimado a partir de um balanço de energia sobre o segmento. A partir daí, determinou-se a perda de pressão por atrito para condições diabáticas na seção de testes, conforme a seguinte equação.

$$\Delta p_{estimado} = \frac{\sum_{j=1}^{N} \Delta p_{atrito,elemento}(x_j)}{N} \qquad (6.3)$$

Para este cálculo, as propriedades do fluido refrigerante foram estimadas considerando um gradiente de temperatura constante entre a entrada e a saída da seção de testes.

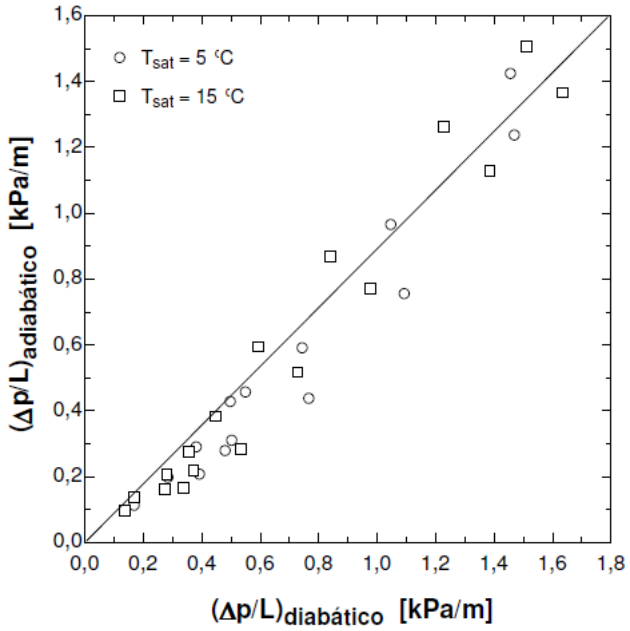


Figura 6.23 – Análise do efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para tubo sem inserto.

A Fig. 6.24 apresenta comparações entre as parcelas de perda de pressão por atrito durante escoamentos bifásicos diabáticos e adiabáticos para tubos com fitas retorcidas. A metodologia adotada é análoga à utilizada para o tubo sem fita retorcida.

Segundo a Fig. 6.24, para tubos com fitas retorcidas, o efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito também é desprezível. As diferenças observadas estão relacionadas principalmente a erros experimentais e ajuste de polinômios necessários a comparação.

Adicionalmente vale salientar que a variação de título de vapor entre a entrada e saída da seção de testes apresenta valores elevados, de até 70%, indicando que a consideração de gradiente de pressão constante é incoerente.

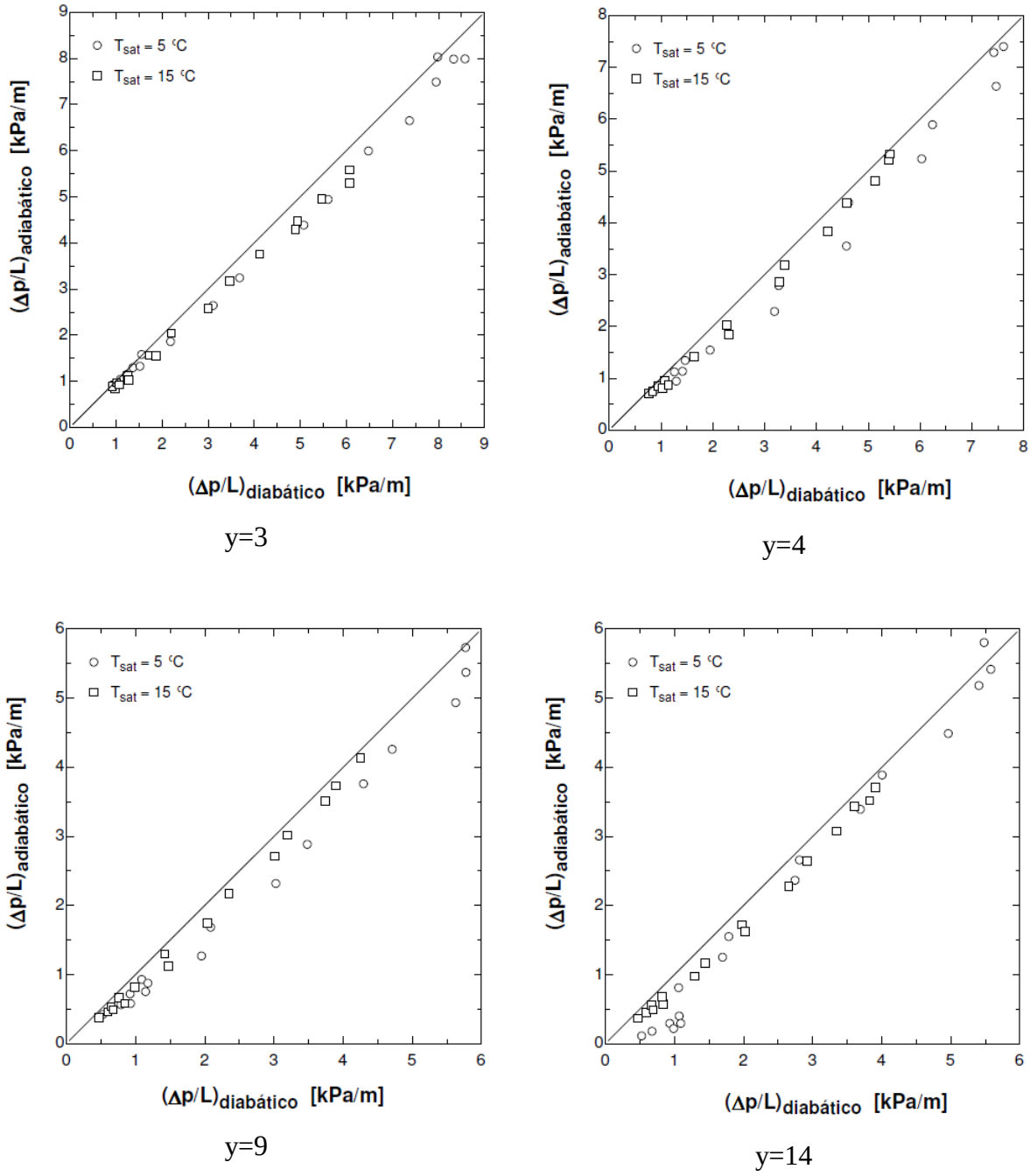


Figura 6.24 – Análise do efeito do fluxo de calor na perda de pressão por atrito para tubos com fita retorcida, ϕ=10 e 20 kW/m².

6.2.2.2 Avaliação do incremento da perda de pressão por atrito pela fita retorcida

A partir de polinômios de regressão dos dados experimentais para a perda de pressão em tubos sem inserto, foi calculada a razão entre as perdas de pressão entre tubos com e sem fita retorcida ($\Delta p_{FR}/\Delta p_{TL}$), cujos resultados encontram-se ilustrados nas Figs. 6.26 a 6.28.

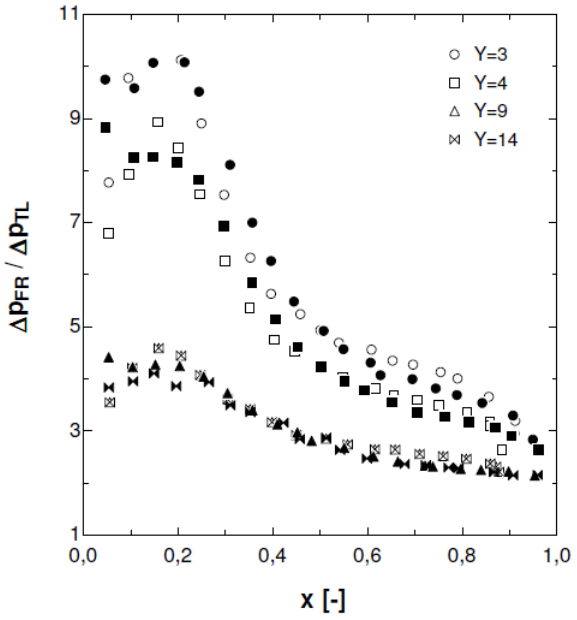


Figura 6.25 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para *G*=075 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C.

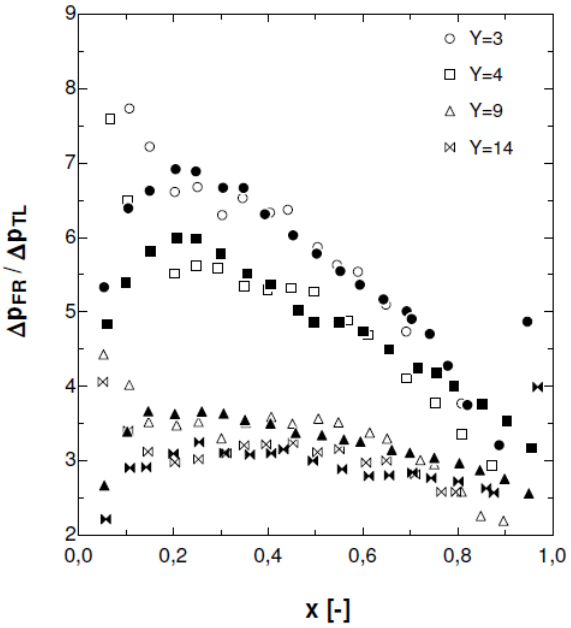


Figura 6.26 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para *G*=150 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C.

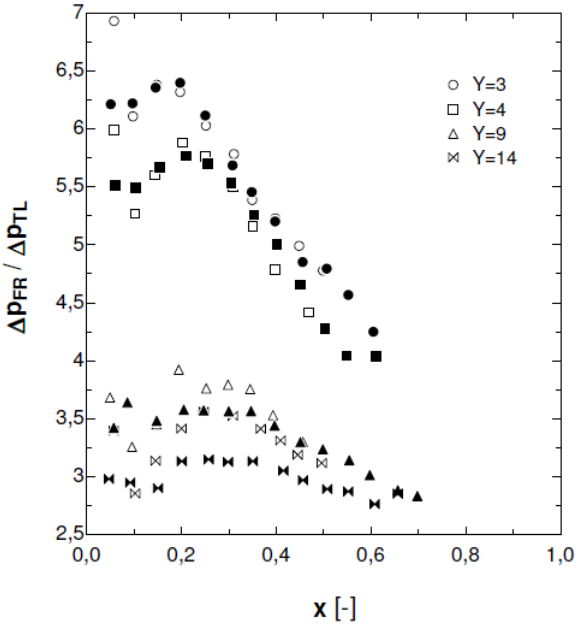


Figura 6.27 – Variação com o título de vapor do incremento da perda de pressão proporcionado pela fita para *G*=250 kg/m²s. Símbolos preenchidos T_{sat}=15 °C e vazados T_{sat}=5 °C.

De forma geral, a razão de incremento da perda de pressão se eleva com o decréscimo da razão de retorcimento, o incremento da perda de pressão é superior para títulos inferiores, apresentando um máximo para títulos de vapor entre 0,1 e 0,2 e decrescendo drasticamente a partir de um pico com incrementos adicionais do título de vapor. Destaca-se o fato de nas proximidades do pico e para razões de retorcimento reduzidas ocorrer à transição entre os padrões de escoamento Estagnante e Intermitente, com consequente dissipação de energia do escoamento para a aceleração do filme de líquido estacionário.

Além disso, verifica-se nas Figs. 6.26 a 6.28 um efeito desprezível da temperatura de saturação no incremento da perda de pressão.

As Figs. 6.29 a 6.32 ilustram a variação da razão entre perdas de pressão para as diferentes razões de retorcimento. Nelas verifica-se para títulos de vapor reduzidos incrementos de perda de pressão para *G*=75 kg/m²s de até cerca de duas vezes superiores ao observado para velocidades mássicas de 150 kg/m²s. Entretanto para títulos superiores os resultados tornam-se próximos com a razão entre perdas de pressão apresentando resultados ligeiramente inferiores para *G*=75 kg/m²s, e *x* entre 0,4 e 0,8. Este comportamento pode ser justificado com base nos padrões de escoamento, que para velocidades mássicas e títulos de vapor reduzidos é observada a transição entre os padrões de escoamento estagnante e intermitente, não observado para velocidades mássicas elevadas. Adicionalmente com o

incremento do título de vapor a transição para os padrões de escoamento pistonado e anular-estratificado é verificada para todas as velocidades mássicas.

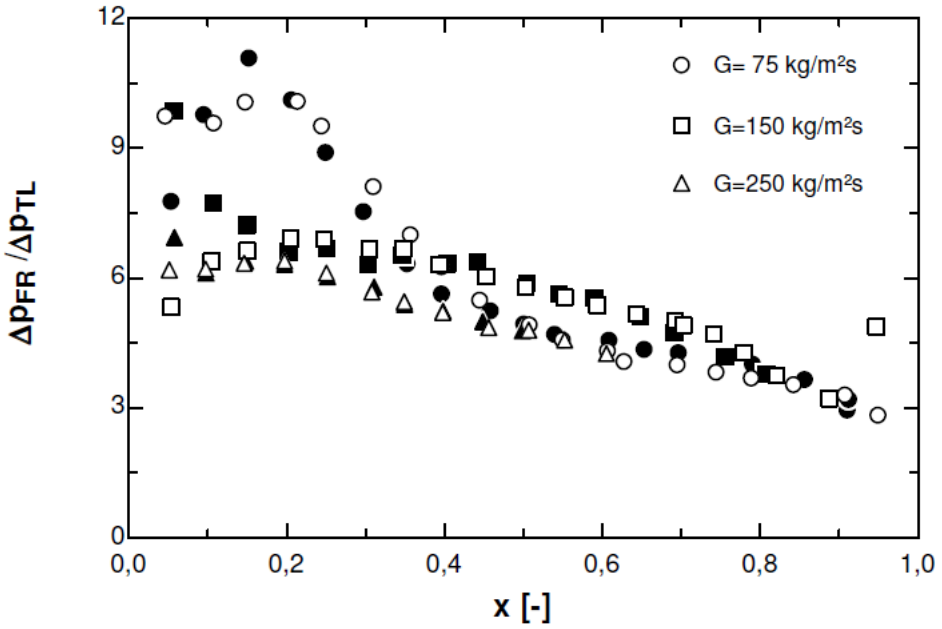


Figura 6.28 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para *y*=3. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C.

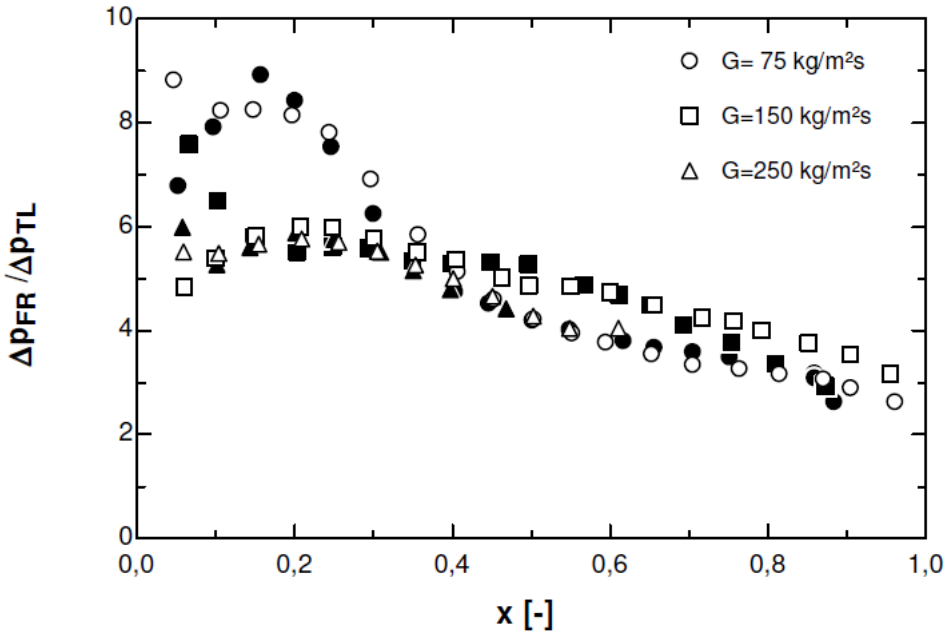


Figura 6.29 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para *y*=4. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C.

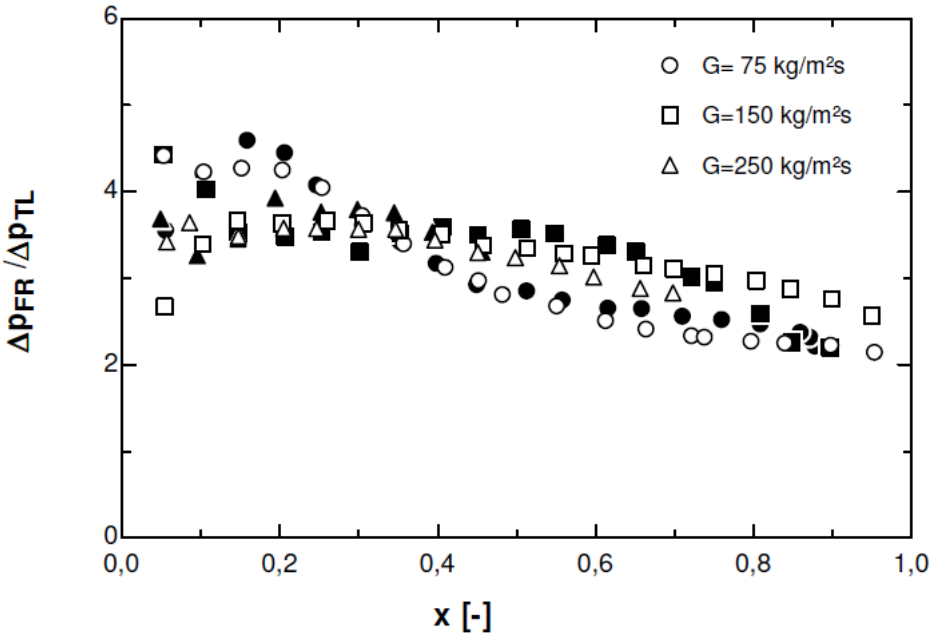


Figura 6.30 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para *y*=9. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C.

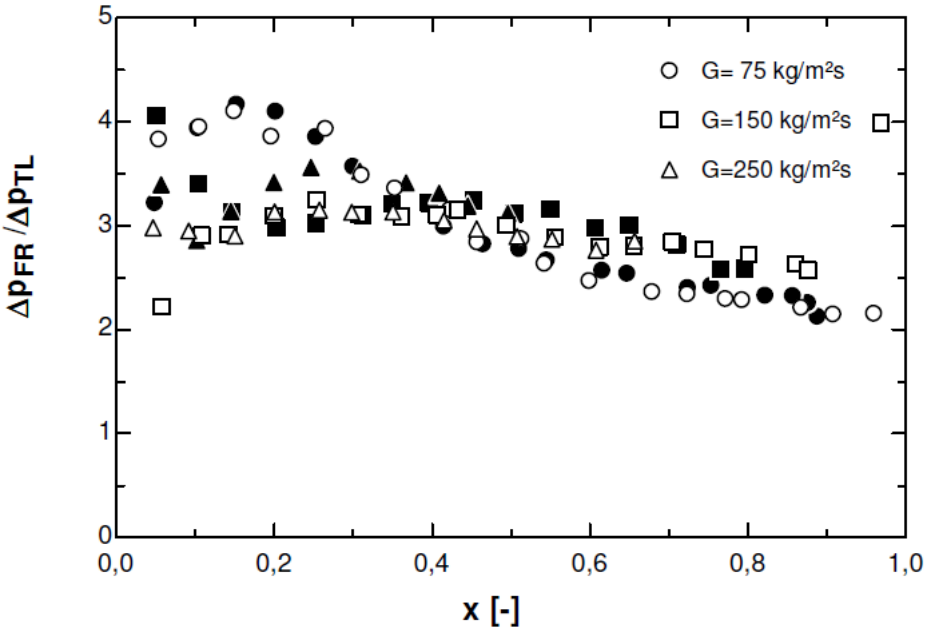


Figura 6.31 – Efeito da velocidade mássica no incremento da perda de pressão para *y*=14. Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15 °C.

Para todos os casos analisados, o incremento da perda de pressão tende para um valor próximo a 2 para título de vapor igual a 1. Esta tendência também pode ser justificada pelo padrão de escoamento anular observado para títulos de vapor elevados, independentemente da razão de retorcimento. Portanto o líquido escoa predominantemente junto à superfície do tubo e mecanismos relacionados ao ângulo de hélice têm suas influências reduzidas.

6.2.2.3 Comparação dos resultados experimentais com métodos de previsão da literatura

Neste item, os resultados experimentais levantados são comparados com métodos de previsão de perda de pressão no interior de tubos, apresentados na revisão bibliográfica.

Os resultados para os dados de perda de pressão por atrito para tubo sem insertos foram comparados com os métodos de previsão de perda de pressão descritos no Capítulo 3. Estas comparações encontram-se ilustradas nas Figs. 6.32 a 6.36. A Tab. 6.3 apresenta os parâmetros estatísticos utilizados na avaliação dos métodos de previsão, que são a parcela percentual de previsões com erro inferior a 30 % (ξ), e o desvio absoluto médio (η) definido conforme a seguinte equação.

$$\eta = \frac{\sum \left| ((\Delta p / L)_{Estimado} - (\Delta p / L)_{Experimental}) / (\Delta p / L)_{Experimental} \right|}{N} \qquad (6.4)$$

Onde N é o número de dados experimentais.

Tabela 6.3 – Resultados dos parâmetros estatísticos considerados na avaliação dos métodos de previsão de perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico em tubo sem fita.

Autor	G [kg/m²s]	75		150		250		Todo banco de dados
	T_{sat} [°C]	5	15	5	15	5	15	
Lockhart e Martinelli (1949)	ξ	37	38	25	21	10	15	27
	η	83	86	107	104	104	106	97
Grönnerud (1979)	ξ	84	81	94	100	90	92	90
	η	13	16	8	8	9	7	11
Friedel (1979)	ξ	11	5	88	47	50	46	38
	η	74	63	55	43	40	36	54
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	ξ	53	62	56	74	100	100	70
	η	35	26	22	20	14	16	23
Moreno-Quibén e Thome (2007)	ξ	79	81	69	84	0,00	0	60
	η	19	17	18	13	47	45	24

De maneira geral, o método proposto por Grönnerud (1979) é o que apresenta melhor correlação dos dados experimentais, com 90% dos dados calculados apresentando um erro inferior a 30%. O método de Müller-Steinhagen e Heck (1986) também prevê razoavelmente o banco de dados levantado neste estudo, com 70% dos resultados estimados apresentando um erro inferior a 30%. Ambos os métodos relacionam com maior precisão resultados para velocidades mássicas elevadas.

Os métodos de Lockhart e Martinelli (1949) e Friedel (1979) não demonstraram serem apropriados para a estimativa da perda de pressão para o presente banco de dados apresentando, respectivamente, 26 e 38 % dos dados previstos com erros inferiores a 30% em relação aos resultados experimentais.

O modelo de Moreno-Quibén e Thome (2007) prevê satisfatoriamente os dados experimentais para velocidades mássicas reduzidas, porém para velocidades mássicas elevadas o método subestima a perda de pressão. Tal comportamento pode ser justificado pelo banco de dados utilizado pelos autores para o desenvolvimento do método, que contempla diâmetros inferiores ao do presente estudo, e também pelo método de previsão de padrão de escoamento utilizado, correspondente ao método de Wojtan *et al.* (2005), que não se mostrou apropriado para a previsão dos padrões de escoamento para o banco de dados levantado conforme apresentado no item 6.2.1.

Os resultados experimentais para ensaios durante escoamentos bifásicos adiabáticos em tubos com fitas retorcidas foram comparados com estimativas obtidas através dos métodos de previsão de perda de pressão descritos no Capítulo 3. As Figs. 6.37 a 6.39 apresentam as comparações entre os dados experimentais e os valores estimados através dos métodos. A Tab. 6.4 apresenta os resultados estatísticos destas comparações com base nos mesmos parâmetros de avaliação utilizados para tubos sem insertos.

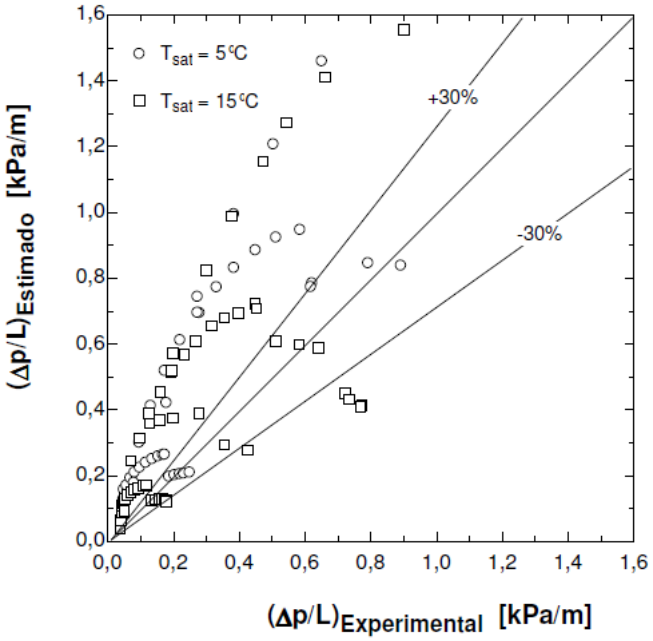


Figura 6.32 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Lockhart e Martinelli (1949).

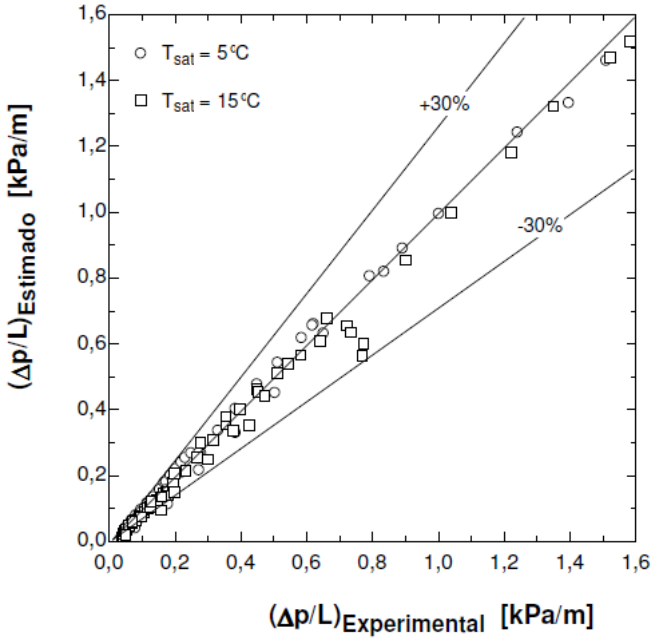


Figura 6.33 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Grönnerud (1979).

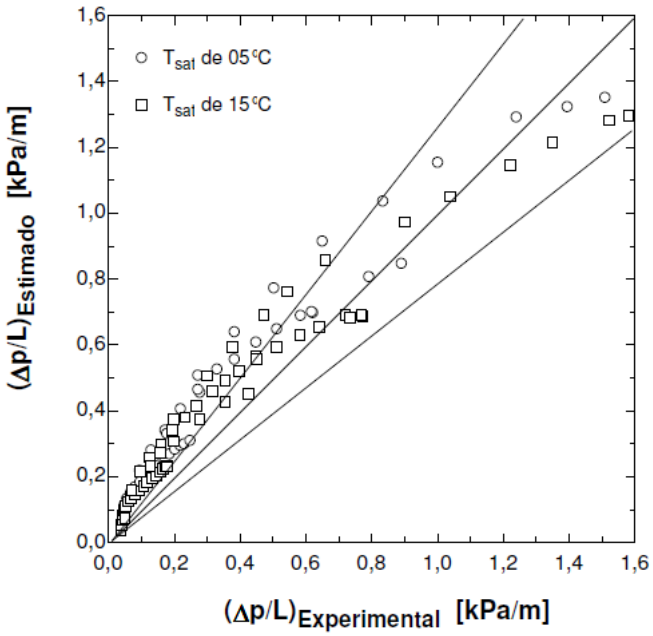


Figura 6.34 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Friedel (1979).

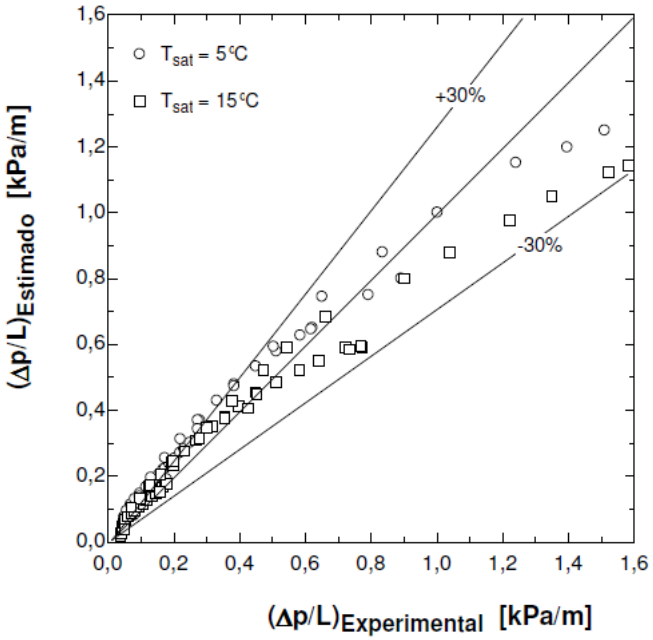


Figura 6.35 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Müller-Steinhagen e Heck (1986).

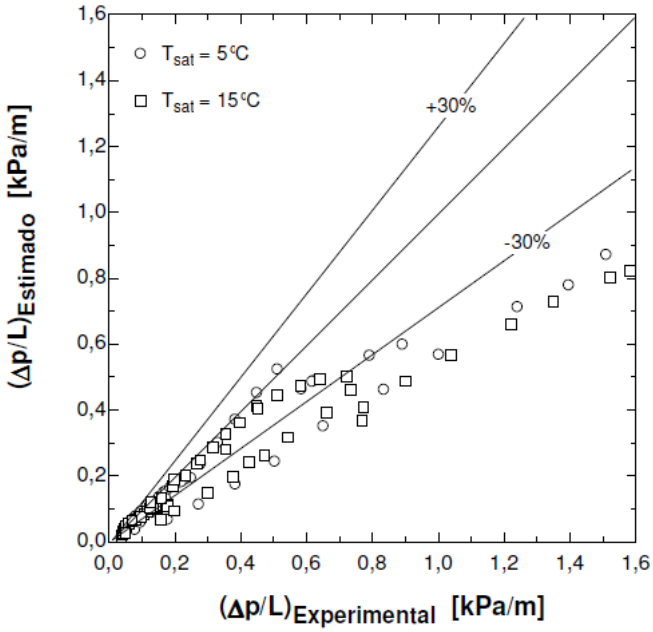


Figura 6.36 – Comparação entre os resultados experimentais para o tubo sem fita retorcida e as previsões segundo Moreno-Quibén e Thome (2007).

Para os ensaios envolvendo tubos com insertos, Jensen *et al.* (1985) previu 66% dos resultados experimentais com erro inferior a 30%. Entretanto, em caso de velocidades mássicas reduzidas este método superestima a perda de pressão, independentemente da razão de retorcimento. Tal comportamento pode estar relacionado ao banco de dados utilizado pelos

autores ser distinto do levantado no presente estudo, compreendendo velocidades mássicas entre 120 e 1600 kg/m²s.

O método proposto por Agrawal *et al.* (1982) embora baseado em resultados experimentais para *G* entre 144 e 388 kg/m²s, apresentou melhores previsões para velocidades mássicas inferiores.

O método de Akhavan-Behabadi *et al.* (2009) prevê satisfatoriamente a perda de pressão para velocidades mássicas elevadas. Entretanto com o decréscimo da velocidade mássica e incremento da razão de retorcimento os erros proporcionados pelo método em relação aos resultados experimentais se elevam. Vale ressaltar que as condições experimentais utilizadas pelos autores são semelhantes as do presente estudo, exceto pelo diâmetro de 10,0 mm, e temperatura de saturação inferior.

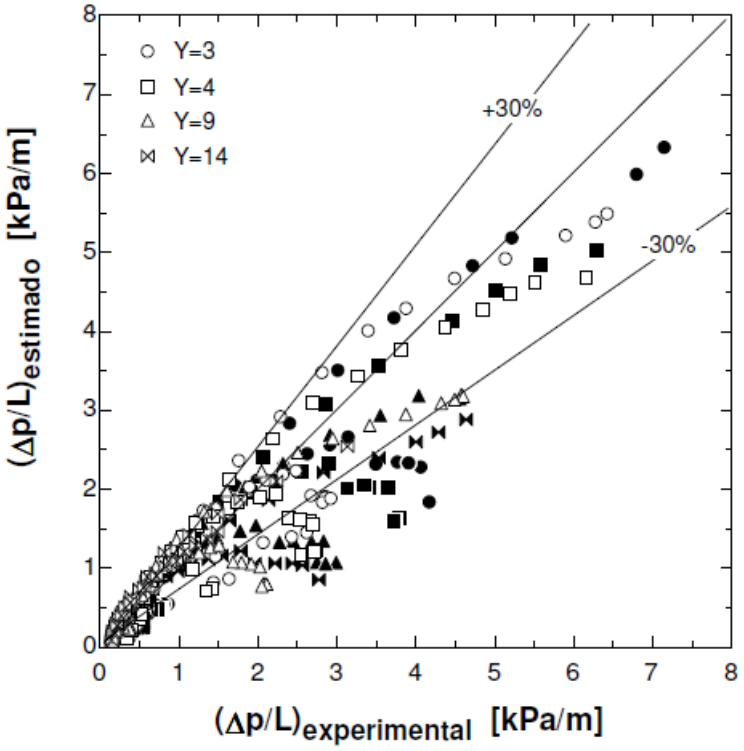


Figura 6.37 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método de Agrawal *et al.* (1982). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C.

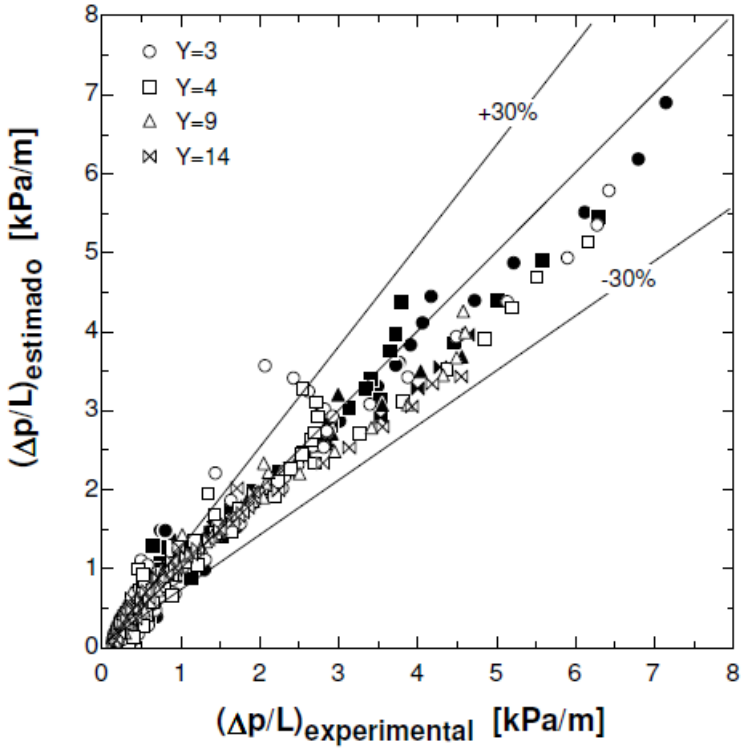


Figura 6.38 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método de Jensen *et al.* (1985). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C.

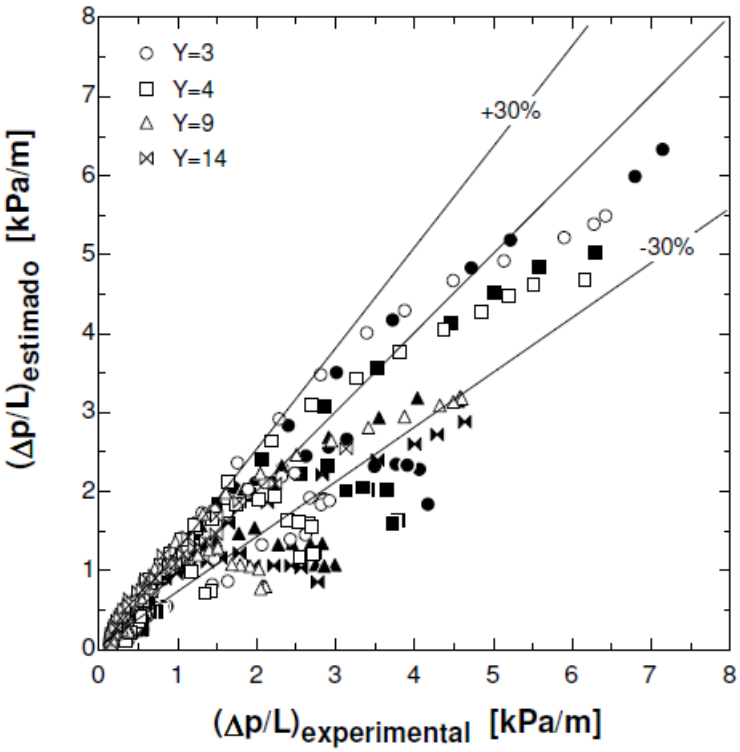


Figura 6.39 – Comparação entre os resultados experimentais para tubos com fita retorcida e o método Akhavan-Behabadi *et al.* (2009). Símbolos preenchidos para T_{sat}=5°C e vazados para T_{sat}=15°C.

Tabela 6.4 – Resultados dos parâmetros estatísticos para a comparação entre os métodos de previsão e resultados experimentais para perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico em tubo com fitas retorcidas.

y	G [kg/m²s]	T_{sat} [°C]	Agrawal *et al.* (1982)		Jensen *et al.* (1985)		Akhavan-Behabadi *et al.* (2009)	
			ξ	η	ξ	η	Ξ	η
3	75	5	58	25	21	49	42	29
	75	15	79	22	26	45	32	34
	150	5	63	25	94	7	100	13
	150	15	45	26	85	14	95	12
	250	5	100	13	100	6	100	13
	250	15	83	18	100	13	100	15
	Todos os dados		68	22	66	25	74	20
4	75	5	63	25	16	55	32	36
	75	15	74	24	26	47	26	39
	150	5	41	30	100	11	94	14
	150	15	42	29	95	9	100	9
	250	5	100	15	100	8	100	16
	250	15	83	16	100	16	100	17
	Todos os dados		63	24	67	27	71	23
9	75	5	53	28	16	60	16	59
	75	15	63	27	21	45	16	55
	150	5	28	37	78	15	61	26
	150	15	42	34	95	10	68	18
	250	5	78	19	100	9	67	24
	250	15	57	25	100	11	79	22
	Todos os dados		51	29	63	27	48	36
14	75	5	47	29	16	50	21	47
	75	15	53	26	32	37	21	41
	150	5	56	30	88	15	63	27
	150	15	47	33	100	12	68	22
	250	5	60	21	100	11	70	25
	250	15	62	25	100	13	77	25
	Todos os dados		53	28	68	25	50	32
Banco de dados completo			59	26	66	26	61	28

Os métodos para a estimativa da perda de pressão durante escoamentos bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas apresentam melhores previsões para velocidades mássicas elevadas, condições nas quais o padrão de escoamento anular é predominante. Os métodos disponíveis na literatura não contemplam a influência da fita retorcida na transição prematura entre os padrões de escoamento estagnante para intermitente.

Verifica-se também comportamentos distintos da perda de pressão por atrito para tubo com e sem fita. Tais comportamentos não são capturados pelas correlações propostas até então pois nelas a perda de pressão para tubos com fitas retorcida é dada como uma função da perda de pressão para tubo sem fita, não incorporando efeitos do título de vapor.

7 CORRELAÇÃO PARA PREVISÃO DA PERDA DE PRESSÃO DURANTE ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS COM FITAS RETORCIDAS

Este capítulo trata do desenvolvimento de uma correlação generalizada para a previsão da perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas.

A opção pelo desenvolvimento de uma correlação e não um modelo mecanístico se justifica pelo fato da evaporação convectiva ser ainda um tema que desafia pesquisadores, pois envolve conhecimentos de ebulição nucleada, turbulência, fenômenos interfaciais, escoamentos bifásicos, instabilidades térmicas, entre outros. Vale ressaltar que estes fenômenos não são totalmente conhecidos para condições de escoamento em tubos sem insertos, e são ainda temas de diversas publicações em periódicos da área de transferência de calor e escoamentos bifásicos.

Dificuldades adicionais se apresentam para o caso de estudos sobre escoamento no interior de tubos com fitas retorcidas, devido à presença dos escoamentos secundários induzidos pela fita, descritos no Capítulo 3. Soma-se a isso o fato do número reduzido de resultados disponíveis na literatura sobre perda de pressão, coeficientes de troca de calor e padrões de escoamento em tubos contendo fitas retorcidas.

A correlação proposta neste capítulo considera inicialmente apenas resultados experimentais levantados no presente estudo. Posteriormente, em sua elaboração, são incluídos dados da literatura.

7.1 Análise das variáveis experimentais necessárias ao desenvolvimento da correlação

Os parâmetros incluídos na correlação foram definidos com base nas tendências observadas através da análise dos resultados experimentais. Para isto, inicialmente os

resultados experimentais foram adimensionalizados, sendo escritos como a razão entre a perda de pressão para o escoamento com e sem fita retorcida. Neste procedimento, para o cálculo da perda de pressão para a condição sem fita retorcida foi adotada uma correlação da literatura. A não utilização dos dados experimentais no procedimento de adimensionalização se deu com o intuito de tornar a correlação passível de utilização em condições para as quais dados de perda de pressão para tubo sem inserto não são disponíveis. Apesar de a correlação de Grönnerud (1979) ter fornecido melhores previsões dos resultados experimentais para tubo sem fita, os métodos de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Friedel (1979) também foram avaliados para o ajuste de uma correlação para previsão da perda de pressão em tubos contendo fitas retorcidas.

A não inclusão dos métodos de Moreno-Quibén e Thome (2007b) e Lockhart e Martinelli (1949) nesta análise se deve ao fato de apresentarem descontinuidades na perda de pressão, comportamento não verificado neste estudo para os dados experimentais.

De maneira geral, o incremento na perda de pressão pela fita é superior para razões de retorcimento reduzidas. Tal comportamento intensifica-se para títulos de vapor inferiores a 0,5. Consequentemente, a correlação para a razão entre as perdas de pressão deve conter a razão de retorcimento. Segundo os resultados experimentais, variações no fluxo de calor não afetam significativamente a perda de pressão. Logo, no desenvolvimento da correlação, despreza-se este parâmetro.

Conforme ilustrado nas Figs. 6.26 a 6.32, para determinadas condições, o incremento na perda de pressão decresce drasticamente com o aumento do título de vapor. Desta forma, adotou-se um termo exponencial para correlacionar efeitos da fração mássica de vapor.

Efeitos da velocidade mássica e do padrão de escoamento na razão entre perdas de pressão foram correlacionados através do número de Froude, que relaciona efeitos inerciais e gravitacionais, cujas intensidades relativas determinam o grau de estratificação do escoamento e a não uniformidade do filme líquido ao longo do perímetro do tubo. Definiu-se o número de Froude para a correlação da seguinte forma:

$$Fr_h = \frac{G^2}{g d_h \rho_H^2} \qquad (7.1)$$

ao contrário de Jensen *et al.* (1985), o diâmetro hidráulico adotado para a equação acima despreza a espessura da fita, sendo desta forma dado por:

$$d_h = d_i \frac{\pi}{\pi + 2} \qquad (7.2)$$

A densidade dada pelo modelo homogêneo na definição do número de Froude, Eq. (3.22), além de contabilizar a influência do título de vapor, permite à correlação contemplar condições de escoamento monofásico, isto é, títulos de vapor iguais a zero e a unidade.

Com base na discussão acima, propõe-se ajustar uma correlação ajustada através do banco de dados experimentais obtido neste estudo, conforme a seguinte equação:

$$\frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{TL}} = (1 + Ay^B Fr_h^C e^{Dx})^E \qquad (7.3)$$

O termo unitário foi considerado com o objetivo de contemplar o caso extremo correspondente a fita plana com espessura nula, condição para a qual a razão entre as perdas de pressão deve tender a unidade, correspondente a perda de pressão para uma seção semicircular.

7.2 Ajuste da correlação segundo os resultados experimentais

Neste item é apresentado o procedimento de ajuste dos expoentes e coeficientes da Eq. (7.3), com base em resultados experimentais para condições aproximadamente adiabáticas.

Além de ajustes para a Eq. (7.3), considerando todos os expoentes, também foram implementadas análises simplificadas considerando C e D nulos, e o expoente E igual à unidade.

Os coeficientes e expoentes da correlação foram determinados através do método dos mínimos quadrados. Através desta técnica obteve-se um sistema não linear de equações, cuja solução foi determinada através do método de Newton-Raphson com a matriz jacobiana estimada através do método das diferenças finitas.

Os coeficientes obtidos para a correlação proposta, e a parcela das estimativas de perda de pressão com erro inferior a 30% em relação aos dados experimentais são apresentadas na Tab. 7.1.

Na análise da regressão foram considerados os resultados para escoamentos monofásico e bifásicos para vazões iguais ou inferiores a 250 kg/m²s. Tal procedimento foi adotado pela impossibilidade de obtenção de dados para velocidades mássicas superiores em condições bifásicas, e com isso a inclusão somente de dados de perda de pressão monofásicos para velocidades superiores a 250 kg/m²s pode implicar em falsas tendências na estimativa da perda de pressão durante escoamentos bifásicos. De fato, com a regressão realizada incorporando todo o banco de dados levantado neste estudo, os erros das correlações obtidas foram superiores.

Entre as abordagens utilizadas para a estimativa do termo Δp_{TL} na Eq. (7.3), o método de Grönnerud (1979) foi o que apresentou melhores resultados com desvios em relação aos dados experimentais inferiores.

Tabela 7.1 – Coeficientes para predição da perda de pressão segundo Eq. (7.3).

Configuração	A	B	C	D	E	ξ
1	5,66	-0,853	0	0	1	35
2	12,419	-0,817	-0,225	0	1	60
3	14,29	-0,757	0	-3,072	1	67
4	3,775	-0,796	0	0	1,236	35
5	14,314	-0,767	-0,088	-2,01	1	69
6	1,49E+08	-4,207	-1,341	0	0,127	67
7	1732,406	-1,608	0	-6,561	0,341	67
8	5468979	-3,292	-0,53	-7,279	0,162	80

Com base nos resultados ilustrados na Tab. 7.1, indica-se para a previsão da perda de pressão a seguinte equação:

$$\frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{TL}} = (1 + 5{,}47.10^{6}\, y^{-3,3} Fr_h^{-0,53} e^{-7,3x})^{0,16} \qquad (7.4)$$

onde Δp_{TL} é determinado através da correlação de Grönnerud (1979) com a velocidade mássica e o diâmetro hidráulico calculados considerando a espessura da fita nula. A Fig. 7.1 ilustra a variação da parcela de dados previstas com desvio em relação aos dados experimentais dentro de diferentes margens de erro.

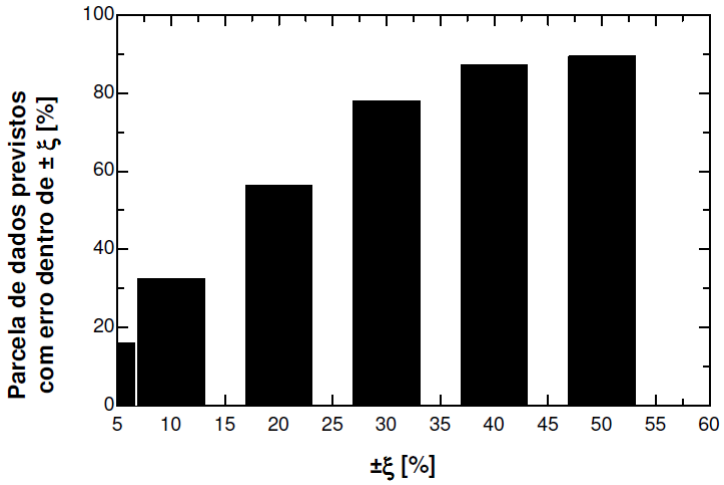


Figura 7.1 – Parcela dos dados entre previstos entre ±ξ com a variação de ξ.

Nesta figura verifica-se que cerca de 60% dos resultados experimentais levantados no presente estudo são previstos com ξ inferior a 20%, e 80% com erro inferior a 30%. Este resultado é razoável e superior aos proporcionados pelas correlações da literatura.

A Fig. 7.2 apresenta uma comparação entre os resultados experimentais e os valores correspondentes estimados através da Eq. (7.4).

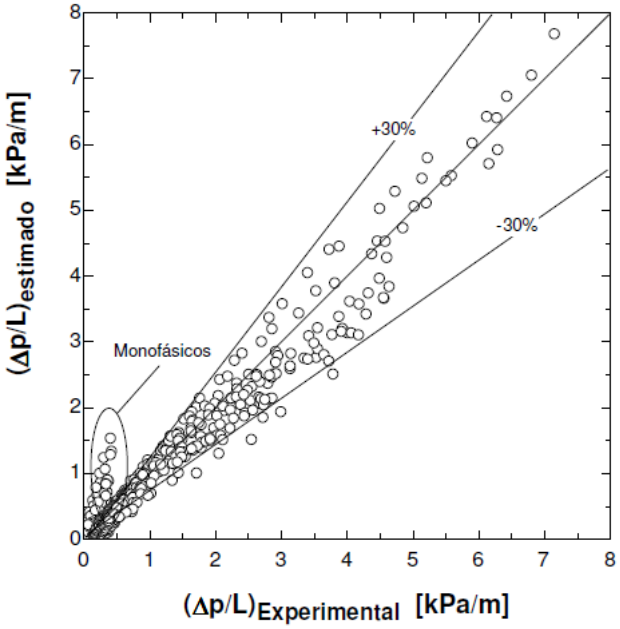


Figura 7.2 – Comparação entre gradientes de perda de pressão estimados através da correlação proposta e os resultados experimentais para tubos com fitas retorcidas.

De maneira geral, as estimativas para condições monofásica de líquido são as que apresentam erros superiores.

Considerando que uma correlação não deve fornecer apenas resultados precisos, mas também capturar as tendências dos resultados experimentais, as Figs. 7.3 a 7.8 ilustram a variação com o título de vapor dos gradientes de pressão experimental e estimado através da Eq. (7.4). Nelas, verifica-se que o deslocamento do gradiente de pressão para títulos inferiores com a redução da razão de retorcimento é capturado pela correlação.

Conforme apresentado no Capítulo 6, próximo a transição de transição entre os padrões estagnante e intermitente ocorre um máximo local no gradiente de pressão, comportamento não contemplado pela correlação proposta. Conforme a Fig. 7.4, para G=150 kg/m²s a Eq. (7.4) não captura a elevada taxa de incremento do gradiente de pressão para títulos de vapor próximos a região em que o gradiente de pressão é máximo.

Tais diferenças entre resultados permitem indicar que estes comportamentos seriam capturados através de um método que incorporasse um mapa de padrões de escoamento.

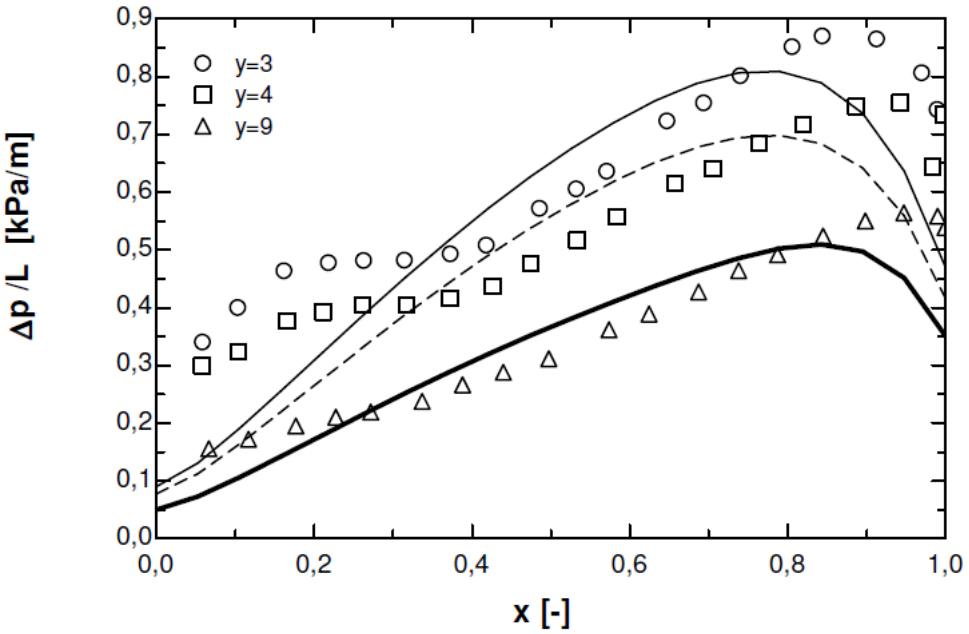


Figura 7.3 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=75 kg/m²s e T_{sat}=5 °C.

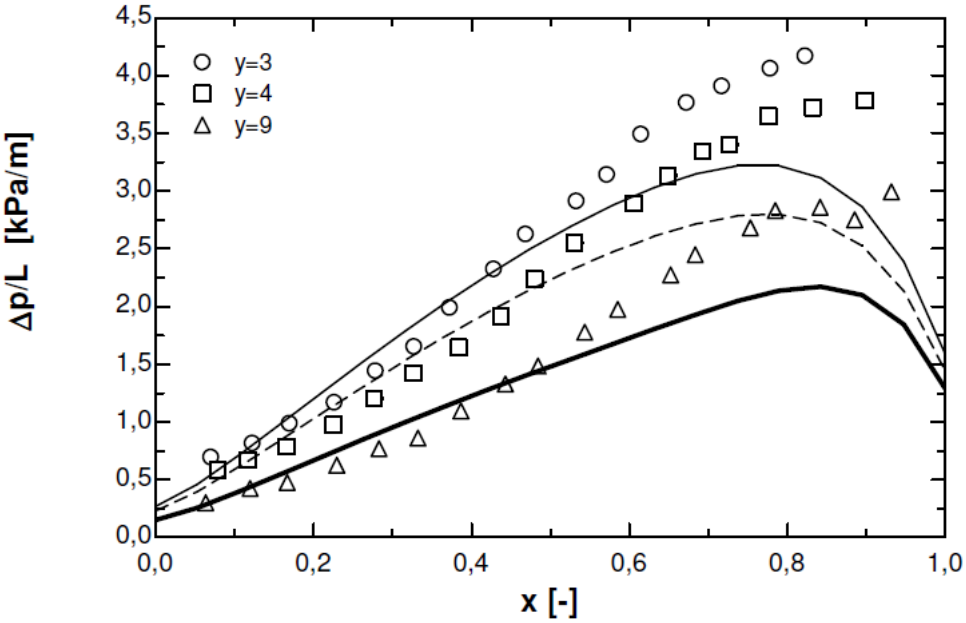


Figura 7.4 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=150 kg/m²s e T_{sat}=5 °C.

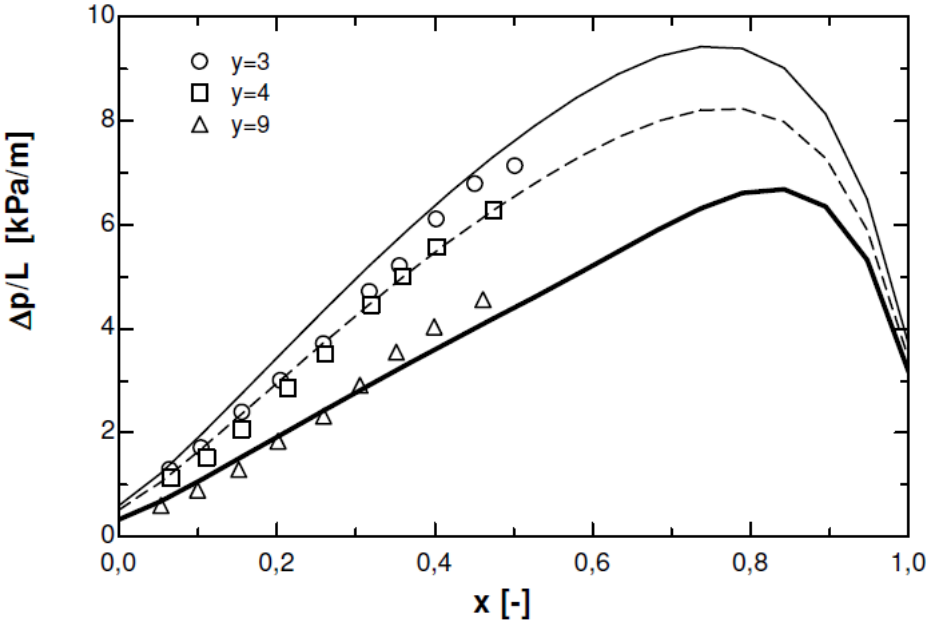


Figura 7.5 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=250 kg/m²s e T_{sat}=5 °C.

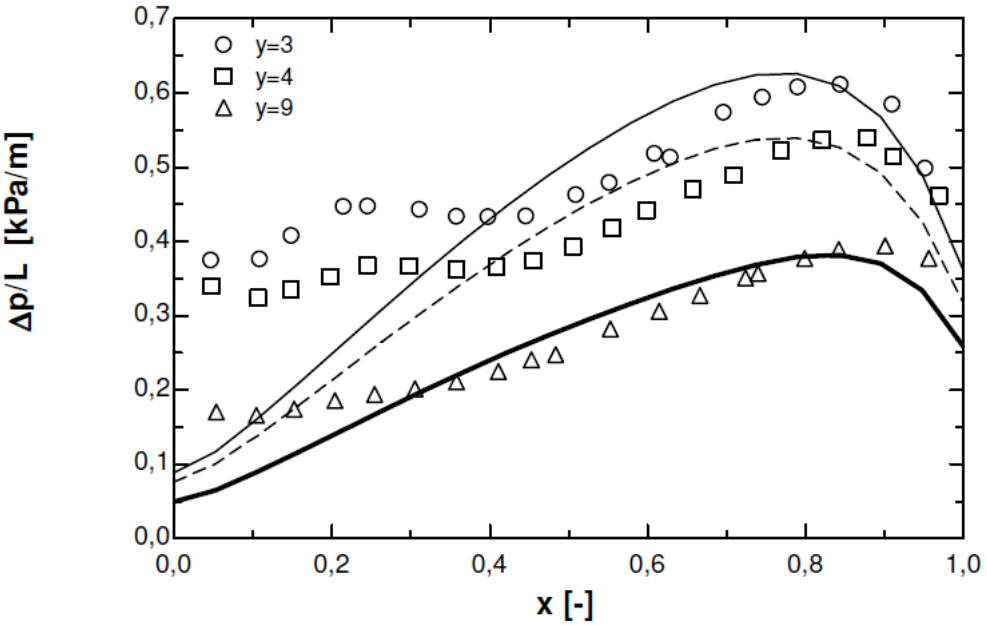


Figura 7.6 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=75 kg/m²s e T_{sat}=15 °C.

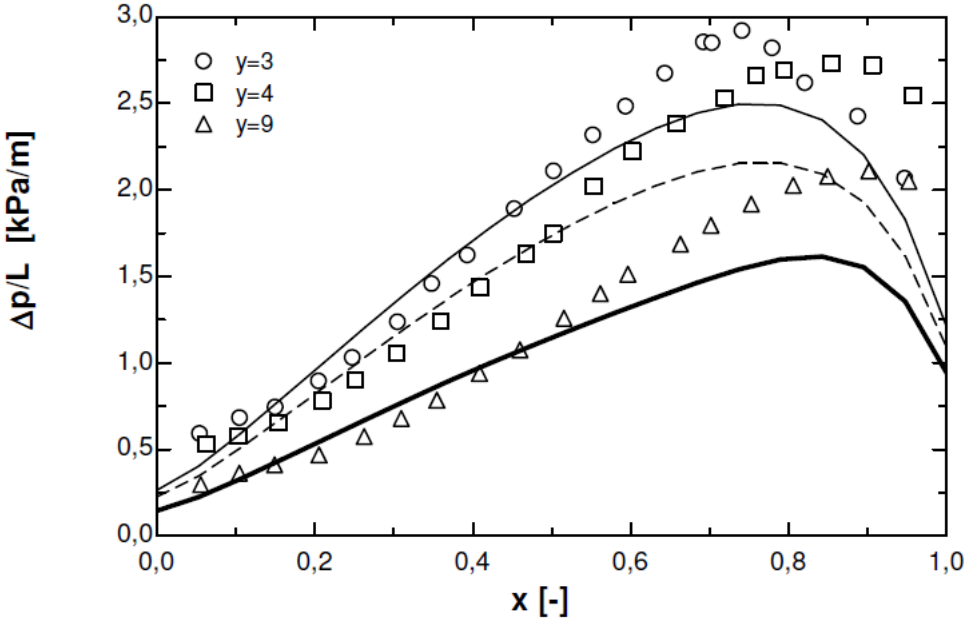


Figura 7.7 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=150 kg/m²s e T_{sat}=15 °C.

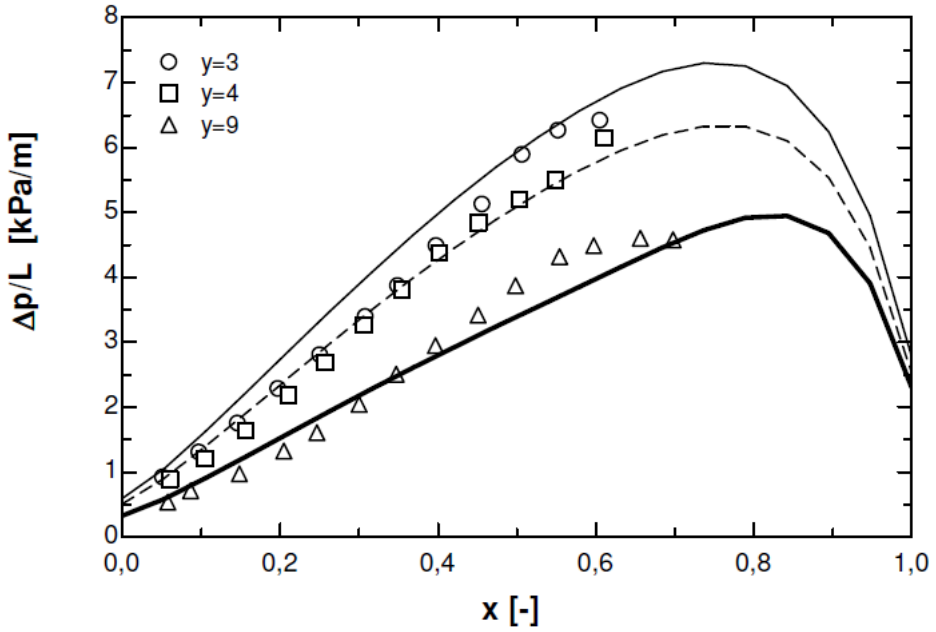


Figura 7.8 – Comparação entre os gradientes de perda de pressão obtidos experimentalmente e estimados, para G=250 kg/m²s e T_{sat}=15 °C.

A Tab. 7.2 apresenta os resultados das comparações entre os dados experimentais descritos na Tab. 7.3, levantados da literatura, e a Eq. (7.4). Comparações entre estes resultados experimentais e previsões segundo esta equação também encontram-se ilustrados na Fig. 7.6.

Tabela 7.2 – Comparação entre resultados da literatura e a Eq. (7.4) segundo a parcela de dados com desvios entre ±30%.

Autor	ξ [%]
Akhavan-Behabadi *et al.* (2009)	41
Eiamsa-Ard *et al.* (2006)	8
Naphon (2006)	80
Promvonge (2008)	0
Bergles *et al.* (1971)	26

De maneira geral, a correlação prevê satisfatoriamente os dados de Naphon (2006). No caso de Akhavan-Behabadi *et al.* (2009), cujo banco de dados envolve resultados para o R134a, fluido similar ao utilizado neste estudo, apenas 41% dos resultados foram previstos dentro de uma faixa de erro de ± 30%. Tal fato pode estar relacionado a faixa de temperatura de -3 a -19 °C utilizada pelos autores, enquanto no presente estudo ensaios foram realizados para temperaturas de evaporação de 5 e 15 °C. Temperaturas de saturação inferiores implicam em velocidades superficiais da fase vapor superiores afetando as transições entre padrões de escoamento e consequentemente os gradientes de pressão.

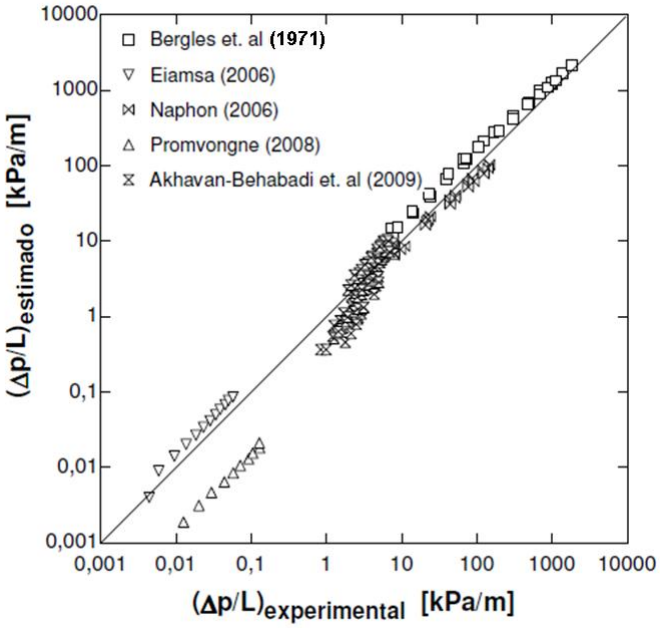


Figura 7.9 – Gradientes de perda pressão estimados e dados da literatura.

A correlação proposta não é apropriada para a estimativa dos dados de perda de pressão apresentados por Promvonge (2008). Além da diferença entre os fluidos de trabalho, os diâmetros internos das tubulações são distintos e as velocidades mássicas do autor são uma ordem de grandeza superiores as do presente estudo.

7.3 Ajuste da correlação incluindo dados da literatura

Com o objetivo de estender a utilização da correlação proposta a condições distintas das levantadas no presente estudo foi realizado um ajuste da Eq. (7.3), considerando além do banco de dados utilizado para a proposição da Eq. (7.4), resultados da literatura. Estes foram extraídos a partir de gráficos disponibilizados em artigos e encontram-se sumarizados na Tab. 7.3.

Novos coeficientes e expoentes para a Eq. (7.3) foram determinados através de procedimento similar ao adotado para a Eq. (7.4), considerando os dados da literatura e os obtidos experimentalmente neste estudo. Os resultados de Promvonge (2008) não foram incluídos na análise devido ao fluido de tratar-se de ar e as velocidades mássicas serem uma ordem de grandeza inferiores ao das aplicações consideradas neste estudo.

Tabela 7.3 – Descrição do banco de dados levantado na literatura.

Autores	Número de dados experimentais	Fluido / Temperatura [°C]	d_i [mm]	y	x	G [kg/m²s]
Akhavan-Behabadi *et al.* (2009)	116	R134a / -3 a -19	7,5	3, 6, 9 e 12	0,2 – 0,9	54 a 144
Eiamsa-Ard *et al.* (2006)	34	Água / 80	47,5	6 e 8	Monofásico	45 a 227,2
Naphon (2006)	20	Água / 40 a 45	8,1	3,08 e 3,7	Monofásico	241 a 1209
Promvonge (2008)	10	Ar / 25	47,5	4	Monofásico	1,284 a 6,227
Bergles *et al.* (1969)	31	Água / 10 a 93	6,35	2,55 e 6,16	Monofásico	470 a 15700

A nova correlação resultante é dada pela seguinte equação.

$$\frac{\Delta p_{FR}}{\Delta p_{TL}} = (1 + 884 y^{-1,54} Fr_h^{-0,17} e^{-2,96x})^{0,343} \qquad (7.5)$$

A Eq. (7.5) apresenta 82 % das estimativas dos dados experimentais do presente estudo com erro inferior a 30%, desta forma, apresenta desempenho superior a Eq. (7.4). Uma comparação entre estes valores experimentais e os fornecidos pela Eq. (7.5) encontra-se ilustrada na Fig. 7.10. Conforme esta figura os resultados para escoamentos monofásicos do presente estudo continuam sendo superestimados de forma análoga a Eq. (7.4).

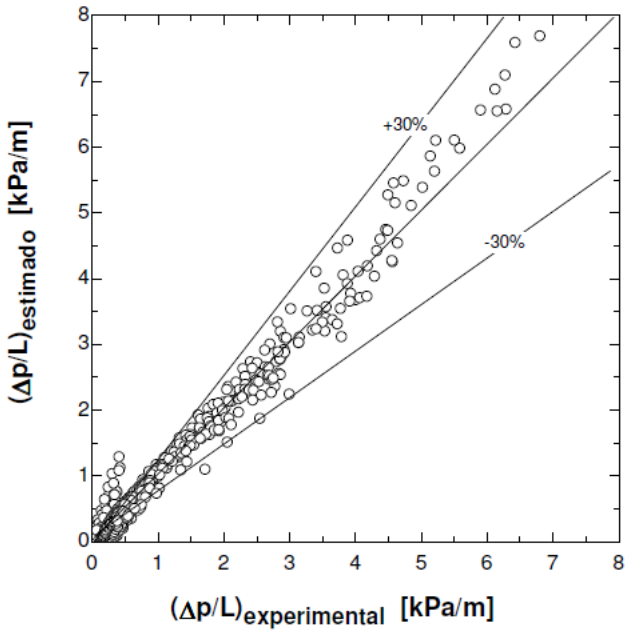


Figura 7.10 – Comparação entre o gradiente a perda de pressão estimado através da Eq. (7.5), e os resultados experimentais levantados no presente estudo.

A Fig. 7.11 e a Tab. 7.4 apresentam a comparação para a totalidade de dados utilizados no ajuste dos coeficientes e expoentes da Eq. (7.5), incluindo os dados de Promvonge (2008).

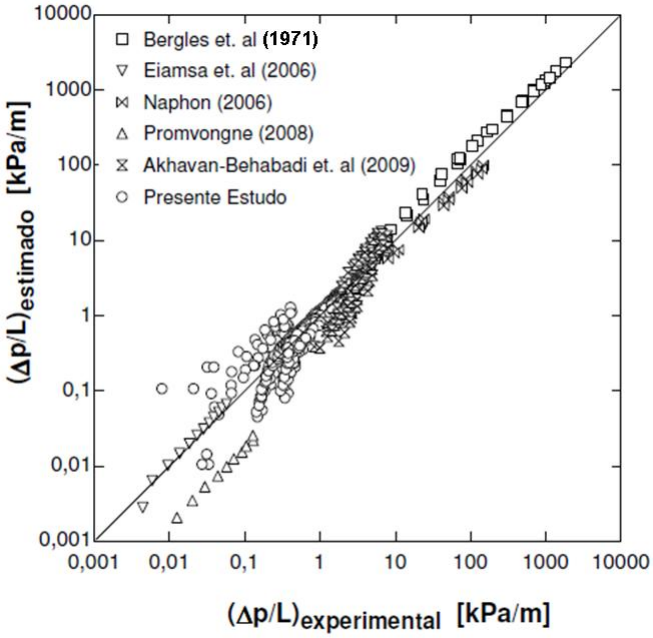


Figura 7.11 – Comparação entre gradientes de pressão estimados através da (7.5) e os dados experimentais.

Tabela 7.4 – Comparação entre resultados da literatura e a Eq. (7.5) segundo a parcela de dados com desvios entre ±30%.

Autor	ξ [%]
Presente estudo	82
Akhavan-Behabadi *et al.* (2009)	37
Eiamsa-Ard *et al.* (2006)	92
Naphon (2006)	55
Promvonge (2008)	0
Bergles *et al.* (1971)	13

Analogamente ao caso da correlação original dada pela Eq. (7.4), os dados de Promvonge (2008) para perda de pressão durante o escoamento de ar são subestimados pela Eq. (7.5).

A parcela dos dados para R134a de Akhavan-Behabadi *et al.* (2009) previstos com erro inferior a 30% decresce de 41 para 37 %, aparentemente devido à inserção de dados de perda de pressão para velocidades mássicas superiores.

A parcela de previsões de gradientes de pressão levantados experimentalmente no presente estudo com erro inferior a 30% apresenta crescimento de 80 para 82%, que pode ser devido à inserção de dados de perda de pressão para escoamento com velocidades superiores às praticadas no presente estudo, desse modo mais representativo para os dados perda de pressão para escoamento monofásico.

Os dados de perda de pressão para água de Eiamsa-Ard *et al.* (2006) são satisfatoriamente estimados a partir da nova correlação. Porém a parcela dos dados de Naphon (2006), previstas com erro inferior a 30% decresce de 80 para 55%.

Vale ressaltar que a ampliação do banco de dados é essencial para ampliar a faixa de aplicação das correlações, incluindo diferentes fluidos, diâmetros, razões de retorcimento e velocidades mássicas. Adicionalmente, a inclusão da influência do padrão de escoamento na estimativa da perda de pressão poderia vir a contemplar efeitos da transição entre os padrões de escoamento estagnante e intermitente.

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O estudo teórico-experimental desenvolvido durante o presente trabalho reuniu por meio de uma extensa revisão bibliográfica os principais estudos acerca de escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com e sem fitas retorcidas, fornecendo embasamento teórico para a análise dos resultados experimentais.

Foi realizada uma campanha experimental e levantados mais de 800 dados para a perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos. Estes dados foram obtidos para condições com e sem fita retorcida para quatro razões de retorcimento.

Adicionalmente foi apresentada discussão inédita sobre padrões de escoamento em tubos com fitas retorcidas, baseada em imagens obtidas através da utilização de uma câmera de alta velocidade e uma análise FFT do sinal da perda de pressão na seção de testes. Tais resultados permitiram avaliar a influência dos padrões na perda de pressão.

Com base nos resultados experimentais levantados no presente estudo e dados da literatura, uma correlação generalizada para a previsão da perda de pressão em tubos contendo fita retorcida foi desenvolvida, válida para escoamentos monofásicos e bifásicos.

Nas seções seguintes apresentam-se as principais conclusões deste estudo e recomendações para trabalhos futuros.

8.1 Conclusões

As principais conclusões levantadas neste estudo são:

- Uma extensa revisão da literatura sobre perda de pressão e padrões de escoamento durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com e sem fita retorcida foi efetuada. Estes estudos foram analisados de maneira crítica e envolveram tubos lisos sem fita por esta condição servir como referência ao estudo do escoamento com insertos. Desta forma a caracterização dos padrões em tubos sem fita foi

considerada na definição dos padrões durante escoamento bifásico no interior de tubos com fitas retorcidas. Devido à relevância da fração de vazio superficial para a previsão de padrões de escoamento e as parcelas gravitacional e inercial da perda de pressão, métodos para a sua estimativa baseados em modelos cinemáticos foram descritos e comparados;

- Foi apresentada uma discussão detalhada sobre a perda de pressão para escoamentos no interior de tubos. Ela inclui a apresentação dos métodos para previsão da perda de pressão por atrito durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com e sem fitas retorcidas. Para tubos lisos sem insertos e escoamentos bifásicos, foram apresentados os métodos de previsão baseados em multiplicadores bifásicos, como o de Grönnerud (1979), assim como puramente empírico, Müller-Steinhagen e Heck (1986), e baseada em abordagem mecanística a partir da distribuição das fases, Moreno-Quibén e Thome (2007b). Para tubos com fitas retorcidas foi apresentada uma discussão sobre os mecanismos físicos relacionados aos incrementos de perda de pressão na presença de fita. Neste trabalho os principais métodos para a estimativa da perda de pressão por atrito foram discutidos. Para escoamentos monofásicos, dentre os estudos analisados, destaca-se a proposta de Smithberg e Landis (1964), desenvolvida a partir de medição de campo de velocidades em seção transversal, e a proposta de Manglik e Bergles (1993 a,b) que definem o número de rotação (*Swirl Number*) para a transição entre regimes laminar e turbulento, assim para a estimativa da perda de pressão. Para escoamentos bifásicos no interior de tubos com fitas, os métodos geralmente adotam abordagens semelhantes, correlacionando a razão entre as perdas de pressão para escoamento com e sem fita retorcida como uma função da razão de retorcimento;
- Foi apresentada uma descrição detalhada do aparato experimental, juntamente com a metodologia empregada para a calibração dos equipamentos, validação das medidas, e análise de incertezas;
- Resultados experimentais para perda de pressão durante escoamentos monofásicos adiabáticos no interior de tubos com fitas retorcidas foram apresentados, e comparados com previsões segundo métodos disponíveis na literatura. Através desta análise constatou-se que os métodos não preveem adequadamente os resultados levantados;
- Foi apresentada, segundo a literatura consultada, uma discussão inédita a respeito de padrões de escoamentos bifásicos para tubos com fitas retorcidas. Tal análise baseia-se

em imagens obtidas com câmera de alta velocidade e análises FFT do sinal da perda de pressão na seção de testes. Esta investigação resultou na definição de cinco padrões de escoamento. Conforme esperado, a utilização de fitas retorcidas induz a transição para padrões de escoamento com maior parcela do perímetro da parede interna continuamente molhada. Tal efeito se intensifica com a redução da razão de retorcimento;

- Dados de perda de pressão por atrito durante escoamento bifásico foram levantados. Estes resultados foram analisados e verificou-se uma forte influência do padrão de escoamento na perda de pressão. Destaca-se a transição entre os padrões de escoamento estagnante e intermitente para a qual ocorre um máximo local no gradiente de pressão em títulos de vapor inferiores a 0,4. Para padrões de escoamento caracterizados pelo líquido junto à superfície interna do tubo, a razão entre as perdas de pressão por atrito para o tubo com e sem fita retorcida tendem para um valor único próximo a dois, independentemente da razão de retorcimento. Verificou-se que o fluxo de calor apresenta influência desprezível na perda de pressão por atrito, e que a variação da temperatura de saturação de 5 para 15 °C resulta em um efeito desprezível na razão $\Delta p_{FT}/\Delta p_{TL}$. Esta relação entre as perdas de pressão varia drasticamente com o título de vapor, comportamento este não capturado pelos métodos de previsão disponíveis na literatura. Os dados resultantes dos ensaios para escoamento bifásicos em tubos lisos sem fita foram comparados com os métodos proposto por Lockhart e Martinelli (1949), Grönnerud (1979), Friedel (1979) e Müller-Steinhagen e Heck (1986). Grönnerud (1979) apresentou a maior parcela de dados previstos com erro inferior a 30%. De um modo geral, os métodos disponíveis na literatura para previsão da perda de pressão durante escoamento bifásico no interior de tubos contendo fitas retorcidas falharam na previsão do banco de dados levantados neste estudo. Entretanto, vale destacar que o método de Agrawal *et al.* (1982) apresentou resultados satisfatórios em velocidades mássicas reduzidas, e o método de Jensen *et al.* (1985) previu com precisão os dados de perda de pressão para velocidades mássicas elevadas;
- Uma nova correlação para a previsão da perda de pressão em tubos com fitas retorcidas foi proposta, utilizando dados obtidos experimentalmente no presente estudo e dados extraídos da literatura. A equação proposta contempla os casos limites de razão de retorcimento nula e fita plana com espessura nula, além de contabilizar influência da velocidade mássica e do título de vapor. Para esta correlação cerca de

82% dos resultados experimentais levantados no presente estudo foram previstos com erro inferior a 30%;

8.2 Recomendações para trabalhos futuros

Recomendações para trabalhos futuros envolvendo escoamento em tubos com fitas retorcidas são apresentadas a seguir:

- Ampliação do banco de dados obtido através da realização de ensaios experimentais para outros fluidos e diâmetros distintos ao utilizado no presente estudo;
- Aperfeiçoamento da correlação proposta através da inclusão de dados para faixas de condições operacionais mais extensas;
- Investigação detalhada da troca de calor, relacionando-a com os padrões de escoamento;
- Definição dos padrões de escoamento a partir da utilização de métodos objetivos, pois durante a campanha experimental observou-se variações de parâmetros experimentais intrinsecamente relacionadas ao padrão de escoamento. Ressalta-se o fato da identificação dos padrões através de métodos subjetivos ser dependente do julgamento do observador;
- Elaboração de mapas para padrões de escoamento no interior de tubos com fitas retorcidas, e a inclusão dos padrões na elaboração de métodos de previsão para a perda de pressão e coeficiente de transferência de calor de maneira análoga ao procedimento desenvolvido pelo Professor John R. Thome e colaboradores, como os métodos de Wojtan *et al.* (2005) e Moreno-Quibén e Thome (2007) para tubos lisos sem fita;
- Estudo sobre a estabilidade hidrodinâmica dos padrões de escoamento em tubos com fitas retorcidas, visando dedução de critérios de transição semianalíticos entre os padrões de escoamento estagnante e intermitente, e entre os padrões anular-estratificado e anular.

9 REFERÊNCIAS

ABERNETHY, R.B. e THOMPSON, J.W. Handbook, Uncertainty in gas turbine measurement. National Technical Information Service. Fevereiro de 1983.

AGRAWAL, K.N. e VARMA, H.K. Experimental study of heat transfer augmentation versus pumping power in a horizontal R12 evaporator. International Journal of Refrigeration. Vol. 14, pp.273-281. 1991. doi: 0140-7007/91/050273-09

AGRAWAL, K.N., VARMA, H.K. e LAL, S. Pressure Drop During Forced Convection Boiling of R-12 Under Swirl Flow. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 104, n.4, p.758-762. 1982. doi: 10.1115/1.3245196

AKHAVAN-BEHABADI, M.A., KUMAR, R., JAMALI, M. Investigation on heat transfer and pressure drop during swirl flow boiling of R-134a in a horizontal tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 52, pp.1918-1927. 2009. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.034.

AKHAVAN-BEHABADI, M.A., KUMAR, R., MOHAMMADPOUR, A., JAMALI-ASHTIANI, M. Effect of twisted tape insert on heat transfer and pressure drop in horizontal evaporators for the flow of R-134a. International Journal of Refrigeration. Vol. 32, p. 922-930. 2009. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.11.004.

BAKER, Ovid. Simultaneous flow of oil and gas. The Oil and Gas Journal. Vol.53. pp.185-195. 26 de julho de 1954.

BANDARRA FILHO, Enio Pedone. Avaliação Experimental da Mudança de Fase de Refrigerantes no Interior de Tubos Horizontais lisos e Ranhurados. 2002. Tese - Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.

BARBIERI, Paulo E.L. Estudo teórico-experimental da ebulição convectiva do refrigerante R-134a em tubos lisos. 2005. Tese - Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.

BARBIERI, P.E.L., SAIZ-JABARDO, J.M., BANDARRA FILHO, E.P. Flow patterns in boiling of refrigerant R-134a in smooth tubes of several diameters. 5th European Thermal-Sciences Conference. The Netherlands, 2008.

BERGLES, A.E. Enhanced Heat Transfer Endless Frontier, or Mature and Routine. Journal of Enhanced Heat Transfer. Vol. 6, n.2-4. pp.79-88. 1999.

BERGLES, A.E., FULLER, W.D. e HYNEK, S.J. Dispersed flow film boiling of nitrogen with swirl flow, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 14, p. 1343-1354. 1971.

BIBERG, Dag. An explicit approximation for two-phase stratified the wetted angle in pipe flow. The Canadian Journal of Chemical Engineering. Vol. 77. pp.1221–1224. 1999. doi: 10.1002/cjce.5450770619.

BO PIERRE. Flow resistance with boiling refrigerants – Part I. ASHRAE Journal. pp.58-65. Setembro de 1964.

CHACKROUN, W.M. e AL-FAHED, S.F. The Effect of Twisted-Tape Width on Heat Transfer and Pressure Drop for Fully Developed Laminar Flow. Transactions of the ASME. Vol. 118, p. 584-589. 1996.

CHENG, L., RIBATSKI, G. e THOME, J.R. Two-Phase Flow Patterns and Flow-Pattern Maps: Fundamentals and Applications. Applied Mechanics Reviews. Vol.61, n.5, Setembro de 2008. doi:10.1115/1.2955990

CHURCHILL, S.W. Friction factor equations spans all fluid-flow regimes. Chemical Engineering (New York). Vol. 84, n.24, pp.91-92. 1977. ISSN: 00092460

COLLIER, J.G. e THOME, J.R. Convective boiling and condensation. Third Edition. Claredon Press: Oxford, 1994.

EIAMSA-ARD, S., THIANPONG, C. E PROMVONGE, P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements. International Communications in Heat and Mass Transfer. Vol. 33, p.1225–1233. 2006. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.08.002.

EIAMSA-ARD, S., THIANPONG, C., EIAMSA-ARD P. E PROMVONGE, P. Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert.

International Communications in Heat and Mass Transfer. Vol 36, p.365–371. 2009. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.01.006

FOX, R.W.; McDONALD, A.T. Introdução à mecânica dos fluidos. 2.ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy, 1979.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering. Vol. 16, n.2, pp.359-368. 1976.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants, Annexe 1972-1, Bull. de l'Inst. du Froid, 1979.

ISHII, M., HIBIKI, T. Thermo-Fluid Dynamics of Two-Phase Flow. Estados Unidos: Springer. 2006. ISBN-10: 0-387-28321-8.

JENSEN, M.K. An evaluation of the effect of twisted-tape swirl generators in two-Phase flow heat exchangers. Heat Transfer Engineering. Vol. 6, n.4, p.19-30. 1985.

JENSEN, M.K., POURDASHTI, M. e BENSLER, H. Two-Phase Pressure Drop With Twisted Tape Swirl Generators. International Journal of Multiphase Flow. Vol. 11, No. 2, pp.201-211. 1985. doi: 0801-9322/8.

JONES JR, O.C., ZUBER, N. The interrelation between void fraction fluctuations and flow patterns in two-phase flow. International Journal of Multiphase Flow. Vol. 2, p. 273-306. 1975. doi:10.1016/0301-9322(75)90015-4

KATTAN, N., THOME, J.R. e FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 – Development of a diabatic two-phase flow pattern map. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 120. pp.140-147. February 1998. doi: 10.1115/1.2830037

LIENHARD IV, J.H. e LIENHARD V, J.H. A heat transfer textbook 3rd Ed. Phlogiston Press: Cambridge, 2008.

LOPINA, R.F., BERGLES, A.E. Heat Transfer and Pressure Drop in Tape-Generated Swirl Flow of Single-Phase Water. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 91C, pp. 434-442. 1969.

MANGLIK, R.M. e BERGLES, A.E. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part I – Laminar Flows. Journal of Heat Transfer. Vol. 115, pp.881-889. 1993a. doi: 10.1115/1.291138.

MANGLIK, R.M. e BERGLES, A.E., Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part II – transition and Turbulent Flows, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp.890-896. 1993b. doi:10.1115/1.2911384.

MARNER, W.J., BERGLES, A.E. e CHENOWETH, J.M. On the presentation of performance data for enhanced tubes used in shell-and-tube heat exchangers. ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER, Vol. 105, pp. 358-365. 1983. doi: 10.1115/1.3245586

MAURO, A.W., MORENO-QUIBÉN, J., MASTRULLO, R., THOME, J.R. Comparison of experimental pressure drop data for two phase flows to prediction methods using a general model. International Journal of Refrigeration. Vol. 30, pp.1358-1367. 2007. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.008.

MISHIMA, K. e ISHII, M. Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 27, n.5, pp.723-737. 1984. doi: 10.1016/0017-9310(84)90142-X

MOODY, Lewis F. Friction factors for pipe flow. Transactions of the ASME. Vol. 66, n.8. pp.671-684. 1944.

MORENO-QUIBÉN, J. Experimental and Analytical Study of Two-phase Pressure Drop During Evaporation in Horizontal Tubes. 2005. 159f. Grade de Docteur. Institut des sciences de l'énergie, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, EPFL, Lausanne.

MORENO-QUIBÉN, J.M., THOME, J.R. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I Diabatic and adiabatic experimental study. International Journal of Heat. and Fluid Flow. Vol. 28, pp.1049-1059. 2007a. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.003

MORENO-QUIBÉN, J.M., THOME, J.R. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part II New phenomenological model. International Journal of Heat. and Fluid Flow. Vol. 28, pp.1060-1072. 2007b. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.004;

MÜLLER-STEINHAGEN, H. e HECK K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. Vol. 20, n.6, p. 297–308. 1986. doi:10.1016/0255-2701(86)80008-3.

NAPHON, Pairsan. Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert. International Communications in Heat and Mass Transfer. Vol.33, n.2, pp.166-175. February 2006. doi: doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.09.007

PROMVONGE, Pongjet. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. Energy Conversion and Management. Vol.49, n.11, pp.2949-2955. November 2008. doi: 10.1016/j.enconman.2008.06.022

REID, R.S., PATE, M.B. e BERGLES, A.E. A Comparison of Augmentation Techniques During In-Tube Evaporation of R-113. Journal of Heat Transfer. Vol. 113, pp.451-458. 1991.

REVELLIN, R. e HABERSCHILL, O. Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database. International Journal of Refrigeration. Vol. 32, pp.487-497. 2009. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.07.004

RIBATSKI, G., WOJTAN, L. e THOME, J.R. An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol.3. pp.1–19. 2006. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2006.01.006

RIBATSKI, Gherhardt. Novas Tecnologias em Trocadores de Calor para a Redução de Carga de Fluido Refrigerante. Publicação em Difusão do Uso de Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado - Publicação Técnica, Ministério do Meio Ambiente - MMA, 2008.

ROUHANNI, S.Z. e AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 13, pp.383-393. 1970. doi: 10.1016/0017-9310(70)90114-6

SAIZ-JABARDO, J.M. e BANDARRA FILHO, E.P. Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and microfin copper tubes. International Journal of Refrigeration. Vol. 29. pp. 81-91. 2006.

SAIZ-JABARDO, José M. Transferência de Calor em Escoamento Bifásico. Notas de aula. São Carlos, 1988.

SELLI, M.F. Identificação de padrões de escoamento horizontal bifásico gáslíquido através de distribuição tempo-frequência e redes neurais. 2007. Tese. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.

SEMPÉRTEGUI TAPIA, Daniel F. Estudo teórico-experimental dos padrões de escoamento durante a evaporação convectiva no interior de canais com diâmetro reduzido. 2011. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.

SHATTO D.P. e PETERSON, G.P. A Review of Flow Boiling Heat Transfer with Twisted Tape Inserts. Journal of Enhanced Heat Transfer. Vol.3, No.4, p.233-257. 1996.

SMITHBERG, E., LANDIS, F. Friction and Forced Convection Heat-Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 86, pp.39-49. 1964.

STEINER, D. H3.1 Flow Patterns in Evaporator Tubes. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI Heat Atlas. VDI Heat Atlas: Second Edition. Germany, 2010.

TAITEL, Y. e DUKLER, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. AIChE Journal. Vol. 22, n.1. pp.47-55. 1976. doi: 10.1002/aic.690220105.

TAYLOR, B.N. e KUYATT, C.E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. NIST Technical Note 1297. 1994 Edition. Gaithersburg, 1994.

THOME, J.R. e RIBATSKI, G. Boiling and evaporation: Augmentation of boiling and evaporation. In: Geoffrey F. Hewit. (Org.). HEDU Heat Exchanger Design Update, 1st ed. Wallingford: Begell House Inc, V. 12, 2005.

THOME, J.R., CHENG, L., RIBATSKI, G e VALES, L.F. Flow boiling of ammonia and hydrocarbons a state of the art review. International Journal of Refrigeration. Vol. 31, pp.603-620. 2008. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.010.

THOME, John R. Engineering Data Book III. EPFL, Switzerland, 2008.

TONG, L.S., TANG, Y.S. Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow. Second Edition. Washington: Taylor & Francis, 1997.

WALLIS, Graham B. One-dimensional two-phase flow. McGraw-Hill: New York. 1969

WATANABE, K., TAIRA, T. e MORI, Y. Heat transfer augmentation in tubular flow by twisted tapes at high temperatures and optimum performance. Heat transfer (Japanese Research). Vol.12, n.3, pp.1-31. 1983

WHITE, Frank M. Fluid Mechanics. Fourth Edition. Mc Graw-Hill, 1998. ISBN: 0072281928.

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. Vol. 48, n. 14, pp.2955-2969. 2005. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012

WOJTAN, Leszek. Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes: Tese 2978. 2004. Tese. École Polytechnique Fédérale de Lausanne, EPFL, Lausanne.

ZIVI, S.M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 86, pp.247-252. 1964.

ZUBER, N., FINDLAY, J.A. Average volumetric concentration in two-phase flow. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 87, pp.453-468. 1965.

Apêndice A – AFERIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Nesta seção são descritas as metodologias e os resultados relacionados às etapas de aferição e calibração dos componentes do aparato experimental.

A.1 Estimativa da incerteza

Neste item são apresentadas as etapas de cálculo para a estimativa das incertezas nas medições a partir de dados de aferição dos componentes do sistema.

Para a realização da aferição dos componentes foram levantadas curvas de calibração, em geral num total de cinco, acompanhada da aquisição do sinal de saída do equipamento. A partir das curvas levantadas foram realizados cálculos para a estimativa da incerteza na medição, tomando como base a metodologia apresentada por Abernethy e Thompsom (1973).

Segundo o método proposto por estes autores a incerteza na medida é dada pela soma da incerteza do instrumento de calibração, com a incerteza obtida através dos ensaios experimentais, determinada como função do desvio médio padrão entre as curvas levantadas.

A incerteza da medição é dada por:

$$U = \pm(B + t_{95}S) \qquad (A.1)$$

com o parâmetro B correspondendo a precisão do instrumento de referência para a aferição, t_{95} é o 95º ponto percentil para a distribuição t de *Student* com duas caudas (bicaudal), que depende do número de graus de liberdade da grandeza medida. O termo S corresponde a precisão obtida através dos ensaios experimentais, conforme a seguinte equação:

$$S = \pm\sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{k} s_j^2}{k}} \qquad (A.2)$$

com k igual ao número de pontos experimentais obtidos por curva, dependente dos incrementos entre medidas consecutivas, e s_j é o desvio médio padrão para cada ponto considerado, dado por.

$$s_j = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{ij} - \bar{x}_{ij})^2}{N-1}} \qquad (A.3)$$

com N igual ao número de curvas levantadas, x_{ij} o valor estimado por cada curva i para o ponto j, e $\bar{x}_{ij}$ igual a média dos x_{ij}.

Cada curva i obtida experimentalmente corresponde a retas que fornecem o valor estimado do ponto j, considerando a leitura real, dada por.

$$x_{ij} = a_i x_j + b_i \qquad (A.4)$$

onde a_i e b_i são os coeficientes da reta e x_j o valor real de leitura, dado pelo instrumento de calibração.

Os graus de liberdade do parâmetro S dependem do tipo de grandeza considerada, que para o caso de temperaturas, o número de graus de liberdade é dado por

$$df_{TS} = k(N-1) \qquad (A.5)$$

Nas subseções seguintes serão apresentadas as incertezas calculadas para cada tipo de transdutor.

A.2 Transdutores de pressão absoluta

Os transdutores de pressão absoluta são do fabricante Danfoss, modelo AKS-33, com saída de 4 a 20 mA. A aferição foi realizada utilizando um manômetro de coluna de mercúrio, com aproximadamente 1,4 metros de altura, e com escala de 2,0 mm, em

conjunto com um barômetro de coluna de mercúrio para a verificação da pressão atmosférica. A altura máxima da coluna de mercúrio resulta em pressão manométrica de 185 kPa, impossibilitando cobrir toda a faixa de medição do transdutor.

As principais características indicadas pelo fabricante são listadas a seguir:

- Modelo AKS 33;
- Faixa nominal de medida de pressão de 0 a 11 bar;
- Saída de 4 a 20 mA;

Durante a etapa de aferição, os transdutores estavam ligados ao sistema de aquisição, através da utilização dos resistores de precisão de 250 ohms. E a tubulação conectada a uma das extremidades do manômetro de coluna, portanto a aferição dos três transdutores foi realizada simultaneamente.

A Tab. A.1 apresenta os coeficiente e incertezas obtidos através do método descrito no item A.1.

Tabela A.1 – Coeficientes da equação para os transdutores de pressão e incerteza

Parâmetro	Entrada Pré-aquecedor	Saída Pré-aquecedor	Entrada Seção de Testes
a [kPa/V]	326,744	325,907	326,239
b [kPa]	-326,667	-326,515	-324,186
U [±kPa]	1,423	1,499	1,573

Com a pressão dada pela seguinte equação.

$$p = aV + b \qquad (A.6)$$

A.3 Medidor de vazão

As principais características do medidor de vazão são:

- Medidor de vazão do tipo Coriolis modelo FLOWMETER 2100, com analisador de sinal MASSFLO 3000 da Danfoss;
- Saída de corrente de 4 a 20 mA;
- Medição de até 52000 kg/h;

- Conexões nominais de ½ polegadas;

A aferição foi realizada utilizando água, fornecida por um reservatório com grande volume, balança e cronômetro. A balança utilizada durante a aferição é do fabricante Toledo com resolução de 0,1 gramas, e o recipiente utilizado para cada medida possui volume máximo nominal de 12 litros.

Para a realização dos ensaios, um registro a jusante do medidor era ajustado de modo a obter vazão próxima do valor objetivo. Após a obtenção da condição de regime, a saída do medidor de vazão era direcionada para o recipiente e o cronômetro era acionado, com posterior medição da massa de água.

Posteriormente a realização dos ensaios para a aferição dos transdutores de vazão, foi realizada análise para estimativa da incerteza de medição, conforme metodologia apresentada na seção A.1. Como resultado, foi obtida incerteza na medição da vazão de ±0,276 kg/m²s, considerando área para diâmetro nominal de 15,875 mm.

A.4 Aferição dos canais de termopares

Conforme mencionado na seção de descrição do aparato experimental (seção 4.1), o conjunto completo conta com 40 canais, dos quais 22 são utilizados para medida de temperatura. Foi realizada aferição para temperatura entre -4 e 52 °C, com incrementos de 4 °C.

A aferição dos canais se deu com a utilização de banho termostático da marca HAAKE, modelo F6-C35, em conjunto com termômetros com rastreabilidade NIST (*National Institute of Standards and Technology*). As características dos termômetros são apresentadas na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Características dos termômetros utilizados durante a aferição dos canais do sistema de aquisição para temperatura.

Modelo	Faixa de medição	Resolução
3543Y	-35 a 25 °C	0,1 °C
3570Y	20 a 60 °C	0,1°C

Tabela A.3 – Coeficientes para equação de leitura de temperatura.

Canal	*a* [°C/V]	*b* [°C]	U [±°C]
0	0,9986	-0,2077	0,0980
1	0,9986	0,0007	0,0920
2	0,9979	-0,1371	0,0927
13	0,9994	-1,2239	0,1294
14	0,9996	-1,2448	0,1225
15	0,9991	-1,0879	0,1200
16	0,9996	-1,1358	0,1217
17	0,9993	-0,9665	0,1212
18	0,9996	-1,1004	0,1174
19	0,9998	-1,0805	0,1311
20	0,9995	-1,1445	0,1320
21	0,9989	-0,9862	0,1268
22	0,9991	-1,0674	0,1185
23	0,9987	-0,8552	0,1263
24	0,9987	-0,6748	0,1170
25	0,9985	-0,4858	0,1100
26	0,9986	-0,7306	0,1194
27	0,9986	-0,5257	0,1165
28	0,9989	-0,7438	0,1131

Para a realização da aferição, a temperatura do banho termostático era definida, e posteriormente a estabilização, o valor de tensão nos terminais era gravado por no mínimo um minuto, em conjunto com a leitura direta da temperatura através dos termômetros.

A partir dos dados obtidos experimentalmente, foi feita a estimativa da incerteza na medida da temperatura, conforme metodologia apresentada no item A.1, resultando nos valores apresentados na Tab. A.3, juntamente com os coeficientes para a leitura da temperatura, segundo a seguinte equação:

$$T_{real} = aT_{medido} + b \qquad (A.7)$$

A.5 Aferição dos transdutores de potência ativa

Foi realizada aferição dos transdutores de potência ativa, para a leitura da potência elétrica adicionada ao sistema.

A aferição foi realizada com o circuito principal da bancada operando com a bomba com frequência de 60Hz, e com o circuito de solução anti congelante acionado.

As características principais dos transdutores de potência ativa são conforme segue:

- Transdutores da Yokogawa, modelo 2285A;
- Saída de corrente de 4 a 20 mA;
- Dois transdutores com fundo de escala de 3 kW, e um com fundo de escala de 9 kW;

A aferição foi realizada com a utilização de multímetros digitais, ligados nos terminais de saída dos VARIACS. Os transdutores de potência estavam ligados ao sistema de aquisição, com a utilização dos resistores de 250 ohms. As características dos multímetros utilizados durante a fase de aferição são apresentadas na Tab. A.4.

Tabela A.4 – Características dos multímetros utilizados durante a aferição dos transdutores de potência.

Modelo	Precisão para tensão / Faixa	Precisão para corrente / Faixa
Minipa ET-2042C	±0,8% / 200V	±2,0% / 20A
Minipa ET-3200	±1,2% / 200V	±3,0% / 20A
Fluke 8050A	±0,5% / 200V	

Devido ao fato de a corrente de saída do VARIAC com potência nominal de 9 kW ser superior à máxima corrente permitida para os multímetros, correspondente a 20 A, a aferição de toda a faixa de medição do mesmo não foi possível.

A potência elétrica da medição com os instrumentos é dada através do produto da tensão pela corrente elétrica.

$$Pot = VI \qquad (A.8)$$

A partir dos dados experimentais, foi feita análise para estimativa da incerteza na medição da potência elétrica, conforme metodologia apresentada na seção A.1. As incertezas calculadas são apresentadas na Tab. A.5, juntamente com os coeficientes para equação do tipo.

$$Pot = mV + b \qquad (A.9)$$

Tabela A.5 – Coeficientes e resultados do cálculo de incerteza dos transdutores de potência ativa.

Transdutor	Pré-aquecedor de 9 kW	Pré-aquecedor de 3 kW	Seção de Testes
m_{aq} [W/V]	2180,13133	914,89569	970,48700
b_{aq} [W]	-2191,88278	-914,98877	-967,97249
S_T [±W]	5,0533	6,5205	0,8702
$t_{95}.S_T$ [±W]	10,107	13,041	1,740
B_1/VI*100 (%)	3,0414	3,0414	3,0414

A.6 Características dos transdutores de pressão diferencial

Os transdutores de pressão diferencial utilizados na bancada experimental são do fabricante Endress-Hauser, modelo PMD75. Conforme descrito no item 4.1.1, foram utilizados três transdutores diferenciais de pressão. As principais características dos transdutores são conforme apresentadas a seguir:

- Transdutores Endress-Hauser, modelo PMD75;
- Faixas de medição de até 3, 10 e 300 kPa;
- Precisão de 0,075 % do fundo de escala, informada pelo fabricante;
- Saída com corrente, de 4 a 20 mA;

Analogamente aos outros transdutores com saída com corrente, os transdutores diferenciais estão ligados ao sistema de aquisição através da utilização de resistores de 250 ohms.

Devido ao fato de os transdutores serem novos, e de indicarem o mesmo valor de perda de pressão durante ensaios preliminares, foi considerada a curva do fabricante. Portanto não foi realizada aferição dos mesmos.

A.7 Incertezas na medição de título de vapor e gradiente de perda de pressão

Neste item são apresentadas as incertezas na estimativa do título de vapor e gradiente de perda de pressão. A abordagem adotada para o cálculo da propagação das incertezas é descrita no item 5.3.

Nas Tabs. A.6 a A.9 são apresentados valores das grandezas juntamente com as incertezas calculadas.

Tabela A.6 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=75kg/m²s, e *y*=3.

T_{sat}=5 °C				T_{sat}=15 °C			
$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*		$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*	
Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]
0,061	0,004	0,341	0,0011	0,048	0,005	0,3752	0,0011
0,106	0,006	0,400	0,0011	0,110	0,007	0,3768	0,0011
0,164	0,008	0,464	0,0011	0,150	0,009	0,4085	0,0011
0,220	0,010	0,478	0,0011	0,216	0,010	0,4476	0,0011
0,265	0,011	0,482	0,0011	0,247	0,012	0,4478	0,0011
0,316	0,013	0,482	0,0011	0,312	0,014	0,4436	0,0011
0,375	0,015	0,493	0,0011	0,359	0,015	0,4342	0,0011
0,420	0,016	0,509	0,0011	0,399	0,016	0,4337	0,0011
0,488	0,018	0,572	0,0011	0,447	0,017	0,4348	0,0011
0,534	0,020	0,606	0,0011	0,510	0,020	0,4634	0,0011
0,573	0,021	0,637	0,0011	0,552	0,021	0,4796	0,0011
0,649	0,023	0,724	0,0011	0,610	0,023	0,5189	0,0011
0,695	0,025	0,755	0,0011	0,630	0,024	0,5136	0,0011
0,742	0,026	0,802	0,0011	0,697	0,026	0,5744	0,0011
0,807	0,028	0,852	0,0011	0,747	0,028	0,5944	0,0011
0,845	0,030	0,871	0,0011	0,791	0,030	0,6082	0,0011
0,914	0,032	0,866	0,0011	0,845	0,031	0,6121	0,0011
0,971	0,027	0,807	0,0011	0,910	0,026	0,5850	0,0011
0,989	0,027	0,743	0,0011	0,952	0,027	0,4992	0,0011

Tabela A.7 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=150kg/m²s, e *y*=3.

T_{sat}=5 °C				T_{sat}=15 °C			
$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*		$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*	
Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]
0,072	0,005	0,6972	0,0011	0,056	0,004	0,5934	0,0011
0,125	0,006	0,8187	0,0011	0,107	0,006	0,6846	0,0011
0,172	0,008	0,9888	0,0011	0,152	0,007	0,7460	0,0011
0,229	0,010	1,1700	0,0011	0,207	0,009	0,8973	0,0011
0,281	0,012	1,4440	0,0011	0,250	0,010	1,0340	0,0011
0,330	0,013	1,6550	0,0038	0,307	0,012	1,2400	0,0011
0,376	0,015	1,9920	0,0038	0,350	0,013	1,4590	0,0011
0,431	0,012	2,3260	0,0038	0,395	0,015	1,6250	0,0038
0,472	0,013	2,6280	0,0038	0,455	0,016	1,8940	0,0038
0,536	0,015	2,9150	0,0038	0,505	0,016	2,1100	0,0038
0,575	0,016	3,1430	0,0038	0,555	0,017	2,3190	0,0038
0,618	0,016	3,4930	0,0038	0,596	0,017	2,4840	0,0038
0,676	0,017	3,7680	0,0038	0,646	0,021	2,6750	0,0038
0,720	0,018	3,9100	0,0038	0,694	0,017	2,8550	0,0038
0,781	0,020	4,0640	0,0038	0,705	0,021	2,8510	0,0038
0,826	0,026	4,1720	0,0038	0,743	0,019	2,9220	0,0038
				0,781	0,020	2,8210	0,0038
				0,822	0,021	2,6200	0,0038
				0,889	0,023	2,4280	0,0038
				0,949	0,024	2,0680	0,0038

Tabela A.8 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios adiabáticos com *G*=250kg/m²s, e *y*=3.

T_{sat}=5 °C				T_{sat}=15 °C			
$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*		$\bar{x}$		*Δp/L [kPa/m]*	
Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]	Nominal	Incerteza [±]
0,067	0,004	1,3020	0,0011	0,054	0,005	0,9302	0,0011
0,108	0,005	1,7150	0,0038	0,100	0,006	1,3120	0,0011
0,160	0,006	2,4050	0,0038	0,149	0,008	1,7590	0,0038
0,209	0,008	3,0130	0,0038	0,201	0,010	2,2890	0,0038
0,264	0,010	3,7230	0,0038	0,254	0,008	2,8120	0,0038
0,323	0,009	4,7240	0,0038	0,312	0,010	3,3980	0,0038
0,361	0,010	5,2170	0,1125	0,353	0,011	3,8780	0,0038
0,408	0,012	6,1180	0,1125	0,402	0,012	4,4910	0,0038
0,457	0,013	6,7970	0,1125	0,461	0,013	5,1340	0,1125
0,508	0,013	7,1460	0,1125	0,512	0,016	5,8960	0,1125
				0,557	0,016	6,2710	0,1125
				0,610	0,017	6,4210	0,1125

Tabela A.9 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios com adição de calor para T_{sat}=5 °C, e y=3.

G	ϕ [kW/m²]		$x_{ST,ent}$		$x_{ST,sai}$		$\Delta p/L$ [kPa/m]	
[kg/m²s]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]
76,25	10,11	0,31	0,059	0,005	0,399	0,012	0,4601	0,0011
74,67	10,05	0,31	0,062	0,004	0,408	0,011	0,5167	0,0011
76,35	10,05	0,31	0,215	0,010	0,553	0,015	0,5499	0,0011
74,65	10,12	0,31	0,401	0,016	0,749	0,019	0,6847	0,0011
73,77	10,06	0,31	0,571	0,021	0,920	0,024	0,7786	0,0011
71,66	20,10	0,61	0,065	0,005	0,782	0,023	0,6155	0,0011
74,91	19,92	0,61	0,234	0,010	0,913	0,024	0,7606	0,0011
151,70	10,31	0,31	0,065	0,004	0,243	0,007	1,0930	0,0011
150,10	10,36	0,32	0,221	0,008	0,402	0,010	1,8430	0,0038
151,90	10,39	0,32	0,365	0,011	0,546	0,012	2,8020	0,0038
153,10	10,31	0,31	0,508	0,017	0,687	0,018	3,6850	0,0038
152,00	10,07	0,31	0,664	0,019	0,840	0,019	4,2890	0,0038
149,10	9,95	0,30	0,824	0,026	0,999	0,026	3,9920	0,0038
150,50	20,09	0,61	0,067	0,004	0,412	0,011	1,5550	0,0038
150,00	20,05	0,61	0,233	0,010	0,579	0,015	2,5390	0,0038
149,20	19,95	0,61	0,369	0,011	0,716	0,015	3,2410	0,0038
150,80	20,02	0,61	0,526	0,017	0,871	0,020	3,9740	0,0038
150,90	19,86	0,60	0,656	0,018	0,996	0,021	4,1640	0,0038

Tabela A.10 – Incertezas do título de vapor e perda de pressão para ensaios com adição de calor para T_{sat}=15 °C, e y=3.

G	ϕ [kW/m²]		$x_{ST,ent}$		$x_{ST,sai}$		$\Delta p/L$ [kPa/m]	
[kg/m²s]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]	Nominal	Inc. [±]
74,62	10,09	0,31	0,059	0,006	0,421	0,013	0,4856	0,0011
75,93	10,37	0,32	0,192	0,011	0,557	0,016	0,4581	0,0011
75,55	10,37	0,32	0,346	0,016	0,712	0,020	0,5034	0,0011
74,84	10,42	0,32	0,515	0,021	0,884	0,024	0,6217	0,0011
75,41	20,09	0,61	0,040	0,006	0,748	0,023	0,5342	0,0011
74,45	20,08	0,61	0,210	0,011	0,926	0,025	0,6375	0,0011
149,20	10,21	0,31	0,062	0,007	0,247	0,009	0,8684	0,0011
148,80	10,03	0,31	0,063	0,005	0,246	0,008	0,9368	0,0011
149,50	10,41	0,32	0,220	0,008	0,409	0,010	1,4990	0,0038
150,50	10,31	0,31	0,354	0,016	0,540	0,017	2,0580	0,0038
151,20	10,22	0,31	0,498	0,016	0,682	0,017	2,7310	0,0038
150,20	10,25	0,31	0,657	0,018	0,843	0,019	3,0350	0,0038
150,10	20,03	0,61	0,046	0,006	0,404	0,013	1,1010	0,0011
149,50	20,07	0,61	0,196	0,011	0,558	0,016	1,7330	0,0038
150,80	19,50	0,59	0,336	0,015	0,684	0,019	2,4460	0,0038
149,60	20,06	0,61	0,354	0,016	0,715	0,019	2,4700	0,0038
149,60	19,54	0,59	0,515	0,015	0,865	0,019	3,0300	0,0038

A.8 Validação da bancada

Neste item são apresentados os resultados experimentais discutidos no Capítulo 5, Validação da Bancada Experimental e Determinação das Incertezas.

A Tab. A.11 apresenta os resultados experimentais obtidos para ensaios adiabáticos, com foco na perda de pressão.

Tabela A.11 – Dados experimentais para validação de perda de pressão. Condições adiabáticas

T [°C]	$\dot{m}$	G [kg/m²s]	Re	Δp [kPa]
17,20	0,009895	50,0	3686	0,007072
23,10	0,009916	50,1	3984	0,005476
16,45	0,019790	100,0	7341	0,018380
23,08	0,019790	100,0	7949	0,017550
16,13	0,029690	150,0	10996	0,037930
23,04	0,029690	150,0	11919	0,036980
16,42	0,039590	200,0	14697	0,063140
23,00	0,039580	200,0	15883	0,061200
18,95	0,050120	253,2	19218	0,094810
22,96	0,049480	250,0	19845	0,091430
19,03	0,059510	300,6	22797	0,128600
22,90	0,059140	298,8	23700	0,126100
19,17	0,069590	351,6	26699	0,186700
22,86	0,069280	350,0	27747	0,170000
21,80	0,079170	400,0	31396	0,200000
22,79	0,079170	400,0	31684	0,214700
21,43	0,087720	443,2	34635	0,280000
22,70	0,087680	443,0	35048	0,255400

A Tab. A.12 apresenta os resultados experimentais para a validação da bancada, para experimentos com troca de calor.

Tabela A.12 – Resultados experimentais de troca de calor para experimentos monofásicos com troca de calor, com temperatura média da parede por seção e coeficiente de troca por seção.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,In}$ [°C]	G [kg/m²s]	Re	ϕ [kW/m²]	T_w [°C]				h [kW/m²-C]			
					1	2	3	4	1	2	3	4
-9,18	8,52	50,0	2960	2,191	4,09	8,15	12,63	15,81	0,2381	0,2383	0,2283	0,2517
1,08	7,33	50,1	3145	0,7561	6,48	7,97	9,71	10,85	0,1908	0,1882	0,1751	0,1881
-6,46	7,60	100,9	6043	4,007	10,26	13,21	16,92	19,31	0,2972	0,3034	0,2928	0,3122
-5,58	7,75	101,0	6083	3,741	10,36	13,18	16,67	18,88	0,2907	0,2962	0,2865	0,3067
-6,41	7,66	101,1	6059	4,01	10,34	13,34	17,02	19,40	0,2967	0,3020	0,2922	0,3116
-8,89	7,69	153,3	9044	7,467	15,43	18,94	23,23	25,64	0,3641	0,3696	0,3611	0,3872
-2,48	7,03	199,0	12174	5,315	12,88	15,14	17,50	18,61	0,4037	0,4014	0,3962	0,4310
-12,21	7,38	201,6	11616	11,65	19,82	23,75	28,84	31,26	0,4233	0,4324	0,4232	0,4579
-10,96	6,19	250,7	14452	12,42	18,48	22,38	26,56	28,43	0,4872	0,4881	0,4836	0,5260
-3,86	7,68	298,4	18168	9,985	15,25	18,29	21,59	22,99	0,6069	0,5930	0,5711	0,6154
-10,23	7,18	301,9	17600	15,23	19,80	24,47	28,86	30,68	0,5851	0,5704	0,5623	0,6117
-8,84	6,66	350,0	20519	15,78	17,88	21,98	26,40	28,17	0,6813	0,6659	0,6428	0,6935
-4,38	6,87	400,3	24167	12,63	14,79	17,37	20,54	22,02	0,7615	0,7617	0,7357	0,7863
-8,31	6,70	402,7	23696	17,48	17,77	21,47	25,70	27,53	0,7726	0,7641	0,7390	0,7934
-3,24	8,63	449,6	27654	15,13	17,51	20,11	23,50	25,08	0,8394	0,8455	0,8155	0,8694
5,73	15,98	101,9	6956	3,029	18,65	20,88	23,58	25,17	0,2869	0,2903	0,2812	0,3027
8,73	16,55	200,0	13963	4,471	20,96	23,10	25,13	26,01	0,4285	0,4150	0,4064	0,4433
1,57	16,11	250,0	16637	10,83	25,83	29,60	33,20	34,75	0,5179	0,5077	0,5017	0,5472
2,42	16,50	302,6	20298	12,82	26,07	30,02	33,93	35,41	0,6282	0,6070	0,5885	0,6403
8,23	16,27	309,2	21483	7,243	21,28	23,31	25,62	26,67	0,6466	0,6364	0,6116	0,6558
2,82	15,24	350,0	23352	12,96	23,76	26,95	30,49	32,04	0,7170	0,7040	0,6789	0,7288
3,33	15,15	400,0	26758	14,05	23,60	26,41	29,77	31,32	0,8004	0,7961	0,7684	0,8210
6,27	16,17	400,0	27430	11,61	23,14	25,41	28,26	29,57	0,7951	0,7956	0,7657	0,8179
3,54	14,87	453,8	30349	15,24	23,47	25,94	29,22	30,76	0,8800	0,8867	0,8534	0,9076
6,06	15,82	460,8	31488	13,15	23,15	25,23	28,11	29,38	0,8859	0,8955	0,8583	0,9164

Apêndice B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste item serão apresentados os resultados levantados durante a campanha experimental. Os padrões de escoamento foram definidos a partir de observações visuais, em sua maioria auxiliada pela utilização de câmera de alta velocidade, na seção de visualização a jusante da seção de testes.

Tabela B.1 – Resultados experimentais para escoamento monofásico. Número de Reynolds calculado considerando diâmetro hidráulico e espessura nula de fita.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	T_{sub} [°C]	y	Re_h	Δp/L [kPa/m]
5,90	5,70	7,57	14	4270	0,045
5,46	5,24	7,87	14	6366	0,067
5,12	4,85	8,07	14	8450	0,096
4,91	4,63	8,17	14	10531	0,136
6,34	6,10	7,84	14	10725	0,131
4,52	4,17	8,36	14	12570	0,180
4,15	3,80	8,50	14	14596	0,229
1,51	1,09	9,08	14	16127	0,267
1,08	0,63	9,57	14	18027	0,333
0,30	-0,29	10,26	14	18754	0,352
-3,56	-3,68	7,19	9	3800	0,040
-4,22	-4,47	8,13	9	5622	0,066
-4,89	-5,28	9,22	9	7433	0,102
-5,76	-5,85	10,72	9	9202	0,151
3,09	2,67	4,28	9	12365	0,174
-4,14	-4,59	4,23	9	13132	0,221
2,63	2,16	5,32	9	14334	0,246
-4,64	-5,13	4,34	9	14924	0,279
1,94	1,45	6,89	9	16250	0,309
-5,65	-6,22	4,58	9	16548	0,332
0,23	-0,26	4,74	9	17860	0,338
-0,25	-0,78	5,60	9	18328	0,375
-6,46	-7,12	6,21	9	17045	0,360
11,21	10,99	4,63	4	4574	0,036
10,79	10,49	4,98	4	6814	0,067
10,46	10,17	5,19	4	9041	0,106
10,19	9,82	5,32	4	11258	0,147
9,82	9,45	5,56	4	13438	0,200

Continuação da Tabela B.1.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	T_{sub} [°C]	y	Re_h	Δp/L [kPa/m]
9,44	9,05	5,82	4	15617	0,256
9,18	8,73	6,06	4	17760	0,325
8,99	8,53	6,20	4	19935	0,405
8,81	8,36	6,22	4	20389	0,421
15,10	14,95	8,50	3	4785	0,021
14,94	14,74	8,62	3	7161	0,039
14,16	13,93	9,04	3	9454	0,082
14,16	13,90	8,98	3	11814	0,137
14,24	13,93	8,82	3	14186	0,187
14,20	13,83	8,80	3	16537	0,243
13,99	13,58	8,93	3	18842	0,301
13,70	13,23	9,10	3	21473	0,404

Tabela B.2 – Resultados experimentais para T_{sat} de 5°C, em condições adiabáticas bifásicas.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
5,13	4,79	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,049	0,040
5,31	4,73	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,051	0,046
4,96	4,58	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,100	0,045
5,34	4,93	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,150	0,047
5,48	5,06	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,196	0,048
5,31	4,71	Sem Fita	Est. Ondulado	75,1	0,205	0,050
5,09	4,67	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,248	0,056
5,29	4,85	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,301	0,068
5,01	4,57	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,303	0,073
5,16	4,70	Sem Fita	Est. Ondulado	74,9	0,338	0,076
5,29	4,85	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,350	0,081
5,29	4,84	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,397	0,097
5,28	4,82	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,453	0,116
4,95	4,49	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,498	0,136
5,23	4,81	Sem Fita	Est. Ondulado	74,9	0,499	0,131
4,97	4,53	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,549	0,154
5,25	4,80	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,601	0,168
5,11	4,67	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,606	0,173
5,22	4,78	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,651	0,187
5,46	5,06	Sem Fita	Estratificado	74,9	0,658	0,182
5,32	4,89	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,698	0,203
5,48	5,05	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,751	0,220
5,58	5,12	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,792	0,233
5,39	5,00	Sem Fita	Estratificado	74,9	0,802	0,227
5,39	4,94	Sem Fita	Estratificado	75,0	0,849	0,250

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	*Δp* [kPa/m]
5,45	5,00	Sem Fita	Estratificado	75,0	0,897	0,258
5,36	5,11	Sem Fita	Anular	74,9	0,933	0,229
5,51	5,08	Sem Fita	Estratificado	75,0	0,947	0,255
4,88	4,49	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,051	0,079
5,28	4,68	Sem Fita	Pistonado	150,7	0,059	0,085
5,08	4,64	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,099	0,096
5,14	4,68	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,148	0,131
5,30	4,67	Sem Fita	Est. Ondulado	150,2	0,198	0,172
5,29	4,84	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	149,9	0,202	0,174
5,26	4,78	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,252	0,221
4,92	4,41	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,299	0,281
4,98	4,47	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,300	0,275
5,50	4,84	Sem Fita	Est. Ondulado	149,8	0,347	0,310
4,85	4,33	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,351	0,333
5,32	4,81	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,402	0,387
5,45	4,91	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,452	0,453
5,56	5,00	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,494	0,516
5,59	4,86	Sem Fita	Estratificado	149,8	0,514	0,533
5,50	4,91	Sem Fita	Est. Ondulado	148,1	0,548	0,590
5,58	4,98	Sem Fita	Est. Ondulado	144,6	0,594	0,627
5,49	4,88	Sem Fita	Estratificado	143,0	0,600	0,624
5,58	4,91	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,645	0,800
5,50	4,68	Sem Fita	Estratificado	149,3	0,664	0,814
6,08	5,37	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,701	0,901
5,58	4,64	Sem Fita	Anular	150,1	0,805	1,138
5,75	5,23	Sem Fita	Intermitente	249,7	0,050	0,180
5,55	5,03	Sem Fita	Intermitente	250,1	0,103	0,275
5,40	4,85	Sem Fita	Intermitente	248,8	0,152	0,387
5,29	4,64	Sem Fita	Estratificado	249,2	0,194	0,509
5,38	4,72	Sem Fita	Estratificado	250,5	0,249	0,658
5,25	4,54	Sem Fita	Estratificado	244,5	0,312	0,844
5,23	4,49	Sem Fita	Estratificado	246,5	0,353	1,013
5,63	4,83	Sem Fita	Anular	249,3	0,407	1,255
5,34	4,50	Sem Fita	Anular	242,5	0,442	1,412
5,54	4,67	Sem Fita	Anular	230,8	0,508	1,529
5,55	4,98	14	Estratificado	75,3	0,057	0,143
5,22	4,61	14	Estratificado	75,1	0,116	0,161
5,40	4,81	14	Estratificado	74,8	0,168	0,175
5,33	4,72	14	Estratificado	75,2	0,221	0,191
5,09	4,47	14	Estratificado	75,1	0,278	0,211
5,14	4,51	14	Estratificado	74,6	0,330	0,231
5,28	4,70	14	Estratificado	74,9	0,389	0,249
5,34	4,74	14	Estratificado	74,8	0,457	0,286

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
5,47	4,86	14	Estratificado	74,6	0,509	0,314
5,08	4,45	14	Estratificado	74,8	0,563	0,350
5,29	4,64	14	Estratificado	75,1	0,599	0,367
5,15	4,50	14	Estratificado	74,8	0,675	0,413
5,22	4,56	14	Estratificado	75,1	0,709	0,435
5,68	5,02	14	Estratificado	74,7	0,788	0,472
5,47	4,80	14	Estratificado	74,9	0,825	0,499
5,60	4,94	14	Estratificado	74,8	0,895	0,528
5,19	4,53	14	Estratificado	75,1	0,938	0,551
5,59	5,02	14	Estratificado	75,1	0,994	0,547
5,73	5,33	14	Anular	75,1	0,996	0,522
5,13	4,42	14	Intermitente	150,2	0,057	0,271
5,53	4,77	14	Intermitente	148,7	0,112	0,354
5,33	4,55	14	Intermitente	149,4	0,155	0,419
5,27	4,48	14	Intermitente	148,9	0,215	0,528
5,34	4,55	14	Intermitente	150,5	0,268	0,657
5,64	4,80	14	Intermitente	150,1	0,330	0,840
5,61	4,71	14	Intermitente	149,9	0,368	0,985
5,77	4,83	14	Anular Est.	150,1	0,417	1,151
5,82	4,82	14	Anular Est.	149,7	0,467	1,378
5,94	4,89	14	Anular Est.	149,2	0,515	1,541
5,89	4,77	14	Anular Est.	149,8	0,558	1,781
5,94	4,75	14	Anular Est.	150,0	0,617	1,961
5,52	4,23	14	Anular Est.	148,9	0,663	2,220
5,84	4,49	14	Anular	149,4	0,729	2,439
6,01	4,63	14	Anular	148,5	0,783	2,566
5,37	3,87	14	Anular	149,8	0,816	2,773
5,33	4,52	14	Intermitente	248,5	0,066	0,627
5,29	4,42	14	Intermitente	244,7	0,112	0,825
5,29	4,36	14	Intermitente	250,8	0,156	1,161
5,86	4,79	14	Anular Est.	250,2	0,213	1,639
5,83	4,61	14	Anular Est.	249,5	0,261	2,136
5,20	3,76	14	Anular Est.	250,0	0,323	2,831
5,87	4,21	14	Anular Est.	247,2	0,378	3,532
6,04	4,27	14	Anular	249,9	0,419	4,001
6,15	4,27	14	Anular	250,0	0,454	4,287
6,12	4,11	14	Anular	250,2	0,501	4,638
4,87	4,19	9	Estratificado	75,2	0,067	0,155
5,47	4,79	9	Estratificado	75,1	0,117	0,172
5,00	4,31	9	Estratificado	75,2	0,177	0,195
5,11	4,41	9	Estratificado	74,8	0,228	0,210
5,10	4,43	9	Estratificado	75,0	0,272	0,219
5,18	4,53	9	Estratificado	75,1	0,337	0,237

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
5,25	4,57	9	Estratificado	74,9	0,388	0,266
5,04	4,37	9	Intermitente	75,1	0,440	0,288
5,20	4,54	9	Intermitente	75,1	0,497	0,311
5,03	4,35	9	Anular Est.	75,0	0,574	0,362
5,17	4,48	9	Anular Est.	75,3	0,624	0,389
5,43	4,72	9	Anular Est.	74,8	0,687	0,427
5,04	4,30	9	Anular Est.	75,2	0,738	0,464
5,46	4,74	9	Anular Est.	75,0	0,787	0,492
5,42	4,68	9	Anular Est.	75,0	0,845	0,524
5,41	4,67	9	Anular Est.	74,9	0,898	0,550
5,30	4,57	9	Anular Est.	74,9	0,947	0,564
5,57	4,87	9	Anular Est.	75,0	0,990	0,558
5,70	5,46	9	Anular Est.	75,3	0,999	0,538
5,47	4,82	9	Intermitente	149,9	0,063	0,299
5,50	4,74	9	Intermitente	149,9	0,119	0,425
5,29	4,55	9	Intermitente	149,9	0,166	0,475
5,33	4,51	9	Intermitente	149,2	0,229	0,625
5,00	4,15	9	Intermitente	149,3	0,283	0,767
5,74	4,90	9	Intermitente	147,9	0,332	0,860
5,42	4,48	9	Intermitente	148,6	0,386	1,094
5,50	4,50	9	Anular Est.	149,6	0,443	1,327
5,82	4,77	9	Anular Est.	148,7	0,484	1,483
5,73	4,58	9	Anular Est.	149,2	0,544	1,775
5,46	4,23	9	Anular Est.	149,7	0,585	1,974
5,65	4,34	9	Anular Est.	149,4	0,652	2,274
5,78	4,41	9	Anular Est.	149,8	0,683	2,449
5,83	4,38	9	Anular Est.	149,7	0,753	2,680
5,63	4,10	9	Anular	150,1	0,785	2,830
5,89	4,36	9	Anular	149,7	0,842	2,857
6,01	4,50	9	Anular	151,0	0,885	2,750
5,97	4,37	9	Anular	150,9	0,932	2,993
5,50	4,63	9	Intermitente	250,6	0,053	0,604
5,32	4,32	9	Intermitente	251,9	0,100	0,901
5,31	4,24	9	Intermitente	246,6	0,152	1,293
5,35	4,14	9	Intermitente	253,4	0,201	1,837
5,93	4,62	9	Intermitente	246,7	0,259	2,320
5,72	4,20	9	Intermitente	250,0	0,305	2,913
6,05	4,37	9	Anular	249,8	0,351	3,551
6,00	4,16	9	Anular	249,8	0,399	4,037
5,93	3,92	9	Anular	236,3	0,461	4,559
5,62	4,90	4	Estagnante	75,0	0,058	0,299
5,56	4,84	4	Estagnante	75,1	0,104	0,324
5,34	4,58	4	Intermitente	74,9	0,166	0,377

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
5,49	4,77	4	Intermitente	75,1	0,211	0,392
5,08	4,34	4	Intermitente	75,0	0,261	0,405
5,30	4,56	4	Intermitente	74,8	0,317	0,405
5,06	4,32	4	Intermitente	74,8	0,372	0,416
5,52	4,80	4	Anular Est.	75,0	0,426	0,438
5,22	4,48	4	Anular Est.	75,0	0,475	0,476
5,35	4,60	4	Anular Est.	75,0	0,533	0,517
5,34	4,58	4	Anular Est.	75,4	0,583	0,558
5,60	4,83	4	Anular Est.	75,0	0,657	0,615
5,55	4,78	4	Anular Est.	75,1	0,706	0,641
5,38	4,60	4	Anular Est.	74,8	0,763	0,684
5,49	4,71	4	Anular Est.	74,9	0,819	0,717
5,48	4,71	4	Anular Est.	74,9	0,887	0,749
5,45	4,66	4	Anular Est.	74,9	0,942	0,756
5,42	4,75	4	Anular	75,1	0,983	0,644
5,23	4,47	4	Anular	75,0	0,997	0,734
5,60	4,85	4	Intermitente	149,6	0,078	0,587
5,61	4,85	4	Intermitente	150,5	0,116	0,667
5,40	4,59	4	Intermitente	150,7	0,166	0,787
5,54	4,68	4	Intermitente	150,1	0,225	0,975
5,24	4,30	4	Intermitente	149,9	0,277	1,203
5,25	4,25	4	Intermitente	150,0	0,326	1,418
5,80	4,74	4	Intermitente	149,7	0,384	1,645
5,74	4,59	4	Anular Est.	149,2	0,437	1,914
5,86	4,62	4	Anular Est.	149,7	0,480	2,237
5,89	4,54	4	Anular Est.	150,0	0,530	2,553
5,78	4,31	4	Anular Est.	149,1	0,605	2,891
5,90	4,36	4	Anular Est.	149,8	0,649	3,133
5,55	3,91	4	Anular Est.	150,1	0,692	3,344
6,08	4,45	4	Anular Est.	149,6	0,726	3,401
5,83	4,08	4	Anular Est.	150,2	0,776	3,647
6,09	4,32	4	Anular Est.	149,7	0,832	3,721
5,76	3,91	4	Anular Est.	150,5	0,898	3,785
5,68	4,71	4	Intermitente	249,3	0,066	1,131
5,72	4,69	4	Intermitente	251,6	0,111	1,520
5,37	4,16	4	Anular Est.	250,6	0,155	2,065
5,50	4,05	4	Anular Est.	249,7	0,214	2,858
6,02	4,40	4	Anular Est.	249,2	0,261	3,523
6,11	4,21	4	Anular Est.	249,5	0,320	4,459
5,92	3,81	4	Anular Est.	249,6	0,360	5,014
6,40	4,13	4	Anular	249,9	0,403	5,582
6,47	3,98	4	Anular	242,7	0,474	6,285
5,60	4,93	3	Estagnante	75,0	0,059	0,341

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	*Δp* [kPa/m]
5,41	4,80	3	Estagnante	76,6	0,103	0,400
5,23	4,53	3	Intermitente	74,9	0,162	0,464
5,06	4,39	3	Intermitente	75,0	0,218	0,478
5,30	4,63	3	Intermitente	74,7	0,263	0,482
5,30	4,64	3	Intermitente	75,6	0,314	0,482
5,29	4,61	3	Anular Est.	74,8	0,373	0,493
5,56	4,89	3	Anular Est.	74,6	0,418	0,509
5,30	4,59	3	Anular Est.	74,5	0,486	0,572
5,19	4,49	3	Anular Est.	74,7	0,532	0,606
5,63	4,93	3	Anular Est.	74,6	0,571	0,637
5,26	4,52	3	Anular Est.	74,2	0,647	0,724
5,29	4,55	3	Anular Est.	74,4	0,694	0,755
5,67	4,94	3	Anular Est.	74,7	0,740	0,802
5,18	4,42	3	Anular Est.	74,3	0,806	0,852
5,41	4,66	3	Anular Est.	74,7	0,844	0,871
5,65	4,93	3	Anular	74,8	0,912	0,866
5,74	5,03	3	Anular	75,0	0,970	0,807
5,67	4,98	3	Anular	75,1	0,989	0,743
5,53	4,79	3	Intermitente	149,5	0,070	0,697
5,31	4,52	3	Intermitente	149,9	0,122	0,819
5,12	4,24	3	Intermitente	149,0	0,169	0,989
5,25	4,36	3	Intermitente	150,0	0,226	1,170
5,22	4,25	3	Intermitente	150,2	0,278	1,444
5,69	4,65	3	Intermitente	148,8	0,327	1,655
5,44	4,29	3	Intermitente	149,8	0,372	1,992
5,81	4,57	3	Anular Est.	149,5	0,428	2,326
5,65	4,30	3	Anular Est.	150,5	0,469	2,628
5,65	4,22	3	Anular Est.	148,8	0,533	2,915
5,88	4,39	3	Anular Est.	149,4	0,571	3,143
5,72	4,11	3	Anular Est.	149,7	0,614	3,493
5,96	4,27	3	Anular Est.	149,8	0,672	3,768
5,63	3,88	3	Anular	148,6	0,717	3,910
6,18	4,40	3	Anular	148,7	0,778	4,064
5,88	4,03	3	Anular	148,8	0,822	4,172
5,52	4,67	3	Intermitente	249,9	0,064	1,302
5,58	4,62	3	Pistonado	250,4	0,104	1,715
5,32	4,12	3	Anular Est.	249,9	0,156	2,405
5,69	4,30	3	Anular Est.	250,0	0,205	3,013
6,05	4,47	3	Anular Est.	250,3	0,259	3,723
5,94	4,03	3	Anular Est.	249,8	0,317	4,724
6,25	4,18	3	Anular Est.	249,8	0,355	5,217
6,48	4,15	3	Anular	250,0	0,402	6,118
6,59	3,99	3	Anular	250,0	0,451	6,797

Continuação da Tabela B.2.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	*Δp* [kPa/m]
6,44	3,71	3	Anular	249,9	0,501	7,146

Fim da Tabela B.2.

Tabela B.3 – Resultados experimentais para T_{sat} de 15°C, em condições adiabáticas bifásicas.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	*Δp* [kPa/m]
15,27	14,90	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,052	0,038
15,54	15,06	Sem Fita	Plug	75,2	0,056	0,048
15,44	15,05	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,100	0,040
15,29	14,89	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,1	0,151	0,043
15,44	14,97	Sem Fita	Pistonado	75,1	0,195	0,044
15,09	14,69	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,200	0,044
15,01	14,61	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	75,0	0,252	0,047
15,34	14,94	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,294	0,052
15,23	14,86	Sem Fita	Est. Ondulado	75,1	0,300	0,053
15,31	14,88	Sem Fita	Est. Ondulado	75,1	0,336	0,056
14,93	14,52	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,351	0,062
15,40	14,99	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,399	0,070
15,42	15,01	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,448	0,080
15,40	14,98	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,494	0,092
15,17	14,75	Sem Fita	Est. Ondulado	75,1	0,504	0,092
15,06	14,64	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,547	0,107
15,34	14,93	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,599	0,118
15,12	14,74	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,603	0,118
14,97	14,56	Sem Fita	Estratificado	75,1	0,641	0,128
15,09	14,69	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,652	0,135
14,99	14,59	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,696	0,147
15,22	14,83	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,748	0,157
14,97	14,57	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,796	0,166
15,41	15,03	Sem Fita	Estratificado	75,0	0,803	0,161
15,40	15,00	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,854	0,174
15,40	15,01	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,899	0,180
15,44	15,06	Sem Fita	Est. Ondulado	75,0	0,948	0,178
15,03	14,84	Sem Fita	Anular	74,9	0,949	0,153
15,23	14,83	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	112,0	0,054	0,051
15,39	14,98	Sem Fita	Est. Ondulado	112,1	0,197	0,071
15,38	14,96	Sem Fita	Est. Ondulado	112,0	0,346	0,128
15,31	14,86	Sem Fita	Est. Ondulado	112,0	0,502	0,201
15,33	14,90	Sem Fita	Est. Ondulado	111,9	0,654	0,279
15,35	14,91	Sem Fita	Est. Ondulado	112,1	0,790	0,358
15,34	14,88	Sem Fita	Est. Ondulado	111,9	0,953	0,430
15,18	14,71	Sem Fita	Plug	150,7	0,052	0,067

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	*Δp* [kPa/m]
15,08	14,75	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,056	0,069
15,33	14,90	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,150	0,097
15,20	14,70	Sem Fita	Est. Ondulado	151,0	0,193	0,126
15,44	15,01	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,201	0,127
15,00	14,56	Sem Fita	Pistonado+Est. Ond.	150,0	0,248	0,161
15,42	14,97	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,300	0,193
15,36	14,94	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,305	0,196
15,31	14,81	Sem Fita	Est. Ondulado	151,0	0,326	0,213
15,19	14,73	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,351	0,234
15,48	15,02	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,399	0,269
14,97	14,51	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,452	0,319
15,43	14,96	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,502	0,357
15,54	14,99	Sem Fita	Est. Ondulado	150,2	0,514	0,361
15,56	15,08	Sem Fita	Est. Ondulado	149,1	0,550	0,400
15,44	14,96	Sem Fita	Est. Ondulado	150,1	0,600	0,451
15,50	15,01	Sem Fita	Estratificado	148,5	0,604	0,456
15,53	15,02	Sem Fita	Estratificado	149,5	0,648	0,515
15,44	14,85	Sem Fita	Estratificado	149,2	0,663	0,521
15,14	14,61	Sem Fita	Estratificado	148,2	0,702	0,587
15,19	14,63	Sem Fita	Estratificado	147,9	0,748	0,647
15,57	14,98	Sem Fita	Estratificado	145,2	0,847	0,742
15,31	14,70	Sem Fita	Estratificado	142,7	0,907	0,781
15,60	14,99	Sem Fita	Estratificado	144,3	0,944	0,777
15,56	14,89	Sem Fita	Anular	149,8	0,956	0,775
14,88	14,45	Sem Fita	Estratificado	250,3	0,055	0,159
15,76	15,34	Sem Fita	Estratificado	251,2	0,099	0,200
15,40	14,95	Sem Fita	Intermitente	249,8	0,160	0,301
15,50	15,03	Sem Fita	Intermitente	249,5	0,206	0,380
15,13	14,65	Sem Fita	Intermitente	250,2	0,253	0,476
15,32	14,83	Sem Fita	Intermitente	250,3	0,294	0,547
15,25	14,74	Sem Fita	Intermitente	249,9	0,347	0,666
14,77	14,19	Sem Fita	Intermitente	250,0	0,404	0,908
15,26	14,66	Sem Fita	Intermitente	250,4	0,453	1,049
15,53	14,89	Sem Fita	Intermitente	250,1	0,511	1,233
15,51	14,83	Sem Fita	Estratificado	250,0	0,551	1,362
15,15	14,42	Sem Fita	Anular	243,1	0,615	1,537
15,21	14,45	Sem Fita	Anular	239,1	0,646	1,598
15,28	14,70	Sem Fita	Estratificado	161,0	0,734	0,727
14,97	14,46	14	Estratificado	75,0	0,056	0,148
15,22	14,68	14	Estratificado	74,9	0,108	0,155
15,01	14,45	14	Estratificado	75,3	0,152	0,167
15,30	14,76	14	Estratificado	75,4	0,199	0,167
15,32	14,73	14	Estratificado	74,6	0,269	0,194

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,56	15,02	14	Estratificado	74,8	0,315	0,192
15,06	14,50	14	Estratificado	75,1	0,359	0,206
14,92	14,32	14	Estratificado	74,3	0,430	0,236
15,21	14,67	14	Anular Est Estratificado	75,3	0,465	0,233
15,17	14,60	14	Anular Est Estratificado	74,4	0,522	0,275
15,13	14,57	14	Estratificado	75,3	0,551	0,272
15,21	14,65	14	Estratificado	75,0	0,610	0,292
15,12	14,52	14	Estratificado	74,1	0,693	0,330
15,00	14,40	14	Estratificado	74,6	0,737	0,353
14,99	14,40	14	Estratificado	74,7	0,787	0,371
14,93	14,36	14	Estratificado	75,2	0,808	0,378
15,29	14,70	14	Estratificado	75,3	0,883	0,388
15,26	14,71	14	Estratificado	75,0	0,924	0,382
15,80	15,44	14	Estratificado	74,9	0,973	0,378
15,08	14,59	14	Intermitente	112,5	0,062	0,186
15,56	15,05	14	Intermitente	110,9	0,119	0,218
15,14	14,54	14	Anular Est.	112,8	0,202	0,271
15,04	14,41	14	Anular Est.	114,1	0,330	0,388
15,15	14,51	14	Anular Est.	111,5	0,523	0,559
15,43	14,78	14	Anular	112,6	0,652	0,719
15,61	14,90	14	Anular	112,6	0,824	0,884
15,75	15,00	14	Anular	112,1	0,963	0,975
15,30	14,75	14	Intermitente	150,1	0,060	0,246
15,27	14,63	14	Intermitente	149,2	0,111	0,312
15,41	14,83	14	Intermitente	150,9	0,146	0,324
15,12	14,53	14	Intermitente	151,7	0,205	0,395
15,19	14,52	14	Intermitente	148,8	0,259	0,500
15,33	14,67	14	Intermitente	149,8	0,313	0,584
15,18	14,51	14	Intermitente	149,5	0,368	0,707
15,10	14,38	14	Intermitente	148,9	0,412	0,835
15,08	14,34	14	Intermitente	150,8	0,437	0,926
15,17	14,42	14	Intermitente	150,9	0,500	1,068
15,13	14,31	14	Intermitente	148,3	0,562	1,217
15,45	14,61	14	Intermitente	148,6	0,617	1,350
15,44	14,55	14	Anular Est.	149,1	0,660	1,487
15,61	14,69	14	Anular Est.	149,6	0,709	1,655
15,53	14,59	14	Anular Est.	149,3	0,746	1,728
15,78	14,81	14	Anular Est.	149,3	0,803	1,854
15,82	14,82	14	Anular Est.	149,0	0,863	1,929
15,66	14,64	14	Anular Est.	150,3	0,878	1,919
15,59	14,63	14	Anular Est.	144,3	0,981	1,710
15,28	14,60	14	Intermitente	250,5	0,047	0,428
15,22	14,54	14	Intermitente	251,3	0,092	0,599

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,54	14,86	14	Intermitente	251,5	0,151	0,819
15,75	15,00	14	Intermitente	250,2	0,201	1,133
15,52	14,68	14	Anular Est.	249,6	0,258	1,491
15,62	14,72	14	Anular Est.	250,1	0,298	1,781
15,40	14,39	14	Anular Est.	248,8	0,351	2,235
15,59	14,45	14	Anular Est.	249,3	0,415	2,796
15,90	14,69	14	Anular Est.	249,4	0,456	3,132
15,95	14,65	14	Anular	249,1	0,507	3,551
15,98	14,57	14	Anular	250,0	0,552	3,926
16,10	14,62	14	Anular	250,0	0,607	4,179
15,94	14,36	14	Anular	242,3	0,656	4,551
15,52	14,90	9	Estagnante	75,1	0,053	0,170
15,25	14,61	9	Estagnante	74,9	0,104	0,166
15,24	14,63	9	Intermitente	74,8	0,152	0,174
15,39	14,77	9	Intermitente	74,8	0,204	0,186
15,28	14,67	9	Intermitente	74,6	0,254	0,194
15,17	14,59	9	Intermitente	75,2	0,305	0,201
15,16	14,58	9	Intermitente	75,0	0,358	0,211
15,09	14,50	9	Anular Est.	74,6	0,411	0,225
15,01	14,44	9	Anular Est.	75,1	0,453	0,241
15,45	14,89	9	Anular Est.	75,1	0,483	0,248
14,99	14,40	9	Anular Est.	74,8	0,553	0,282
15,14	14,56	9	Anular Est.	75,0	0,614	0,306
15,05	14,46	9	Anular Est.	74,8	0,666	0,327
15,10	14,51	9	Anular Est.	74,9	0,724	0,351
15,48	14,89	9	Anular Est.	75,1	0,740	0,357
15,47	14,89	9	Anular Est.	75,0	0,799	0,377
15,36	14,78	9	Anular Est.	75,0	0,842	0,389
15,30	14,71	9	Anular Est.	75,1	0,901	0,394
15,32	15,09	9	Anular	75,0	0,956	0,377
15,62	15,06	9	Intermitente	112,8	0,058	0,221
15,15	14,47	9	Anular Est.	109,9	0,219	0,321
15,13	14,44	9	Anular Est.	111,4	0,358	0,431
15,14	14,47	9	Anular Est.	112,8	0,501	0,599
15,29	14,57	9	Anular Est.	112,6	0,668	0,840
15,60	14,81	9	Anular	111,8	0,817	1,023
15,42	14,65	9	Anular	112,5	0,962	1,018
15,31	14,75	9	Intermitente	150,6	0,055	0,297
15,00	14,37	9	Intermitente	150,1	0,104	0,363
14,98	14,33	9	Intermitente	149,9	0,149	0,411
15,36	14,75	9	Intermitente	150,3	0,205	0,468
15,23	14,58	9	Intermitente	150,0	0,262	0,575
15,39	14,72	9	Intermitente	150,1	0,309	0,679

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,16	14,45	9	Intermitente	149,4	0,354	0,785
15,23	14,48	9	Intermitente	151,0	0,409	0,939
15,31	14,52	9	Intermitente	149,6	0,460	1,076
15,03	14,16	9	Anular Est.	147,4	0,515	1,258
15,29	14,42	9	Anular Est.	150,0	0,561	1,400
15,54	14,64	9	Anular Est.	150,8	0,596	1,512
15,27	14,30	9	Intermitente	148,6	0,663	1,686
15,34	14,35	9	Intermitente	149,0	0,701	1,794
15,56	14,55	9	Anular Est.	149,4	0,753	1,917
15,75	14,70	9	Anular Est.	149,6	0,805	2,027
15,47	14,39	9	Anular Est.	148,8	0,849	2,076
15,40	14,31	9	Anular Est.	149,1	0,901	2,108
15,76	14,70	9	Anular Est.	149,9	0,952	2,049
15,03	14,43	9	Intermitente	248,5	0,058	0,539
15,21	14,59	9	Intermitente	270,1	0,086	0,712
15,10	14,39	9	Intermitente	250,6	0,148	0,971
15,27	14,47	9	Intermitente	249,5	0,205	1,321
15,30	14,45	9	Anular Est.	251,4	0,247	1,608
15,70	14,73	9	Anular Est.	250,2	0,300	2,044
15,48	14,39	9	Anular Est.	250,7	0,347	2,505
15,54	14,32	9	Anular	249,5	0,397	2,946
15,67	14,36	9	Anular	248,9	0,451	3,417
15,76	14,35	9	Anular	249,6	0,498	3,872
15,53	13,98	9	Anular	249,8	0,554	4,319
15,89	14,30	9	Anular	250,0	0,597	4,489
16,12	14,48	9	Anular	250,0	0,657	4,598
15,96	14,28	9	Anular	250,0	0,698	4,575
15,54	14,96	4	Intermitente	74,9	0,047	0,340
15,42	14,80	4	Intermitente	74,9	0,107	0,324
15,41	14,83	4	Intermitente	75,1	0,148	0,335
15,19	14,60	4	Intermitente	75,2	0,198	0,353
15,20	14,62	4	Intermitente	75,1	0,245	0,368
15,15	14,57	4	Intermitente	75,3	0,298	0,367
15,19	14,61	4	Anular Est.	75,1	0,358	0,363
15,02	14,44	4	Anular Est.	75,2	0,408	0,366
15,36	14,79	4	Anular Est.	75,1	0,454	0,374
15,45	14,89	4	Anular Est.	75,3	0,505	0,393
15,33	14,75	4	Anular Est.	75,3	0,555	0,418
15,18	14,59	4	Anular Est.	75,0	0,598	0,442
15,17	14,57	4	Anular Est.	74,7	0,657	0,471
15,54	14,95	4	Anular Est.	75,0	0,709	0,489
15,27	14,66	4	Anular Est.	75,0	0,769	0,522
15,35	14,74	4	Anular Est.	75,0	0,821	0,537

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,09	14,49	4	Anular Est.	74,9	0,878	0,540
15,19	14,61	4	Anular	75,0	0,911	0,515
14,98	14,40	4	Anular	75,0	0,969	0,461
15,32	14,79	4	Estagnante	112,6	0,050	0,401
15,01	14,41	4	Intermitente	112,7	0,192	0,496
15,22	14,57	4	Intermitente	112,5	0,339	0,632
15,27	14,57	4	Anular Est.	112,7	0,508	0,898
15,54	14,78	4	Anular	112,5	0,654	1,168
15,57	14,74	4	Anular	112,5	0,818	1,423
15,68	14,86	4	Anular	112,5	0,950	1,342
15,46	14,82	4	Intermitente	149,9	0,063	0,533
15,13	14,48	4	Intermitente	150,2	0,103	0,578
15,26	14,58	4	Intermitente	150,0	0,154	0,656
15,11	14,38	4	Intermitente	150,1	0,209	0,784
15,27	14,55	4	Anular	150,2	0,251	0,901
15,30	14,54	4	Anular	150,3	0,303	1,056
15,34	14,54	4	Intermitente	150,0	0,360	1,242
15,33	14,48	4	Intermitente	150,2	0,409	1,437
15,50	14,61	4	Intermitente	149,8	0,468	1,629
15,42	14,49	4	Anular Est.	150,9	0,502	1,745
15,32	14,32	4	Anular Est.	150,1	0,553	2,019
15,38	14,32	4	Anular Est.	149,6	0,602	2,224
15,38	14,28	4	Anular Est.	148,9	0,658	2,383
15,86	14,74	4	Anular Est.	149,6	0,719	2,529
15,46	14,29	4	Anular Est.	149,9	0,758	2,661
15,79	14,62	4	Anular Est.	149,9	0,794	2,689
15,63	14,43	4	Anular	149,6	0,854	2,730
15,65	14,44	4	Anular	149,7	0,906	2,719
15,66	14,49	4	Anular	150,0	0,957	2,545
15,54	14,77	4	Intermitente	248,3	0,061	0,890
15,38	14,55	4	Intermitente	249,8	0,105	1,207
15,27	14,35	4	Intermitente	250,1	0,156	1,642
15,49	14,45	4	Intermitente	249,5	0,211	2,184
15,54	14,42	4	Intermitente	251,9	0,257	2,696
15,56	14,28	4	Anular Est.	249,9	0,306	3,263
15,63	14,22	4	Anular	250,0	0,354	3,812
15,59	14,05	4	Anular	250,0	0,402	4,371
15,79	14,14	4	Anular	249,7	0,451	4,845
16,10	14,34	4	Anular	249,9	0,503	5,198
16,12	14,27	4	Anular	250,0	0,549	5,501
15,86	13,82	4	Anular	246,5	0,610	6,151
15,38	14,94	3	Estagnante	75,0	0,047	0,375
15,26	14,82	3	Estagnante	75,0	0,108	0,377

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,22	14,79	3	Intermitente	75,2	0,148	0,409
15,17	14,67	3	Intermitente	74,5	0,214	0,448
15,22	14,75	3	Intermitente	75,2	0,245	0,448
15,16	14,68	3	Intermitente	75,1	0,311	0,443
15,18	14,68	3	Intermitente	74,4	0,358	0,434
15,06	14,57	3	Intermitente	74,9	0,398	0,434
15,21	14,74	3	Anular Est.	74,6	0,446	0,435
15,16	14,67	3	Anular Est.	74,9	0,509	0,463
15,37	14,87	3	Anular Est.	74,5	0,551	0,480
15,40	14,89	3	Anular Est.	74,7	0,608	0,519
15,26	14,70	3	Anular Est.	75,7	0,628	0,514
15,07	14,53	3	Anular Est.	75,2	0,696	0,574
15,24	14,72	3	Anular Est.	74,9	0,745	0,594
15,27	14,76	3	Anular Est.	74,8	0,790	0,608
15,39	14,89	3	Anular Est.	75,0	0,844	0,612
15,06	14,56	3	Anular	74,8	0,909	0,585
15,18	14,60	3	Anular	75,5	0,951	0,499
15,46	14,95	3	Estagnante	112,5	0,058	0,466
14,51	13,87	3	Intermitente	111,9	0,215	0,628
15,31	14,70	3	Intermitente	112,6	0,347	0,777
15,33	14,65	3	Anular Est.	113,2	0,488	1,068
15,27	14,47	3	Anular	112,1	0,661	1,467
15,53	14,70	3	Anular	112,6	0,797	1,638
15,58	14,79	3	Anular	112,5	0,954	1,438
15,05	14,56	3	Intermitente	150,1	0,054	0,593
15,15	14,61	3	Intermitente	149,6	0,105	0,685
15,40	14,87	3	Intermitente	150,0	0,150	0,746
15,16	14,57	3	Intermitente	150,0	0,205	0,897
15,27	14,66	3	Intermitente	150,1	0,248	1,034
15,47	14,81	3	Intermitente	150,0	0,305	1,240
15,02	14,29	3	Intermitente	149,9	0,348	1,459
15,35	14,60	3	Intermitente	150,0	0,393	1,625
15,27	14,45	3	Anular Est.	150,0	0,453	1,894
15,60	14,73	3	Anular Est.	150,0	0,503	2,110
15,58	14,66	3	Anular Est.	149,9	0,552	2,319
15,67	14,71	3	Anular Est.	150,0	0,594	2,484
15,18	14,16	3	Anular Est.	150,0	0,643	2,675
15,31	14,23	3	Anular Est.	150,0	0,692	2,855
15,57	14,50	3	Anular	150,1	0,703	2,851
15,26	14,16	3	Anular	150,2	0,741	2,922
15,92	14,86	3	Anular	150,8	0,779	2,821
15,19	14,14	3	Anular	150,4	0,820	2,620
15,37	14,36	3	Anular	148,8	0,888	2,428

Continuação da Tabela B.3.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	x	Δp [kPa/m]
15,12	14,17	3	Anular	146,6	0,947	2,068
15,09	14,37	3	Intermitente	250,3	0,051	0,930
15,19	14,41	3	Intermitente	250,3	0,097	1,312
15,37	14,50	3	Intermitente	250,9	0,146	1,759
15,67	14,68	3	Intermitente	249,6	0,197	2,289
15,44	14,34	3	Intermitente	249,9	0,250	2,812
15,61	14,36	3	Anular	250,6	0,308	3,398
15,85	14,47	3	Anular	249,8	0,349	3,878
15,54	13,99	3	Anular	250,1	0,398	4,491
16,06	14,37	3	Anular	248,8	0,456	5,134
15,72	13,80	3	Anular	249,2	0,507	5,896
15,96	13,96	3	Anular	250,0	0,552	6,271
16,26	14,24	3	Anular	250,0	0,605	6,421

Fim da Tabela B.3.

Tabela B.4 – Resultados experimentais para T_{sat} de 5°C, em condições diabáticas bifásicas.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
4,60	5,31	Sem Fita	Pistonado	74,9	0,063	0,406	10,1	0,084
4,27	5,03	Sem Fita	Estratificado	75,3	0,249	0,592	10,1	0,142
4,16	4,99	Sem Fita	Estratificado	75,0	0,397	0,741	10,1	0,191
4,47	5,73	Sem Fita	Estratificado	75,1	0,613	0,956	10,1	0,249
4,18	6,79	Sem Fita	Anular	75,0	0,662	0,999	10,0	0,275
4,28	6,36	Sem Fita	Pistonado	75,1	0,065	0,751	20,2	0,196
4,51	6,84	Sem Fita	Estratificado	75,1	0,256	0,934	19,9	0,251
4,32	4,37	Sem Fita	Estratificado	150,5	0,080	0,254	10,1	0,240
5,01	5,03	Sem Fita	Estratificado	149,8	0,244	0,422	10,4	0,372
4,81	4,80	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,405	0,583	10,3	0,524
5,39	5,42	Sem Fita	Estratificado	149,9	0,550	0,726	10,2	0,728
5,00	5,54	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,077	0,421	20,1	0,383
5,18	5,68	Sem Fita	Estratificado	150,2	0,231	0,574	20,0	0,546
5,23	5,82	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,398	0,749	20,4	0,735
5,23	5,88	14	Anular Est.	74,9	0,067	0,410	10,0	0,262
4,91	5,59	14	Anular Est.	74,9	0,216	0,563	10,2	0,338
4,18	5,06	14	Anular Est.	75,1	0,403	0,751	10,2	0,465
4,62	6,01	14	Anular Est.	74,9	0,565	0,913	10,2	0,534
3,28	5,32	14	Anular Est.	74,9	0,088	0,772	20,2	0,493
4,45	6,92	14	Anular Est.	74,6	0,223	0,911	20,1	0,545
5,32	5,13	14	Anular Est.	152,2	0,065	0,233	9,8	0,530
4,94	4,61	14	Anular Est.	148,7	0,218	0,390	9,8	0,893

Continuação da Tabela B.4.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
5,17	4,72	14	Anular	151,7	0,373	0,546	10,0	1,404
5,37	4,86	14	Anular	149,3	0,519	0,696	10,1	2,004
5,26	4,64	14	Anular	151,8	0,688	0,865	10,3	2,705
5,27	5,08	14	Anular	149,0	0,816	0,994	10,2	2,742
5,29	5,59	14	Anular Est.	153,8	0,061	0,411	20,8	0,848
5,31	5,42	14	Anular Est.	150,4	0,236	0,593	20,8	1,373
5,09	5,12	14	Anular	151,2	0,376	0,716	19,8	1,847
4,55	4,63	14	Anular	151,9	0,514	0,854	20,0	2,482
4,55	5,08	14	Anular	151,4	0,663	0,998	19,7	2,791
5,01	5,64	9	Anular Est.	75,2	0,059	0,405	10,1	0,262
4,11	4,64	9	Anular Est.	74,9	0,246	0,594	10,2	0,394
4,67	5,45	9	Anular Est.	74,3	0,395	0,745	10,2	0,460
4,25	5,56	9	Anular Est.	75,2	0,570	0,915	10,2	0,544
3,56	5,82	9	Anular Est.	75,2	0,065	0,749	20,2	0,464
3,55	6,47	9	Anular Est.	75,3	0,242	0,922	20,2	0,572
5,41	5,27	9	Anular Est.	154,3	0,055	0,227	10,1	0,589
5,13	4,71	9	Anular Est.	153,7	0,225	0,398	10,2	1,042
5,00	4,44	9	Anular	153,4	0,383	0,556	10,1	1,741
5,25	4,62	9	Anular	152,4	0,534	0,711	10,2	2,356
4,91	4,24	9	Anular	151,4	0,680	0,855	10,1	2,889
5,30	5,14	9	Anular	148,4	0,818	0,997	10,2	2,885
5,07	5,16	9	Anular	154,1	0,059	0,389	19,7	0,977
4,83	4,80	9	Anular	153,3	0,226	0,560	19,7	1,513
4,88	4,88	9	Anular	149,4	0,393	0,739	20,0	2,148
4,64	4,72	9	Anular	152,4	0,539	0,890	20,7	2,815
4,93	5,46	4	Intermitente	75,2	0,072	0,430	10,5	0,446
4,61	5,10	4	Anular Est.	75,1	0,253	0,612	10,5	0,544
4,64	5,36	4	Anular Est.	74,8	0,421	0,772	10,2	0,631
4,15	5,25	4	Anular	74,9	0,584	0,932	10,2	0,734
3,85	5,58	4	Anular	74,9	0,080	0,753	19,8	0,650
4,19	6,59	4	Anular	74,9	0,254	0,928	19,8	0,709
5,43	5,08	4	Intermitente	153,2	0,071	0,242	10,0	0,974
5,17	4,56	4	Anular Est.	150,1	0,236	0,412	10,0	1,637
5,59	4,89	4	Anular	148,7	0,389	0,568	10,1	2,310
5,17	4,25	4	Anular	150,1	0,530	0,706	10,0	3,120
5,19	4,30	4	Anular	149,8	0,710	0,884	9,9	3,711
4,85	4,76	4	Anular Est.	149,7	0,077	0,432	20,5	1,596
4,80	4,62	4	Anular	152,1	0,221	0,569	20,5	2,290
5,50	5,32	4	Anular	150,5	0,380	0,733	20,5	3,015
4,80	4,60	4	Anular	151,9	0,537	0,884	20,3	3,733
5,17	4,45	4	Anular	163,2	0,743	0,904	9,9	3,805
4,95	5,41	3	Anular Est.	76,3	0,059	0,399	10,1	0,460
4,46	4,75	3	Intermitente	74,7	0,062	0,408	10,1	0,517

Continuação da Tabela B.4.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
5,00	5,50	3	Anular	76,4	0,215	0,553	10,1	0,550
4,82	5,49	3	Anular	74,7	0,401	0,749	10,1	0,685
4,60	5,74	3	Anular	73,8	0,571	0,920	10,1	0,779
4,32	6,12	3	Anular	71,7	0,065	0,782	20,1	0,616
4,30	6,67	3	Anular	74,9	0,234	0,913	19,9	0,761
5,41	5,17	3	Anular Est.	151,7	0,065	0,243	10,3	1,093
5,10	4,60	3	Anular	150,1	0,221	0,402	10,4	1,843
5,73	4,94	3	Anular	151,9	0,365	0,546	10,4	2,802
5,19	4,18	3	Anular	153,1	0,508	0,687	10,3	3,685
5,46	4,37	3	Anular	152,0	0,664	0,840	10,1	4,289
5,71	5,01	3	Anular	149,1	0,824	0,999	9,9	3,992
5,57	5,72	3	Anular	150,5	0,067	0,412	20,1	1,555
4,70	4,52	3	Anular	150,1	0,233	0,579	20,1	2,539
5,13	4,89	3	Anular	149,2	0,369	0,716	20,0	3,241
5,30	5,04	3	Anular	150,8	0,526	0,871	20,0	3,974
4,88	4,91	3	Anular	150,9	0,656	0,996	19,9	4,164

Fim da Tabela B.4.

Tabela B.5 – Resultados experimentais para T_{sat} de 15°C, em condições diáticas bifásicas.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
14,53	15,40	Sem Fita	Estratificado	75,1	0,051	0,403	9,9	0,068
14,09	15,17	Sem Fita	Estratificado	74,7	0,201	0,554	10,0	0,084
14,57	15,90	Sem Fita	Estratificado	74,9	0,355	0,717	10,2	0,140
14,00	15,80	Sem Fita	Estratificado	74,9	0,502	0,860	10,2	0,178
13,91	16,59	Sem Fita	Estratificado	74,6	0,045	0,743	19,7	0,137
13,10	16,78	Sem Fita	Estratificado	75,1	0,197	0,905	20,2	0,186
14,59	14,85	Sem Fita	Intermitente	150,0	0,061	0,240	10,0	0,169
14,79	15,07	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,204	0,383	10,1	0,224
14,95	15,22	Sem Fita	Est. Ondulado	149,9	0,352	0,531	10,0	0,296
15,00	15,26	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,490	0,668	9,9	0,419
14,98	15,37	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,652	0,835	10,2	0,613
15,31	15,96	Sem Fita	Estratificado	145,8	0,806	0,993	10,2	0,755
14,36	15,18	Sem Fita	Est. Ondulado	149,9	0,054	0,405	19,8	0,266
14,50	15,33	Sem Fita	Est. Ondulado	150,0	0,206	0,558	19,8	0,364
14,46	15,30	Sem Fita	Intermitente	149,9	0,349	0,703	19,9	0,488
14,65	15,64	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,508	0,867	20,2	0,693
14,88	16,24	Sem Fita	Estratificado	150,0	0,635	0,994	20,1	0,816
14,70	15,40	14	Anular	74,2	0,059	0,426	10,2	0,233
14,29	15,03	14	Anular	74,1	0,222	0,586	10,1	0,296
14,53	15,55	14	Anular	74,5	0,372	0,732	10,1	0,334
12,37	16,07	14	Anular	74,6	0,075	0,779	20,1	0,345

Continuação da Tabela B.5.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
13,29	16,76	14	Anular	75,2	0,221	0,921	20,0	0,414
15,52	15,70	14	Anular Est.	154,5	0,053	0,234	10,4	0,412
14,60	14,45	14	Anular	149,9	0,210	0,398	10,4	0,722
14,98	14,85	14	Anular	153,9	0,340	0,519	10,2	0,987
14,65	14,47	14	Anular	151,6	0,501	0,684	10,2	1,460
15,23	15,18	14	Anular	151,0	0,650	0,833	10,2	1,799
14,60	14,69	14	Anular	149,0	0,800	0,983	10,2	1,954
15,24	15,73	14	Anular	150,8	0,054	0,417	20,4	0,645
14,96	15,31	14	Anular	149,3	0,217	0,582	20,2	1,012
14,44	14,79	14	Anular	151,7	0,351	0,705	20,0	1,325
14,72	15,25	14	Anular	151,8	0,498	0,856	20,2	1,672
14,55	15,42	14	Anular	153,0	0,629	0,976	19,9	1,912
14,43	15,18	9	Anular Est.	75,5	0,051	0,405	10,0	0,234
14,49	15,30	9	Anular Est.	74,8	0,216	0,586	10,4	0,299
14,73	15,80	9	Anular	74,9	0,340	0,692	9,9	0,322
14,12	15,66	9	Anular	75,0	0,499	0,852	10,0	0,379
13,93	16,36	9	Anular	74,6	0,045	0,766	20,3	0,336
13,18	16,50	9	Anular	75,0	0,214	0,910	19,8	0,422
15,15	15,04	9	Anular Est.	149,6	0,060	0,239	9,9	0,492
14,89	14,73	9	Anular Est.	150,8	0,202	0,380	9,9	0,711
15,01	14,81	9	Anular Est.	149,9	0,367	0,553	10,3	1,174
15,12	14,94	9	Anular	151,7	0,510	0,691	10,1	1,596
14,88	14,73	9	Anular	150,8	0,642	0,821	10,0	1,947
15,02	15,13	9	Anular	150,8	0,797	0,976	10,0	2,126
14,84	15,17	9	Anular Est.	149,7	0,054	0,409	19,8	0,738
14,77	15,13	9	Anular Est.	150,7	0,201	0,552	19,7	1,017
14,72	15,13	9	Anular	150,3	0,371	0,726	19,9	1,504
14,85	15,60	9	Anular	150,1	0,513	0,885	20,8	1,868
14,41	15,08	4	Intermitente	75,0	0,067	0,436	10,4	0,386
14,61	15,32	4	Anular Est.	75,0	0,209	0,579	10,4	0,418
14,38	15,25	4	Anular Est.	74,7	0,368	0,736	10,3	0,473
14,26	15,53	4	Anular	74,9	0,501	0,861	10,1	0,533
13,57	15,68	4	Anular Est.	75,0	0,076	0,793	20,3	0,515
13,74	16,28	4	Anular	75,2	0,205	0,918	20,2	0,571
14,99	14,77	4	Intermitente	149,7	0,073	0,265	10,6	0,819
14,90	14,65	4	Anular Est.	150,8	0,195	0,386	10,6	1,134
15,09	14,77	4	Anular Est.	150,1	0,357	0,548	10,6	1,691
15,19	14,85	4	Anular	149,9	0,512	0,704	10,6	2,290
14,87	14,56	4	Anular	150,2	0,659	0,842	10,2	2,698
14,81	14,76	4	Anular	150,2	0,804	0,986	10,1	2,707
14,78	14,99	4	Anular Est.	149,9	0,065	0,426	20,1	1,157
14,61	14,83	4	Anular	150,2	0,223	0,585	20,2	1,638
14,77	15,03	4	Anular	150,2	0,356	0,715	20,1	2,112

Continuação da Tabela B.5.

$T_{ST,In}$ [°C]	$T_{ST,Out}$ [°C]	Y	Padrão	G [kg/m²s]	$x_{ST,In}$	$x_{ST,Out}$	Φ [kW/m²]	Δp [kPa/m]
14,64	15,07	4	Anular	150,6	0,506	0,863	20,0	2,566
14,30	14,66	3	Anular Est.	74,6	0,059	0,421	10,1	0,486
15,12	15,89	3	Anular Est.	75,9	0,192	0,557	10,4	0,458
14,84	15,77	3	Anular	75,6	0,346	0,712	10,4	0,503
13,41	14,95	3	Anular	74,8	0,515	0,884	10,4	0,622
13,96	16,13	3	Anular Est.	75,4	0,040	0,748	20,1	0,534
13,62	16,11	3	Anular	74,5	0,210	0,926	20,1	0,638
15,39	15,30	3	Intermitente	149,2	0,062	0,247	10,2	0,868
15,04	14,90	3	Anular Est.	148,8	0,063	0,246	10,0	0,937
14,60	14,36	3	Anular	149,5	0,220	0,409	10,4	1,499
15,20	14,92	3	Anular	150,5	0,354	0,540	10,3	2,058
15,06	14,70	3	Anular	151,2	0,498	0,682	10,2	2,731
15,45	15,19	3	Anular	150,2	0,657	0,843	10,3	3,035
15,17	15,63	3	Anular Est.	150,1	0,046	0,404	20,0	1,101
14,96	15,23	3	Anular	149,5	0,196	0,558	20,1	1,733
14,71	14,97	3	Anular	150,8	0,336	0,684	19,5	2,446
14,98	15,29	3	Anular	149,6	0,354	0,715	20,1	2,470
14,44	14,85	3	Anular	149,6	0,515	0,865	19,5	3,030

Fim da Tabela B.5.