



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

GUILHERME ROSARIO DOS SANTOS

**Estudo Experimental de Escoamento
Bifásico Líquido-Vapor Denso em um Ciclo
de Compressão a Vapor em Cascata
Modificado com Fluido Refrigerante R410A**

CAMPINAS
2022

GUILHERME ROSARIO DOS SANTOS

Estudo Experimental de Escoamento Bifásico Líquido-Vapor Denso em um Ciclo de Compressão a Vapor em Cascata Modificado com Fluido Refrigerante R410A

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Augusto Mazza

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO GUILHERME ROSÁRIO DOS SANTOS, E ORIENTADA PELO PROF. DR. RICARDO AUGUSTO MAZZA.

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2022

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

So59e Santos, Guilherme Rosário dos, 1977-
Estudo experimental de escoamento bifásico líquido-vapor denso em um ciclo de compressão a vapor em cascata modificado com fluido refrigerante r410a / Guilherme Rosário dos Santos. – Campinas, SP : [s.n.], 2022.

Orientador: Ricardo Augusto Mazza.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Equilíbrio líquido-vapor. 2. Escoamento bifásico. 3. Alta pressão. 4. Fração de vazão. I. Mazza, Ricardo Augusto, 1969-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Experimental study of two-phase dense vapor-liquid flow within a modified cascade vapor-compression refrigeration cycle with r410a refrigerant

Palavras-chave em inglês:

Liquid-vapor equilibrium

Two-phase flow

High pressure

Void fraction

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Ricardo Augusto Mazza

Geraldo Afonso Spinelli Martins Ribeiro

Ivanildo Andreolli

Valdir Estevam

Marcelo Souza de Castro

Data de defesa: 23-06-2022

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0001-8297-6602>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/7265512166444926>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

**Estudo Experimental de Escoamento
Bifásico Líquido-Vapor Denso em um Ciclo
de Compressão a Vapor em Cascata
Modificado com Fluido Refrigerante R410A**

Autor: Guilherme Rosario dos Santos

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Augusto Mazza

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

**Prof. Dr. Ricardo Augusto Mazza, Presidente
Universidade Estadual de Campinas**

**Dr. Geraldo Afonso Spinelli Martins Ribeiro
Petróleo Brasileiro SA**

**Dr. Ivanilto Andreolli
Petróleo Brasileiro SA**

**Prof. Dr. Valdir Estevam
Centro de Estudos de Energia e Petróleo-Universidade Estadual de Campinas**

**Prof. Dr. Marcelo Souza de Castro
Universidade Estadual de Campinas**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 23 de junho de 2022.

Dedicatória

In memoriam

Gostaria de dedicar esse Trabalho ao meu pai, Capitão Ari Bezerra dos Santos, por investir e acreditar em mim incondicionalmente. Tenho Profunda Admiração e Respeito pela sua trajetória de vida, sempre pautada por Valores como Ética e Responsabilidade. Agradeço todos os Ensinamentos e Esforço na minha Educação. Deus o tenha.

Agradecimentos

Agradeço a minha mãe, D. Ieda pelo Amor e Carinho e por me acompanhar durante toda a minha trajetória.

Agradeço a minha irmã Juliana pelos momentos de descontração e companheirismo até hoje.

Agradeço a minha amiga Sandra Danyi pelo companheirismo e amizade, por me ouvir e conversar.

Aos meus padrinhos Sérgio e Esperança por conversar e me aconselhar em diversos momentos.

Ao casal amigo Natan e Leticia pelas discussões técnicas e fotos desse e outros trabalhos.

Agradeço à Petróleo Brasileiro S.A. pela oportunidade de realizar esse trabalho.

Agradeço à Unicamp pelo tempo que passei nessa Universidade.

Nenhum problema pode ser resolvido
pelo mesmo estado de consciência
que o criou.
Albert Einstein

Resumo

Esse trabalho investiga a influência do efeito da massa específica do gás na fração de vazio e gradiente de pressão em escoamentos verticais ascendentes. Um circuito modificado de refrigeração em cascata operando com fluido refrigerante R410a gera correntes monofásicas de líquido e vapor com diferentes razões de densidade. Essas correntes são misturadas e injetadas em uma seção de teste. A seção de teste é em aço inoxidável SCH 40 com ID de 26,64 mm e 5,8 m de comprimento. A faixa de pressão foi de 17 a 23 bara, a razão de densidade variou de 10 a 15, enquanto o fluxo mássico total foi de 733.1 a 882.9 kg.s⁻¹.m⁻². Medições de frações de vazio foram realizadas por meio de válvulas de fechamento rápido, um medidor de temperatura não-intrusivo e medidores de pressão absoluta e diferencial. Os dados experimentais foram comparados com modelos de literatura para avaliar a capacidade de resposta dos modelos para os gradientes de pressão e relações de *drift* em cenários de alta pressão. Em relação ao mapa de fluxo, a razão de densidade muda significativamente as linhas de transição do padrão agitante e anular. A região do padrão agitante desaparece e a transição para o anular ocorrem em menores velocidades superficiais de vapor. A razão de densidade não influencia a fração de vazio e razão de velocidade de escorregamento; ambas aumentam com a velocidade superficial de vapor. Fatores de correção foram propostos para o gradiente de pressão e a respectiva parcela por fricção para propiciar uma melhor concordância com os dados experimentais. Em relação às relações de *drift*, o modelo de Ishii (1977) mostrou ser um pouco melhor que o modelo de Bhagwat and Ghajar (2014). A razão de densidade não influencia a relação de *drift* para uma faixa de número de Froude de 2,6 a 7,4.

Palavras-chave: razão de densidade líquido-vapor, alta pressão, escoamento vapor denso-líquido, gradiente de pressão, fração de vazio, efeito da massa específica do gás

Abstract

The present work investigates the influence of gas density on the void fraction and pressure drop in an upward gas-liquid flow. An R410a modified cascade refrigeration cycle generates measured single-phase streams with different liquid and vapor density ratios, mixes, and injects into the test section. The test section was SCH40 stainless steel tube with 26.64 mm ID and 5.8 meters long. The pressure spans from 17 to 23 bara, the liquid-vapor density ratio spans from 10.2 to 15.2, while the total mass flux spans from 733.1 to 882.9 kg.s⁻¹.m⁻². Quick close valves, non-intrusive temperature probes, and absolute and differential pressure sensor measures the void fraction, pressure gradient and head losses. The experimental data were compared to the literature model to access the model's prevision capability for high gas-density scenarios not only for pressure gradient and head losses, but also for *drift* relationships. Regarding to flow pattern map, the density ratio significantly changes the churn and annular transition lines. The churn region disappears, and annular transition occurs with lower gas velocities. The density ratio does not influence the void fraction and slip velocity; both of them increase with the superficial vapor velocity. Correction factors for pressure gradient and head losses were proposed to achieve a better agreement with experimental data. Regarding to *drift* relationships, Ishii (1977) model showed a little better accuracy than Bhagwat and Ghajar (2014) model. The density ratio has no evident influence on the *drift* relationship with the Froude spanning from 2.6 to 7.4.

Keywords: liquid-vapor density ratio, high pressure, dense vapor-liquid flow, gradient pressure, void fraction, gas density effect

Lista de Ilustrações

Figura 3.1 - Ciclo de Refrigeração em Cascata. Fonte: Çengel e Boles (2009).....	52
Figura 3.2 - Circuito Experimental de Refrigeração.	53
Figura 3.3 – Diagrama Esquemático dos Ciclos de Alta e Baixa Pressão.....	55
Figura 3.4 - Skid de compressão do ciclo de alta pressão.	57
Figura 3.5 – Envelope operacional do compressor.....	57
Figura 3.6 - Trocadores de calor: resfriador de gás (a), condensador (b), evaporador (c)..	58
Figura 3.7 - Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão.	60
Figura 3.8 - Válvula de fechamento rápido na seção de teste.	61
Figura 3.9 – Medidor de Pressão Absoluta e Diferencial.....	64
Figura 3.10 – Selos Remotos para Medidor de Pressão Absoluta e Diferencial.	65
Figura 3.11 – Medidor não intrusivo de temperatura.	66
Figura 3.12 - Skid Válvula de expansão: válvula e motor de passo (a); driver da válvula (b).	67
Figura 3.13 – Chiller e Tubulações de Entrada e Saída de Água.	68
Figura 3.14 – Válvulas de Três Vias do Circuito Intermediário de Água.	69
Figura 3.15 – Painel de Controle e Automação.....	71
Figura 3.16 – Interface Gráfica no Lab View para o sistema supervisorio: (a) seção de teste; (b) circuito de alta temperatura; (c) circuito de baixa temperatura.	76
Figura 4.1 – Representação esquemática do volume de controle englobando o trocador de calor e o trecho de tubulação correspondente.....	80
Figura 4.2 – Diagrama esquemático da seção transversal da tubulação.....	82
Figura 4.3 – Volume de Controle para o Resfriador de Gás.	83
Figura 4.4 – Volume de Controle para a Linha de Líquido e Vapor.....	86
Figura 4.5 – Volume de Controle para a Linha de Líquido.....	89
Figura 4.6 – Volumes de controle dos lados R410A e de água num trocador de calor. Fonte: Incropera e Witt (1992),	90
Figura 4.7 – Diagrama P _{xh} do R410A,	91
Figura 4.8 – Desenho esquemático do método de válvulas de fechamento rápido.	96
Figura 4.9 – Diagrama esquemático da seção transversal da tubulação.....	163
Figura 5.1 – Diagrama T _{xh} para escoamento monofásico de líquido,	108
Figura 5.2 – Diagrama T _{xρ} para escoamento monofásico de líquido,	109
Figura 5.3 – Diagrama T _{xh} para escoamento monofásico de vapor,	110
Figura 5.4 – Diagrama T _{xρ} para escoamento monofásico de vapor,	111
Figura 5.5 – Comparação entre fatores de atrito experimentais e teóricos obtidos via equação de Colebrook (1939),	113
Figura 5.6 – Diagrama T _{xh} de escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara,.....	116
Figura 5.7 – Diagrama T _{xρ} para escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara,.....	118
Figura 5.8 – Diagrama T _{xh} de escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara,.....	119
Figura 5.9 – Diagrama T _{xρ} para escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara,.....	121
Figura 5.10 – Diagrama T _{xh} de escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara,.....	122
Figura 5.11 – Diagrama T _{xρ} para escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara,.....	124

Figura 5.12 – Mapa de fluxo previsto segundo Taitel e Dukler (1980) para água e ar, a 1 bara, 25 °C e 2,5 cm de diâmetro,.....	131
Figura 5.13 – Mapa de fluxo previsto segundo Taitel e Dukler (1980) na seção de medição,	131
Figura 5.14 – Razão de injeção de vapor em função da fração de vazio,.....	133
Figura 5.15 – Razão de injeção de vapor em função da razão de velocidade de escorregamento,	133
Figura 5.16 – Relação de <i>drift</i> teórica e medida para os pontos da grade de teste: símbolos cheios Ishii (1977), símbolos vazados Bhagwat and Ghajar (2014),	136
Figura 5.17 – Incertezas da velocidade adimensional de vapor e número de Froude da mistura.	139
Figura 5.18 – Velocidade in situ adimensional de vapor em função do número de Froude da mistura,	139
Figura 5.19 – Gradiente de pressão teórico e experimental: Homogêneo e Modelo de Alves et al. (1991),.....	141
Figura 5.20 – Gradiente de pressão teórico e experimental: Modelo de Alves (1991) e Modelo de Alves (1991) com fator de correção,	143
Figura 5.21 – Gradiente de pressão em função do Reynolds,	146
Figura 5.22 – Parcela por atrito do gradiente de pressão em função do Reynolds,.....	146
Figura 5.23 – Parcela por atrito do gradiente de pressão experimental e teórico: Homogêneo e Friedel (1979),	147
Figura 5.24 – Parcela por atrito do gradiente de pressão teórico: Modelo de Friedel (1979) e Modelo de Friedel (1979) com fator de correção,.....	149
Figura A.1 – Representação de um trocador de calor.....	169
Figura A.2 – Isométrico do Skid de Compressão (Bitzer, 2018)	244
Figura A.3 – Componentes do lado de alta pressão e respectivas máximas pressões de trabalho (Bitzer, 2018).....	245
Figura A.4 – Componentes do lado de baixa pressão e respectivas máximas pressões de trabalho (Bitzer, 2018).....	245
Figura A.5 – Folha de Dados do Resfriador de Gás (Dover do Brasil Ltda, 2018)	247
Figura A.6 – Folha de Dados do Condensador e Pós Condensador (Dover do Brasil Ltda, 2018).....	249
Figura A.7 – Folha de Dados do Evaporador (Dover do Brasil Ltda, 2018).....	251
Figura A.8 – Curva da bomba do Chiller.	254
Figura A.9 – Folha de Dados da Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão.....	255

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Características dos Trocadores de Calor.	58
Tabela 3.2 – Instrumentos com Protocolo HART.	72
Tabela 5.1 – Grade de teste para experimentos monofásicos de líquido e vapor,.....	107
Tabela 5.2 – Entalpias de líquido e vapor na entrada de seção de teste e de medição,.....	112
Tabela 5.3 – Grade de teste para experimentos bifásicos com líquido-vapor,	114
Tabela 5.4 – Valores de entalpia da Figura 5.6,	117
Tabela 5.5 – Valores de entalpia da Figura 5.8,	120
Tabela 5.6 – Valores de entalpia da Figura 5.10,	123
Tabela 5.7 – Resultados para análise de sensibilidade da entalpia na saída do Coriolis de vapor,	126
Tabela 5.8 – Resultados para análise de sensibilidade da massa específica de líquido na saída do Coriolis,	127
Tabela 5.9 – Resultados para análise de sensibilidade da massa específica de vapor na saída do Coriolis,	127
Tabela 5.10 –Escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e de medição,	129
Tabela 5.11 – Velocidades superficiais de líquido e vapor na seção de medição,	130
Tabela 5.12 – Valores teóricos e medidos da razão entre a razão de injeção de vapor e fração de vazão,.....	135
Tabela 5.13 Parâmetros de distribuição e deslizamento previstos pelos modelos de Ishii (1977) e de Bhagwat e Ghajar (2014),	137
Tabela 5.14-Parâmetros de gradiente de pressão do modelo de Alves et al. (1991),.....	144
Tabela A.1- Características da Água do Chiller,	253
Tabela B.1 – Incertezas dos instrumentos e distâncias,.....	174
Tabela B.2 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento monofásico de líquido,	181
Tabela B.3 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara,.....	182
Tabela B.4 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara,.....	183
Tabela B.5 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara,.....	185
Tabela B.6 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento monofásico,.....	188
Tabela B.7 – Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento monofásico,.....	189
Tabela B.8 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,	190
Tabela B.9 – Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,	191
Tabela B.10 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,	193

Tabela B.11 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,	194
Tabela B.12 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,	195
Tabela B.13 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,	196
Tabela B.14 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento monofásico,	200
Tabela B.15 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento monofásico,	201
Tabela B.16 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,	202
Tabela B.17 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 18 bara,	203
Tabela B.18 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,	204
Tabela B.19 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 20 bara,	205
Tabela B.20 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,	206
Tabela B.21 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 23 bara,	207
Tabela B.22 - Máximas incertezas de variáveis para as frações de vazio α_T	217
Tabela B.23 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 18 bara.....	222
Tabela B.24 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 18 bara.....	223
Tabela B.25 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 20 bara.....	224
Tabela B.26 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 20 bara.....	225
Tabela B.27 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 23 bara.....	226
Tabela B.28 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 23 bara.....	227
Tabela D.1 - Nomenclatura dos TAGs utilizados para os instrumentos.	234
Tabela D.2 - Nomenclatura dos TAGs utilizados na seção de teste.....	235
Tabela D.3 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área do compressor e resfriador de gás	240
Tabela D.4 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da linha de líquido.....	241
Tabela D.5 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da linha de vapor	242

Tabela D.6 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da seção de medição.....	242
Tabela D.7 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área do pós-condensador.....	243
Tabela D.8 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da válvula de expansão e evaporador.....	243

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A – Área	[m ²]
b – Parâmetro da correlação de Blasius	[-]
c – Coeficiente do fator de correção do multiplicador bifásico de Friedel (1979)	[-]
Co - Parâmetro de distribuição	[-]
Co₁ – Parâmetro de ajuste do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)	[-]
C₂ - Parâmetro de ajuste do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)	[-]
C₃ - Parâmetro de ajuste do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)	[-]
C₄ - Parâmetro de ajuste do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)	[-]
C_f - Coeficiente do fator de atrito de Darcy	[-]
c_p – Calor específico	[kJ/kgK]
d – Diâmetro hidráulico	[mm]
D - Diâmetro interno da tubulação	[mm]
e/D – Rugosidade relativa da tubulação	[-]
E_d - a fração de líquido arrastada para o <i>core</i> de gás em relação à área seção transv.	[-]
f - Fator de atrito de Darcy	[-]
f_E – Fração de entranhamento	[-]
F – Variável qualquer sobre a qual é calculada incerteza	
Fr - Número de Froude	[-]
g - Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G_g – Fluxo mássico da fase gás	[kg/s/m ²]
G_l – Fluxo mássico da fase líquida	[kg/s/m ²]
G – Fluxo mássico da mistura líquido e vapor	[kg/s/m ²]
h – Entalpia	[kJ/kg]
H – Altura do trocador de calor	[m]
H_v - Altura de vapor remanescente após fechamento rápido	[m]
H_L - Altura de líquido remanescente após fechamento rápido	[m]
H_p – Distância entre as tomadas de pressão a montante e a jusante da seção de teste	[m]
H_T - Distância entre as válvulas de fechamento rápido	[m]
j - Velocidade da mistura	[m/s]
i - i-ésima variável	[-]
I – Parâmetro adimensional para fator de atrito interfacial	[-]
j_G - Velocidade superficial de gás	[m/s]
j_L - Velocidade superficial de líquido	[m/s]
k – Condutividade térmica	[kW/m °C]
L – Comprimento de um trecho reto	[m]
La – Variável de Laplace	[-]
m_v – Vazão mássica da fase vapor	[kg/s]
m_l – Vazão mássica da fase líquida	[kg/s]
m – Vazão mássica da mistura líquido e vapor	[kg/s]
M - Parâmetro adimensional do multiplicador bifásico de Friedel	[-]
N - Parâmetro adimensional do multiplicador bifásico de Friedel	[-]
n – N-ésima variável	[-]
Nu - Número de Nusselt	[-]
Nμ - Número de viscosidade	[-]
P – Pressão	[bara]
Pr - Número de Prandtl	[-]
q – Vazão volumétrica	[m ³ /h]

\dot{Q} – Quantidade de calor trocada	[kW]
\dot{Q}_H – Carga térmica no condensador e resfriador de gás	[kW]
\dot{Q}_L – Carga térmica no evaporador	[kW]
RT – Resistência térmica	[°C/kW]
Ra - Número de Rayleigh	[-]
Re - Número de Reynolds	[-]
r - Raio	[mm]
r_{lg} - Razão de densidade líquido e gás	[-]
S - Perímetro molhado	[m]
T - Temperatura	[K]
x_i – Variável independente sobre a qual existe incerteza	
v – Velocidade <i>in situ</i>	[m/s]
V_g – Volume ocupado pela fase gás	[m ³]
V – Volume de um trecho de tubulação	[m ³]
V_0 – Velocidade de drift	[m/s]
x – Título	[-]
y - Distância entre a tomada de pressão e válvula de fechamento rápido	[m]
z – Coordenada espacial axial	[m]
Z – Largura de um trocador de calor	[m]
w – Coeficiente do fator de correção do parâmetro I adimensional para fator de atrito interfacial	[-]
\dot{W} – Potência do compressor	[kW]
We - Número de Weber	[-]

Letras Gregas

α - Fração de vazio	[-]
β – Razão de injeção	[-]
γ - Dimensão característica qualquer (H ou D)	[m]
δ - Desvio de uma variável	
ϕ_i - Espessura do filme de líquido	[mm]
Δ - Diferença de uma variável	
$\Delta P/\Delta z$ - Gradiente de pressão	[mbar/m]
ε - Incerteza de uma variável qualquer	
θ - Ângulo de inclinação da tubulação em relação à horizontal	[graus]
λ - Coeficiente de película	[kW/m ² °C]
μ - Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ξ – Variável qualquer	
ρ - Massa específica	[kg/m ³]
ς – Dimensão característica p/ troca térmica nas faces horizontais do trocador	[m]
σ - Tensão superficial	[N/m]
τ – Tensão	[N/m ²]
ϕ – Coeficiente do fator de correção do multiplicador bifásico de Friedel (1979)	[-]
Λ – Multiplicador bifásico de Friedel	[-]
Π – Parâmetro para cálculo de incerteza correlacionadas	[-]
η – Difusividade térmica	[m ² /s]
ψ – Coeficiente do fator de correção do parâmetro I adimensional para fator de atrito interfacial	[-]
ω – Razão de velocidade de deslizamento	[-]

Sobrescritos

- Com incerteza

* - refere-se ao cálculo via (P,ρ) com incerteza

** - refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia

adim – Adimensional

cond – Referente a condensação

CD – Referente ao condensador

crit - Crítico

e – Referente à entrada

exp – Experimental

EV – Referente ao evaporador

FIT – Referente ao medidor Coriolis

RG – Referente ao resfriador de gás

s – Referente à saída

ST – Seção de medição

Total – Total

teo - Teórico

Subscritos

abs - Absoluta

ar – Referente ao ar atmosférico

atrído – Referente ao atrído

balanço – refere-se ao balanço de energia

cond – Referente ao condensador

conv – Referente à convecção

crit - crítico

din – Condição dinâmica com válvulas de fechamento rápido da linha principal abertas

d – Referente às gotículas arrastadas do filme de líquido para o *core* de gás

C – Referente ao *core* de gás do escoamento anular

D – Referente ao diâmetro

e - entrada

ext – Externo

est – Condição estática com válvulas de fechamento rápido da linha principal fechadas

evap – Referente ao evaporador

F – Referente ao filme de líquido

f – Fluido

F – Referente ao filme de líquido

FIT – referente ao medidor Coriolis

g - Gás

h – Entálpico

H – Referente às faces verticais do trocador de calor

∞ - Referente à temperatura ambiente

i – referente à interface líquido e vapor

int– Interno

j– Referente à mistura

l – Líquido

lido – Referente ao um valor lido em um instrumento

m - Mássico

med – Medido

R410A – referente ao fluido refrigerante R410A

rel – Relativo

s - saída

sil – Referente ao silicone

sat – Condição de saturação

sub – Referente a sub-resfriamento

sup – Referente a superaquecimento

teo - Teórico

TB – Referente à tubulação

TP – Bifásica

v - Vapor

VC – Volume de controle

γ – Referente à dimensão característica (H ou D)

ζ – Referente à dimensão característica da troca térmica das faces horizontais do trocador de calor

w – Referente à parede da tubulação

Símbolos

∂ - Operador matemático para derivada parcial

Siglas

BSP – British Standard Pipe

CLP – Controlador Lógico Programável

FEM – Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp

NPT – National Pipe Thread

PID – Piping and Instrument Diagram

R410A – Fluido Refrigerante

TAG – Código normatizado para equipamento, instrumento ou válvula

Sumário

1 INTRODUÇÃO.....	21
1.1 Objetivos	23
1.2 Estrutura do Trabalho.....	24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1 Definições e Noções de Escoamento Multifásico	25
2.2 Modelos para Escoamento Bifásico	28
2.2.1 Relação de Drift.....	29
2.2.2 Modelo Homogêneo	29
2.2.3 Modelo de Friedel (1979).....	31
2.2.4 Modelo de Alves et al. (1991)	33
2.2.5 Modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)	37
2.2.6 Modelo de Ishii (1977)	39
2.3 Trabalhos em Literatura com Gás Denso.....	42
3 APARATO EXPERIMENTAL.....	50
3.1 Circuito de teste – Alta temperatura.....	53
3.1.1 Skid de Compressão	56
3.1.2 Trocadores de Calor	58
3.1.3 Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão	59
3.1.4 Seção de Teste.....	60
3.1.5 Instrumentos do Ciclo de Alta Temperatura.....	62
3.1.6 Instrumentação da Seção de Teste	63
3.1.7 Sistema de Expansão.....	66
3.2 Circuito Baixa Temperatura	67
3.3 Circuito de Água	68
3.3.1 Equipamentos Auxiliares – Circuito de Água	70
3.4 Sistema de Aquisição de Dados	71
4 METODOLOGIA.....	78
4.1 Determinação das condições de entrada.....	78
4.1.1 Temperatura de subresfriamento e superaquecimento.....	79
4.1.2 Medida de entalpia	79
4.1.2.1 Entalpia de Vapor na Entrada do Condensador.....	82
4.1.2.2 Entalpia de Vapor na Saída do Coriolis.....	84
4.1.2.3 Entalpia de Líquido na Saída do Coriolis.....	88

4.1.2.3 Razão de densidades.....	89
4.2 Testes Estáticos.....	94
4.3 Testes Dinâmicos.....	96
4.3.1 Testes Dinâmicos Monofásicos.....	97
4.3.2 Testes Dinâmicos Bifásicos.....	99
4.3.2.1 Relação de Drift.....	99
4.3.3.2 Atrito Bifásico.....	100
4.4 Determinação das massas específicas de líquido e vapor.....	101
5 RESULTADOS.....	106
5.1 Experimentos Monofásicos com Líquido e Vapor.....	106
5.2 Experimentos Bifásicos com Líquido-Vapor.....	114
5.2.1 Entalpias e Massas Específicas na Entrada da Seção de Teste.....	115
5.2.2 Escoamento Isentálpico entre Entrada da Seção de Teste e Seção de Medição.....	128
5.2.3 Previsão do Mapa de Fluxo na Seção de Medição.....	130
5.2.4 Medição de Fração de Vazio.....	132
5.2.5 Análise de Drift.....	135
5.2.6 Gradientes de Pressão Bifásicos.....	141
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	153
Referências.....	157
APÊNDICE A – Modelagem de Transferência de Calor.....	163
APÊNDICE B – Análise e Propagação de Incertezas.....	173
B.1 Incertezas no Balanço de Energia no Resfriador de Gás.....	179
B.2 Incertezas no Balanço de Energia da Linha de Líquido.....	186
B.3 Balanço de Energia da Linha de Vapor.....	197
B.4 Experimentos Monofásicos com Líquido ou Vapor.....	208
B.5 Experimentos Bifásicos Líquido-Vapor.....	215
APÊNDICE C – Pontos de Atenção para Futuros Projetos.....	230
APÊNDICE D – Resultados Experimentais dos Testes.....	232
D.1 Skid de Compressão.....	234
D.2 Seção de Teste.....	235
D.3 Skid de Expansão.....	237
D.4 Equipamentos Auxiliares – Circuito R410a.....	237
ANEXO A – Descrição Técnica Complementar de Equipamentos/Skid's do Circuito de Alta e Baixa Pressão.....	244

1 INTRODUÇÃO

O escoamento de misturas bifásicas gás-líquido tem aplicações em setores de fundamental importância econômica e social na indústria de refrigeração e conforto térmico, na de energia e na cadeia petroquímica. É comum encontrar esse tipo de escoamento em trocadores de calor, em reatores químicos diversos, em unidades de geração de energia a partir de combustíveis fósseis ou nuclear e no transporte e produção de petróleo. O escoamento gás-líquido é influenciado pela geometria do sistema, pela configuração do escoamento, também conhecido como arranjo de fases, pelas propriedades dos fluidos como viscosidade, massa específica e tensão superficial. Desde o final da primeira metade do século passado experimentos com diversas geometrias e com diversas combinações de fluidos foram propostos para estudar esse tipo de escoamento e, a partir da segunda metade, modelos matemáticos foram construídos baseados nos dados experimentais. Mesmo após tantos anos, novos cenários e aplicações ainda impulsionam e motivam pesquisadores a propor novos circuitos em busca de dados.

A maioria dos estudos experimentais em escoamentos gás-líquido usaram uma mistura de ar e água em diversas geometrias, diâmetros de dutos e inclinações em pressões e temperaturas próximas a do ambiente. A influência da viscosidade do líquido foi estudada adicionando-se glicerina à água ou com o uso de óleos. Nesses casos, recorreu-se ao uso de nitrogênio em substituição ao ar visando garantir a segurança operacional. Nesses estudos procurava-se determinar principalmente o arranjo de fases, as perdas de pressão devido ao atrito na parede e as relações de deslizamento. Medir esses parâmetros no escoamento tipo gás-líquido não é uma tarefa trivial, por isso a escolha dos fluidos de trabalho e condições. Entretanto, quando se trata do estudo da influência da massa específica, em especial da do gás, são necessários aparatos experimentais mais complexos e com elevado custo operacional. Por isso os estudos são raros. A indústria de refrigeração foi uma das principais demandantes de estudos desse tipo, mas suas condições operacionais são particulares. Os estudos desse tipo foram realizados utilizando misturas saturadas de fluidos refrigerantes com dutos de pequenos diâmetros, horizontais ou de pequena variação altimétrica, adiabáticos ou com transferência de calor.

Os anos 1980 trouxeram novos desafios aos estudos gás-líquido, com as condições severas impostas pela indústria nuclear. Pressões e temperaturas próximas à crítica para a água de refrigeração dos reatores nucleares trouxeram a necessidade de se estudar a transição para golfada nessas condições. Essa transição acarreta na perda da capacidade de

refrigeração do reator, o que pode causar sua ruptura. Estudos nessa área são poucos. Conceber e operar experimentos para uma mistura bifásica água-vapor d'água nessas condições envolvem riscos e investimentos elevados. Os estudos desse tipo utilizaram misturas de água-vapor d'água em pressões abaixo da crítica. Nos anos 2000, a indústria do petróleo trouxe enormes desafios ao começar a exploração em lâminas d'água cada vez mais elevadas. As principais características desses cenários são altas pressões e vazões aliadas à presença de CO₂ e água. A elevada vazão implica na utilização de dutos com grandes diâmetros. A água apresenta sais dissolvidos que podem precipitar, a depender do processo de despressurização durante o escoamento. Água e seus sais precipitados aliados à presença de CO₂ nas condições descritas constitui um sério problema de garantia de escoamento, sendo os mecanismos que definem a separação das fases, seus arranjos e suas características hidrodinâmicas de suma importância.

Posteriormente, devido à simplicidade, foram realizados trabalhos que utilizaram a mistura água-ar ou água-SF₆, com o objetivo de estudar arranjos de fase, frações de vazio e perda de carga e subsidiar a indústria para enfrentar esses cenários. Esses estudos foram focados na análise da influência de gases cada vez mais pesados. A influência da viscosidade e tensão superficial foram desconsideradas, mesmo sendo a tensão superficial o principal fator que influencia a forma e o tamanho das bolhas de gás. Outra característica desses estudos é que a razão em massa da fase gás e líquido permanece constante. Desta forma, a influência da liberação de gás pela fase líquida também não é considerada. Essa característica é pouco importante em escoamentos com pequena variação de pressão, mas ganha importância nos cenários de produção de petróleo onde há uma variação altimétrica na ordem de quilômetros. Por si só, a altimetria já representa uma variação elevada de pressão hidrostática.

Nessa última década, a indústria do petróleo se depara com um desafio sem precedentes com níveis de pressão e vazão mais elevados ainda e com altas concentrações de CO₂ na fase gás. A presença do CO₂ gasoso nesse cenário aumenta significativamente a massa específica do gás devido ao alto peso molecular do CO₂. Por exemplo, no sistema de produção do Pré-Sal a razão entre as massas específicas de líquido e gás varia de 2 a 32 desde o poço até a plataforma. A presença de água em um cenário desse tipo representa um sério problema de garantia de escoamento, seja ela presente na formação ou injetada para se manter os níveis de pressão do reservatório. Devido à pouca informação sobre o esse tipo de escoamento bifásico, os simuladores computacionais de escoamento apresentam um elevado grau de incerteza na determinação das perdas de carga, na obtenção das curvas de produção,

na definição do *layout* submarino, na garantia de escoamento ou no dimensionamento de diâmetros de dutos e linhas e de facilidades de produção.

Atualmente, o entendimento de escoamento líquido-gás denso, na indústria do petróleo, apresenta diversas lacunas que ainda justificam a montagem de novas concepções experimentais em busca de dados sobre fração de vazio, arranjo das fases e perda de carga em escoamentos bifásico líquido-gás denso. Tendo em vista essas lacunas, é proposto um circuito experimental baseado em um ciclo de refrigeração em cascata modificado. O circuito de alta temperatura é modificado para gerar correntes monofásicas com diversas razões de massa específica entre o vapor¹ e o líquido. Medidos antes de serem misturados, vapor denso e líquido seguem para uma linha de teste vertical onde são determinadas a fração de vazio e a perda de pressão devido ao atrito. Ambos os circuitos de refrigeração operam com R410A. A pressão de operação variou entre 18 a 23 bara e razão de massa específica líquido-vapor entre 10,2 e 15,2, com um fluxo de massa de 733,1 a 882,9 kg.s⁻¹.m⁻².

1.1 Objetivos

O objetivo geral desse trabalho é avaliar o gradiente de pressão de uma mistura bifásica líquido-vapor denso escoando em uma tubulação vertical. Para que esse objetivo geral possa ser alcançado, são propostos os objetivos específicos listados abaixo:

- Montagem de um circuito experimental para operar com líquido-vapor denso;
- Comissionamento da instalação, com a realização de testes monofásicos de líquido e vapor para validar a metodologia de análise de dados;
- Elaboração e implementação de uma metodologia para obter uma mistura líquido-vapor denso em equilíbrio térmico na seção de teste;
- Levantamento das velocidades superficiais de líquido e vapor denso na entrada da seção de teste desse circuito experimental;
- Levantamento experimental das frações de vazio em um escoamento bifásico líquido-vapor denso;
- Levantamento experimental dos gradientes de pressão na seção de teste;

¹ Seguindo a denominação dos trabalhos com água e vapor d'água, será utilizado nesse texto o termo vapor toda vez que se fizer referência à fase gás de uma mistura saturada. Caso a massa específica dessa fase for próxima à da líquido, poderá ser utilizado a expressão vapor denso.

1.2 Estrutura do Trabalho

Esse trabalho foi estruturado em capítulos descritos brevemente a seguir:

- Capítulo 2: apresenta inicialmente uma revisão dos conceitos de escoamento multifásico, seguido de uma revisão bibliográfica com os trabalhos encontrados em literatura sobre o tema;
- Capítulo 3: apresenta uma descrição do aparato experimental e de todos os seus componentes, além dos procedimentos de testes, técnicas de medição, aquisição e processamento de dados experimentais;
- Capítulo 4: apresenta uma metodologia de análise dos resultados dos testes monofásicos e bifásicos líquido-vapor denso;
- Capítulo 5: são apresentados e discutidos os resultados experimentais, bem como uma comparação com modelos disponíveis na literatura;
- Capítulo 6: apresenta conclusões e recomendações para trabalhos futuros;
- Anexo A: apresenta uma descrição técnica complementar do Chiller do circuito de água e da válvula de três vias do circuito de alta pressão;
- Apêndice A: apresenta modelagem para determinação de quantidade de calor trocada entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo;
- Apêndice B: apresenta análise de incertezas das variáveis medidas experimentalmente, bem como a propagação de incertezas das variáveis medidas sobre parâmetros teóricos;
- Apêndice C: apresenta pontos de atenção e lições aprendidas para futuros projetos;
- Apêndice D: apresenta a lista de TAG's de todos os equipamentos e instrumentos do circuito experimental. Além disso, apresenta as leituras dos instrumentos e variáveis medidas experimentalmente para cada aquisição do escoamento monofásico de líquido, vapor e bifásico na seção de teste do circuito experimental.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Essa seção está dividida em três partes: na primeira são apresentadas definições e noções fundamentais sobre escoamento multifásico; na segunda, são apresentados os modelos de escoamento bifásico; a terceira parte apresenta alguns trabalhos encontrados na literatura sobre escoamento multifásico com gás denso (alta massa específica). O objetivo da primeira parte é mostrar as principais definições do escoamento bifásico que serão utilizadas ao longo do texto. O objetivo da segunda parte é mostrar os modelos presentes na literatura que serão comparados com os dados experimentais; a terceira parte é contextualizar o presente trabalho.

2.1 Definições e Noções de Escoamento Multifásico

Nessa parte, serão apresentadas as principais definições relativas a escoamento multifásico em tubulações. Há uma diversidade de notações dessas definições. Nesse trabalho, será seguida a notação proposta por (Wallis, 1969). A vazão mássica total de uma mistura bifásica é a soma das vazões mássicas de líquido e gás (Eq. 2.1):

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

na qual \dot{m} , \dot{m}_l , \dot{m}_g são as vazões mássicas da mistura, de líquido e gás, respectivamente.

O fluxo mássico de líquido, gás e da mistura G_l , G_g e G são definidos pelas Eqs. (2.2), (2.3) e (2.4), respectivamente:

$$G_l = \frac{\dot{m}_l}{A}, \quad (2.2)$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{A}, \quad (2.3)$$

$$G = G_l + G_g. \quad (2.4)$$

A vazão volumétrica da mistura pode ser escrita pela Eq. (2.5):

$$\dot{q} = \dot{q}_l + \dot{q}_g, \quad (2.5)$$

na qual \dot{q}_l e \dot{q}_g são, respectivamente, as vazões volumétricas de líquido e gás definidas pelas Eqs. (2.6) e (2.7):

$$\dot{q}_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l}, \quad (2.6)$$

$$\dot{q}_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g}, \quad (2.7)$$

na qual ρ_l , ρ_g , são as massas específicas de líquido e gás, respectivamente.

Nesse trabalho, chamaremos de razão de densidade líquido-gás r_{lg} a seguinte expressão (Eq. 2.8):

$$r_{lg} = \frac{\rho_l}{\rho_g}. \quad (2.8)$$

A fração de vazio é definida como o volume ocupado pelo gás em relação ao volume da mistura líquido e gás (Eq. 2.9):

$$\alpha = \frac{V_g}{V}, \quad (2.9)$$

sendo, V_g e V são os volumes ocupado pelo gás e o volume ocupado pela mistura líquido e gás, respectivamente.

O título mássico é definido pela Eq. (2.10):

$$x_m = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}}, \quad (2.10)$$

e o título entálpico pela (Eq. 2.11):

$$x_h = \frac{h - h_l}{h_g - h_l}, \quad (2.11)$$

na qual h_l e h_g são as entalpias de líquido e vapor saturados, respectivamente; h é a entalpia da mistura.

As velocidades superficiais ou fluxos volumétricos médios de líquido, gás e da mistura são definidos pelas Eqs. (2.12), (2.13) e (2.14):

$$j_l = \frac{\dot{q}_l}{A}, \quad (2.12)$$

$$j_g = \frac{\dot{q}_g}{A}, \quad (2.13)$$

$$j = \frac{\dot{q}_l + \dot{q}_g}{A}, \quad (2.14)$$

sendo, j_l , j_g , j as velocidades superficiais de líquido, gás e da mistura, respectivamente.

As vazões volumétricas de líquido e gás são definidas pelas Eqs. (2.15) e (2.16):

$$\dot{q}_l = \int j_l dA, \quad (2.15)$$

$$\dot{q}_g = \int j_g dA. \quad (2.16)$$

Na área de escoamento bifásico, as Eqs. (2.15) e (2.16) são definidas dessa forma para levar em conta os perfis de velocidade e concentração das fases líquida e gasosa.

A razão de injeção β para o gás é determinada pela Eq. (2.17):

$$\beta = \frac{j_g}{j}. \quad (2.17)$$

As velocidades superficiais podem ser escritas por meio das Eqs. (2.18) e (2.19):

$$j_l = (1 - \alpha) v_l, \quad (2.18)$$

$$j_g = \alpha v_g, \quad (2.19)$$

na qual v_l e v_g são as velocidades *in situ* de líquido e gás, respectivamente.

A velocidade relativa entre gás e líquido v_{gl} é escrita pela Eq. (2.20):

$$v_{gl} = v_g - v_l. \quad (2.20)$$

Os fluxos de deslizamento de gás e líquido são dados pelas Eqs. (2.21) e (2.22):

$$j_{gl} = \alpha(v_g - j), \quad (2.21)$$

$$j_{lg} = (1 - \alpha)(v_l - j), \quad (2.22)$$

na qual j_{gl} , j_{lg} são os fluxos de deslizamento de gás e líquido, respectivamente.

2.2 Modelos para Escoamento Bifásico

Os dados experimentais foram comparados com alguns modelos disponíveis na literatura. O objetivo dessa comparação foi de se analisar a capacidade de previsão dos modelos nas condições dos testes realizados. Os modelos analisados foram: o modelo clássico homogêneo, devido à sua simplicidade; o de Friedel (1979) para a perda de pressão por atrito bifásica; o de Alves et al. (1991) para o gradiente de pressão. Também foi realizada uma comparação entre os modelos de Bhagwat e Ghajar (2014) e de Ishii (1977) para as relações de *drift*². A seguir serão apresentados sucintamente cada modelo.

² Drift – Termo em inglês usual na área de escoamento multifásico. Refere-se ao modelo de deslizamento.

2.2.1 Relação de Drift

A relação de *drift* foi originalmente proposta por Zuber e Findlay (1965) e tem se tornado uma poderosa ferramenta na simulação de escoamentos bifásicos. Como proposta pelos autores, essa relação pode ser escrita pela Eq. (2.23):

$$\frac{j_v}{\alpha} = C_0 j + V_0, \quad (2.23)$$

na qual j_v e j são a velocidade superficial do vapor e da mistura, respectivamente; α é a fração de vazio; C_0 e V_0 são o parâmetro de distribuição e a velocidade de *drift*, respectivamente.

O parâmetro de distribuição representa a não uniformidade da distribuição do vapor ao longo da seção transversal, enquanto a velocidade de *drift* representa o deslizamento entre as fases.

2.2.2 Modelo Homogêneo

O modelo homogêneo é o mais simples de todos os modelos para escoamentos bifásicos de líquido e gás. Em linhas gerais, o escoamento bifásico é modelado como sendo um escoamento monofásico de uma mistura homogênea de líquido e gás. O modelo homogêneo considera que ambas as fases apresentam a mesma velocidade, assim o parâmetro de distribuição é unitário e a velocidade de *drift* é nula. Desta forma, a fração de vazio nesse modelo é escrita pela Eq. (2.17). A velocidade da mistura j é escrita por meio da Eq. (2.24):

$$j = j_l + j_g = \frac{1}{A} \left(\frac{\dot{m}_v}{\rho_v} + \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} \right). \quad (2.24)$$

sendo, j_l , j_g , j as velocidades superficiais de líquido, gás e da mistura, respectivamente; A é a seção transversal da tubulação; \dot{m}_l e \dot{m}_g são as vazões mássicas da mistura, de líquido e gás, respectivamente; ρ_l , ρ_g , são as massas específicas de líquido e gás, respectivamente.

A fração como definida na Eq. (2.17) é referenciada como fração de injeção na literatura, apesar de fato representar a fração de vazio para o modelo homogêneo. Neste texto poderá ser referenciada por ambas as formas, mas sempre será representada por β . As propriedades para a mistura homogênea são determinadas pelas Eqs. (2.25) e (2.26):

$$\rho_j = \beta \rho_v + (1 - \beta) \rho_l, \quad (2.25)$$

$$\mu_j = \beta \mu_v + (1 - \beta) \mu_l, \quad (2.26)$$

sendo: ρ e μ a massa específica e a viscosidade dinâmica, respectivamente; o subscrito v e l se refere ao vapor e líquido, respectivamente.

As propriedades para a fase líquida e vapor são determinadas a partir de tabelas termodinâmicas. No modelo homogêneo, a perda por pressão por atrito é calculada de forma similar ao escoamento monofásico, Eq. 2.27:

$$\Delta P_{\text{atrito}} = \rho_j f_j \frac{H_p}{D} \frac{j^2}{2}, \quad (2.27)$$

na qual: H_p é a distância onde a perda de pressão está sendo avaliada; D é o diâmetro da tubulação; f_j é o fator de atrito bifásico calculado por uma correlação monofásica, como a Colebrook (1939) mostrada na Eq. (4.21).

Nessa avaliação do coeficiente de atrito por meio da correlação de Colebrook (1939), o número de Reynolds da Eq. (2.28) é calculado a partir das propriedades da mistura, mostradas nas Eqs. (2.25) e (2.26):

$$\text{Re}_j = \frac{\rho_j j D}{\mu_j}. \quad (2.28)$$

A avaliação se o escoamento pode ser considerado homogêneo é realizada por meio do escorregamento. A verificação do escorregamento entre as fases se faz por meio de uma comparação entre a fração de vazio média α e a razão de injeção de gás β . Se elas têm o mesmo valor, não há escorregamento e o escoamento é homogêneo. Por outro lado, a razão da velocidade de deslizamento pode ser utilizada para quantificar o escorregamento. A razão

da velocidade de escorregamento é definida como a razão *in situ* entre a velocidade da fase dispersa e contínua e é determinada pela Eq. (2.29):

$$\omega = \frac{\beta_v}{\alpha} \frac{1-\alpha}{1-\beta_v}, \quad (2.29)$$

sendo, ω é a razão da velocidade de escorregamento, α é a fração de vazio média e β_v é a razão de injeção de vapor dada pela eq. (2.17).

2.2.3 Modelo de Friedel (1979)

Friedel (1979) propõe o uso de um multiplicador bifásico para calcular a perda de pressão por atrito no escoamento bifásico. A perda de pressão por atrito bifásico é determinada a partir daquela calculada para fase líquida pela Eq. (2.30):

$$\Delta P_{\text{atrito}} = \Lambda \Delta P_{\text{atrito}}^l, \quad (2.30)$$

na qual ΔP_{atrito} é a perda de pressão por atrito bifásica; Λ e $\Delta P_{\text{atrito}}^l$ são o multiplicador bifásico e a perda de pressão por atrito monofásica da fase líquida, respectivamente.

O multiplicador bifásico proposto por Friedel (1979) é expresso pela Eq. (2.31):

$$\Lambda = (1-x_m)^2 + x_m^2 \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{f_v}{f_l} + 3,24 \frac{MN}{Fr^{0,045} We^{0,035}}, \quad (2.31)$$

na qual: x_m é o título mássico, definido pela Eq. (2.10); Fr e We é o número de Froude e Weber, definidos pelas Eqs. (2.32) e (2.33), respectivamente:

$$Fr = \frac{j^2}{g \cdot D}, \quad (2.32)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_{TF}}, \quad (2.33)$$

na qual: j é a velocidade da mistura, definida pela Eq. (2.24); $\dot{G} = \frac{\dot{m}}{A}$ é o fluxo mássico total; σ é a tensão superficial entre a fase gás e líquido, determinada a partir de tabelas de propriedades termodinâmicas; ρ_{TF} é a densidade bifásica, calculada a partir do título mássico e das massas específicas do vapor e líquido e escrita pela Eq. (2.34):

$$\rho_{TF} = \left(\frac{x_m}{\rho_v} + \frac{1-x_m}{\rho_l} \right)^{-1}. \quad (2.34)$$

Os parâmetros adimensionais M e N são calculados a partir do título mássico e das propriedades do vapor e líquido pelas Eqs. (2.35) e (2.36):

$$M = x_m^{0,78} (1 - x_m)^{0,224}, \quad (2.35)$$

$$N = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7}. \quad (2.36)$$

O fator de atrito para o líquido (f_l) e o vapor (f_v) são determinados utilizando a relação de Blasius, expressa pela Eq. (2.37):

$$f = 0,3164 \text{Re}^{-0,25}, \quad (2.37)$$

sendo o número de Reynolds calculado com as propriedades e velocidades superficiais de cada fase. Finalmente, a perda de pressão por atrito da fase líquida é calculada pela Eq. (2.38):

$$\Delta P_{\text{atrito}}^l = \rho_l f_l \frac{H_P}{D} \frac{j_l^2}{2}, \quad (2.38)$$

com H_P sendo a distância onde a perda de pressão está sendo avaliada.

2.2.4 Modelo de Alves et al. (1991)

O modelo de Alves et al. (1991) é direcionado ao escoamento anular em tubulações verticais. Nesse modelo considera-se que o gás é predominante no *core*³ do anular, mas há pequenas gotículas de líquida dispersas no *core*. O líquido é predominante no filme, que envolve todo o core de gás e molha as paredes do duto. Um esquemático desse modelo é mostrado na Figura 2.1:

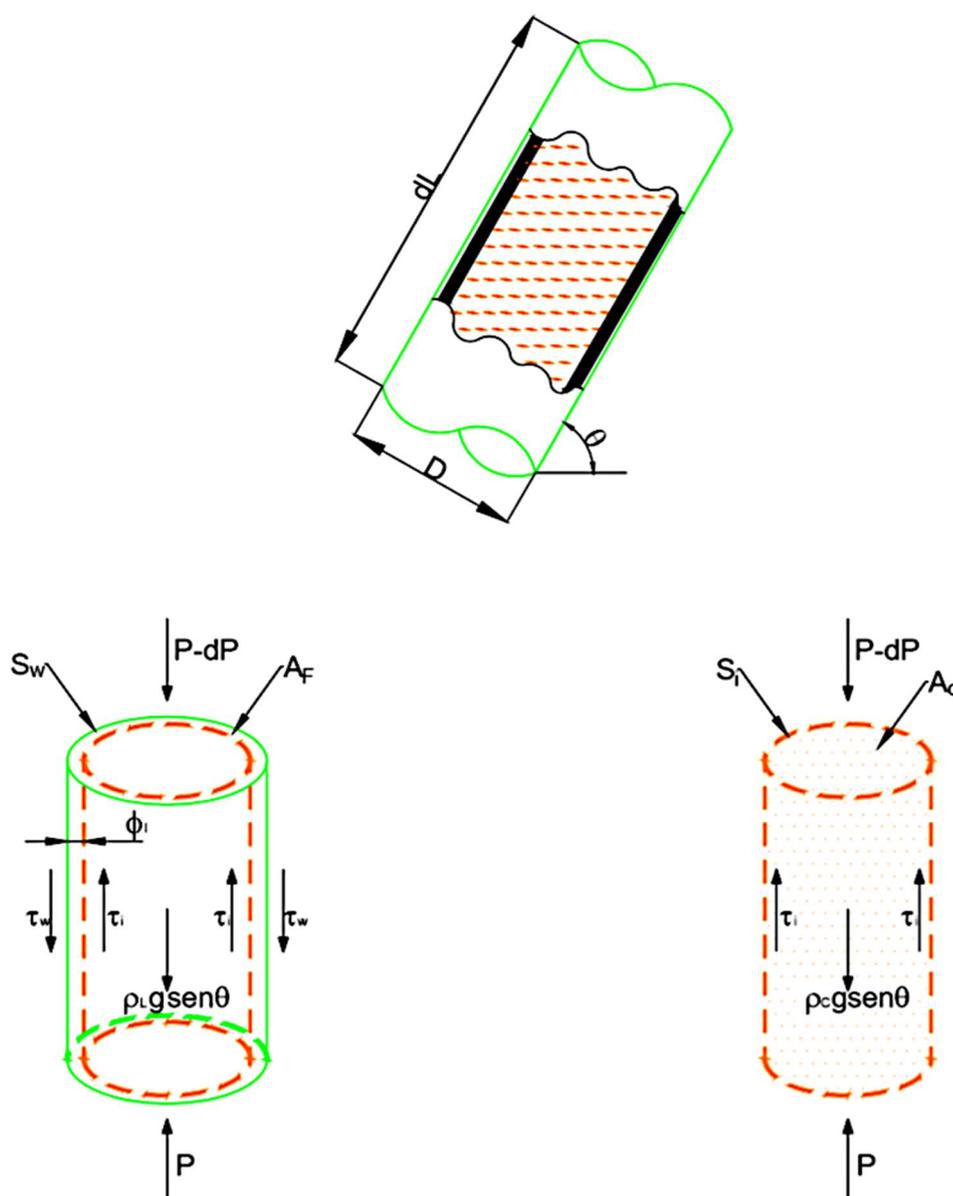


Figura 2.1 - Esquemático do modelo das forças envolvidas no escoamento anular.

³ *Core*- Termo em inglês usual na área de escoamento multifásico e refere-se ao núcleo de gás do padrão anular que é circundado por um filme de líquido

O modelo utiliza as seguintes hipóteses para a formulação: escoamento completamente desenvolvido; espessura de filme de líquido uniforme; escoamento homogêneo sem escorregamento no *core* de gás; velocidade médias dos fluidos (perfis de velocidade não são considerados); escoamento isotérmico e incompressível. Aplicando as equações de conservação de quantidade de movimento para o líquido e o core de vapor com as hipóteses listadas acima, obtém-se as Eqs. (2.39) e (2.40):

$$-\tau_w \frac{S_w}{A_F} + \tau_i \frac{S_i}{A_F} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_F - \rho_l g \sin \theta = 0, \quad (2.39)$$

$$-\tau_i \frac{S_i}{A_C} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_C - \rho_c g \sin \theta = 0 \quad (2.40)$$

na qual: τ_w e τ_i , são a tensão no líquido exercida pela parede e na interface entre o gás e o filme de líquido, respectivamente; S_w e S_i são o perímetro do duto e da interface gás-líquido, respectivamente; A_F e A_C são a área da seção transversal ocupada pelo filme e pelo core, respectivamente; θ é a inclinação da tubulação com a horizontal; $(\Delta P/\Delta z)_F$ e $(\Delta P/\Delta z)_C$ são o gradiente de pressão do filme de líquido e do core de vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_c são a massa específica do líquido no filme e do core, considerando as gotículas de líquido dispersas no vapor.

A massa específica do core é calculada pela Eq. (2.41):

$$\rho_c = (1 - \alpha_c) \rho_l + \alpha_c \rho_v, \quad (2.41)$$

sendo: ρ_l e ρ_v a massa específica do líquido e do vapor, respectivamente; α_c a fração de vazio do core, definida pela Eq. (2.42):

$$\alpha_c = \frac{j_v}{j_v + j_l f_E}, \quad (2.42)$$

com a velocidade superficial do vapor e do líquido calculadas a partir das vazões mássicas de vapor e de líquido, Eqs. (2.43) e (2.44):

$$j_v = x_m \frac{\dot{m}}{\rho_v A}, \quad (2.43)$$

$$j_l = (1 - x_m) \frac{\dot{m}}{\rho_l A}, \quad (2.44)$$

na qual f_E é a fração de entranhamento do líquido no core de gás. Nessa tese foi utilizada a correlação de Ishii e Mishima (1989) para a fração de entranhamento, definida pela Eq. (2.45):

$$f_E = \text{Tanh} \left[7,25 \cdot 10^{-7} (We')^{1,25} Re_F^{0,25} \right], \quad (2.45)$$

com We' e Re_F sendo o número de Weber modificado e de Reynolds para o filme de líquido, respectivamente. O número de Weber modificado é definido pela Eq. (2.46):

$$We' = \frac{\rho_v v_c^2 d_F}{\sigma} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{1/3}, \quad (2.46)$$

sendo: σ , ρ_v e ρ_l a tensão superficial, a massa específica do vapor e do líquido, respectivamente; d_F o diâmetro hidráulico do filme líquido calculado pela Eq. (2.47):

$$d_F = \frac{4\phi_l (D - \phi_l)}{D}, \quad (2.47)$$

na qual D é o diâmetro da tubulação e ϕ_l é a espessura do filme de líquido, sendo uma das incógnitas a ser determinada.

Na definição do número de Weber modificado, Eq. (2.46), v_c é a velocidade *in situ* do vapor, determinada pela Eq. (2.48):

$$v_c = \frac{(j_v + j_l f_E) D^2}{(D - 2\phi_l)^2}. \quad (2.48)$$

O número de Reynolds para o filme é definido pela Eq. (2.49):

$$Re_F = \frac{\rho_l v_F d_F}{\mu_l}, \quad (2.49)$$

com a velocidade do filme definida pela Eq. (2.50):

$$v_F = j_l \frac{(1 - f_E) D^2}{4\phi_l (D - \phi_l)}. \quad (2.50)$$

A tensão entre o líquido e a parede é calculada pela Eq. (2.51):

$$\tau_w = \rho_l f_F \frac{v_F^2}{8}, \quad (2.51)$$

com fator de atrito do filme determinado a partir da relação de Blasius com o número de Reynolds do filme (Eq. 2.52):

$$f_F = C_f \text{Re}_F^{-b} \quad \text{com} \begin{cases} C_f = 64 & \text{e } b = 1 & \text{para } \text{Re}_F \geq 1000 \\ C_f = 0,3164 & \text{e } b = 0,25 & \text{para } \text{Re}_F > 1000 \end{cases} \quad (2.52)$$

A tensão na interface líquido-gás é determinada de forma similar pela Eq. (2.53):

$$\tau_i = \rho_C f_l \frac{(v_v - v_F)^2}{8}, \quad (2.53)$$

na qual f_l é o fator de atrito da interface, cuja determinação deve levar em consideração as ondulações de superfície. Usualmente o fator de atrito na interface é determinado a partir do fator de atrito para uma das fases e uma correlação (Eq. 2.54):

$$f_i = I.f_{jv} \quad (2.54)$$

na qual o fator de atrito escolhido é da fase vapor, também definido a partir da relação de Blasius e do número de Reynolds baseado nas propriedades do vapor (Eq. 2.55):

$$f_{jv} = C_f \left(\frac{\rho_v j_v D}{\mu_v} \right)^{-b} \quad \text{com} \begin{cases} C_f = 64 & \text{e } b = 1 & \text{para } \frac{\rho_v j_v D}{\mu_v} \geq 1000 \\ C_f = 0,3164 & \text{e } b = 0,25 & \text{para } \frac{\rho_v j_v D}{\mu_v} > 1000 \end{cases} \quad (2.55)$$

O parâmetro adimensional I foi calculado pela correlação de Xiao, Shoham e Brill (1990) da Eq. (2.56):

$$I = 1 + 2250 \frac{\phi_1/D}{\rho_C (v_v - v_F)^2 \phi_1 / \sigma}. \quad (2.56)$$

Finalmente, os parâmetros de geometria são determinados pela espessura do filme de líquido pelas Eqs. (2.57) a (2.60):

$$A_C = \frac{\pi(D - 2\phi_1)^2}{4}, \quad (2.57)$$

$$A_F = \pi\phi_1(D - \phi_1), \quad (2.58)$$

$$S_I = \pi(D - 2\phi_1), \quad (2.59)$$

$$S_W = \pi D. \quad (2.60)$$

Considerando que o gradiente de pressão no filme de líquido e no core de vapor são os mesmos, é possível se resolver iterativamente o conjunto de Eqs. (2.39), (2.40), (2.42) e (2.47) para se obter o gradiente de pressão, fração de vazio do core e espessura do filme. Para a comparar com a fração de vazio obtida da seção transversal da tubulação, a fração de vazio total é calculada pela Eq. (2.61):

$$\alpha = \alpha_C \left(1 - \frac{2\phi_1}{D}\right)^2. \quad (2.61)$$

2.2.5 Modelo de Bhagwat e Ghajar (2014)

Bhagwat e Ghajar (2014) analisaram uma grande quantidade de dados experimentais para propor sua relação de *drift*. Os dados analisados eram referentes a misturas de líquidos

e gases, líquido e vapor em uma ampla faixa de razão de densidade e viscosidade. Segundo os autores, a relação desenvolvida pode ser utilizada independentemente do padrão de escoamento, o que a torna bastante interessante para aplicações computacionais. Na relação proposta, o parâmetro de distribuição C_0 é determinado pela seguinte expressão da Eq. (2.62):

$$C_0 = \frac{2 - (\rho_v/\rho_l)^2}{1 + (\text{Re}_{\text{TP}}/1000)^2} + \frac{\left[\left(\frac{\sqrt{1 + (\rho_v/\rho_l)^2 \cos \theta}}{1 + \cos \theta} \right)^{(1-\alpha)} \right]^{2/5} + C_{0,1}}{1 + (1000/\text{Re}_{\text{TP}})^2}, \quad (2.62)$$

com o número de Reynolds bifásico Re_{TP} definido pela Eq. (2.63):

$$\text{Re}_{\text{TP}} = \frac{\rho_L j D}{\mu_L}, \quad (2.63)$$

e a constante de ajuste $C_{0,1}$ da Eq. (2.64):

$$C_{0,1} = \left(0,2 - 0,2\sqrt{\rho_v/\rho_L} \right) \left[\left(2,6 - \frac{j_v}{j_v + j_l} \right)^{0,15} - \sqrt{\frac{f_{\text{TP}}}{4}} \right] (1 - x_m)^{1,5}, \quad (2.64)$$

sendo o fator de atrito obtido pela correlação de Colebrook (1939) por meio da Eq. (2.65) a partir do número de Reynolds bifásico, definido na Eq. (2.63):

$$\frac{1}{\sqrt{f_{\text{TP}}}} = -2 \text{Log}_{10} \left[\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f_{\text{TP}}}} \right]. \quad (2.65)$$

A velocidade de deslizamento foi definida pelos autores por meio da Eq. (2.66):

$$V_0 = (0,35 \text{sen} \theta + 0,45 \text{cos} \theta) \sqrt{gD \frac{(\rho_L - \rho_v)}{\rho_L} (1 - \alpha)^{0,5} C_2 C_3 C_4}, \quad (2.66)$$

com as constantes C_2 , C_3 e C_4 definidas pelas Eqs. (2.67) a (2.69):

$$C_2 = \begin{cases} \left[0,434 / \text{Log}_{10} (10^3 \mu_1) \right]^{0,15} & \text{se } \mu_1 > 10^{-2} \\ 1 & \text{se } \mu_1 \leq 10^{-2} \end{cases}, \quad (2.67)$$

$$C_3 = \begin{cases} (40La)^{0,9} & \text{se } La < 0,025 \\ 1 & \text{se } La \geq 0,025 \end{cases} \quad (2.68)$$

$$C_4 = \begin{cases} 1 \\ -1 \end{cases} \text{ se } 0^\circ > \theta \geq -50^\circ \text{ e } Fr_{jv} \leq 0,1, \quad (2.69)$$

sendo La o número de Laplace, definido pela Eq. (2.70):

$$La = \frac{\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_v)}}{D}, \quad (2.70)$$

e Fr_{jv} o número de Froude baseado na velocidade superficial do gás, definido por meio da Eq. (2.71):

$$Fr_{jv} = j_v \sqrt{\frac{1}{gD \cos \theta} \frac{\rho_v}{(\rho_l - \rho_v)}}. \quad (2.71)$$

2.2.6 Modelo de Ishii (1977)

O modelo de Ishii (1977) se propõe a determinar a velocidade de *drift* para diferentes padrões de escoamento. Esse modelo é uma simplificação do modelo de dois fluidos, cuja formulação é baseada na aplicação de equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para cada fase separadamente.

Para o padrão anular, Ishii (1977) estabelece a formulação da Eq. (2.72) para o parâmetro de distribuição:

$$C_0 = 1 + \frac{(1-\alpha)}{\alpha + 4 \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}}} \quad (\rho_v / \rho_l \lll 1), \quad (2.72)$$

na qual Co é o parâmetro de distribuição, α é a fração de vazio média da seção transversal da tubulação, ρ_v e ρ_l são massa específica de vapor e de líquido, respectivamente.

A velocidade de *drift* pode ter duas formulações: uma para anular puro e outra para anular misto. Para o anular puro (sem gotículas de líquido no *core* de vapor), Ishii (1977) estabelece por meio da Eq. (2.73):

$$V_0 = \frac{(1-\alpha)}{\alpha + 4 \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}}} \left[j + \sqrt{\frac{(|\rho_v - \rho_l|) g D (1-\alpha)}{0,015 \rho_l}} \right] \quad (\rho_v / \rho_l \llll 1), \quad (2.73)$$

na qual V_0 é a velocidade de *drift*, g é aceleração da gravidade, D é o diâmetro da tubulação e j é a velocidade superficial total, respectivamente.

Para o anular misto, são sugeridas duas formulações: uma para bolhas não distorcidas e outra para bolhas distorcidas. Para bolhas não distorcidas (Eq. 2.74):

$$V_0 = \frac{(1-\alpha)(1-E_d)}{\alpha + 4 \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}}} \left[j + \sqrt{\frac{(|\rho_v - \rho_l|) g D (1-\alpha)(1-E_d)}{0,015 \rho_l}} \right] + \frac{E_d(1-\alpha)}{\alpha + E_d(1-\alpha)} \left\{ \frac{3 \sigma}{\rho_v} \left[\frac{((|\rho_v - \rho_l|) g)^2}{\mu_v \rho_v} \right]^{\frac{1}{3}} \right\} \frac{1}{j^2}, \quad (2.74)$$

na qual σ é a tensão superficial entre líquido e vapor; E_d é a razão entre a área ocupada pelo líquido do *core* de gás e a seção transversal da tubulação, sendo calculada pela Eq. (2.75):

$$E_d = 1 - \frac{(1-\alpha_c)}{(1-\alpha)}, \quad (2.75)$$

na qual a fração de vazio do *core* de vapor α_c é dada pela Eq. (2.42) do modelo de Alves et al.(1991). Para as bolhas distorcidas, tem-se pela Eq. 2.76:

$$V_0 = \frac{(1-\alpha)(1-E_d)}{\alpha + 4\sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}}} \left[j + \sqrt{\frac{(|\rho_v - \rho_l|)gD(1-\alpha)(1-E_d)}{0,015\rho_l}} \right] + \frac{E_d(1-\alpha)}{\alpha + E_d(1-\alpha)} \left\{ \sqrt{2} \left[\frac{(\sigma g (|\rho_v - \rho_l|))^2}{(\rho_v)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \right\}, \quad (2.76)$$

Para considerar se há bolhas distorcidas, Ishii (1977) estabelece o seguinte critério dado pela Eq. (2.77):

$$|j| > 1,456 \left\{ \sqrt{2} \left[\frac{(\sigma g (|\rho_v - \rho_l|))^2}{(\rho_v)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \right\} \left[\frac{(\mu_v)^2}{\sigma \rho_v \sqrt{g (|\rho_v - \rho_l|)}} \right]^{\frac{1}{12}}. \quad (2.77)$$

para a qual, deve-se utilizar a Eq. (2.76) para determinação da velocidade de *drift*; caso a inequação (2.77) não seja observada, deve-se utilizar a Eq. (2.74) para a determinação da velocidade de *drift*.

O critério para a existência de bolhas não-distorcidas ou distorcidas resultam em diferentes valores de velocidades de *drift*. O arraste de gotículas de líquido do filme de líquido para o *core* de vapor ocorre quando há um aumento da velocidade do vapor. Ishii (1977) estabelece em seu trabalho um outro critério de transição de anular puro (sem gotículas de líquido no *core*) para um anular misto. O padrão anular puro ocorre quando (Eq. 2.78):

$$\sqrt{\frac{g \cdot \Delta \rho \cdot D}{\rho_v}} \left(\frac{1}{C_0} - 1 \right) < |j_{v \text{ crit}}| < \left(\frac{\sigma \cdot g \cdot \Delta \rho}{\rho_v^2} \right)^{1/4} N_{\mu l}^{-0.2}, \quad (2.78)$$

na qual o número de viscosidade baseada na viscosidade de líquido é dado pela Eq. (2.79):

$$N_{\mu l} = \frac{\mu_l}{\left[\sigma \rho_l \sqrt{g (|\rho_v - \rho_l|)} \right]^{\frac{1}{2}}}, \quad (2.79)$$

Para velocidades superficiais de vapor acima de $j_{v \text{ crit}}$ tem-se o padrão anular misto. Ishii (1977) relata que quando gotículas de líquido são arrastadas para o *core* de vapor, a velocidade de *drift* para o anular puro (Eq. 2.73) desvia significativamente dos valores previstos pela formulação para anular misto (Eq. 2.74 e 2.76). Para anular misto, o critério proposto por Ishii (1977) é dado pela Eq. (2.80):

$$|j_{v \text{ crit}}| \geq \left(\frac{\sigma \cdot g \cdot \Delta \rho}{\rho_v^2} \right)^{1/4} N_{\text{ul}}^{-0.2} \text{ and } E_d < 1 \quad (2.80)$$

sendo E_d é a razão entre a área ocupada pelo líquido do *core* de gás e a seção transversal da tubulação dada pela Eq. (2.75).

Para o escoamento em golfadas, Ishii (1977) sugere as expressões das Eqs. (2.81) e (2.82) para o cálculo do parâmetro C_0 e V_0 :

$$C_0 = 1,2 - 0,2 \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}}, \quad (2.81)$$

$$V_0 = 0,37 \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g D}{\rho_l} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (2.82)$$

2.3 Trabalhos em Literatura com Gás Denso

Nessa terceira parte, será apresentada uma revisão de trabalhos sobre escoamento bifásico líquido-gás denso. Existem poucos trabalhos publicados sobre o tema. Com exceção do trabalho de Barbosa, Mazza e Lima (2017), não houve nesses trabalhos uma abordagem direta do comportamento de parâmetros do escoamento bifásico líquido-gás denso (fração de vazio, gradiente de pressão em uma tubulação, etc). Na maioria deles, o estudo de escoamento líquido-gás denso foi motivado por razões indiretas, uma questão operacional ou lacunas de ordem prática a serem resolvidas.

Hoogendoorn e Buitelaar (1961) analisaram o efeito do aumento da massa específica do gás em escoamento bifásico líquido-vapor denso em uma tubulação horizontal. Os autores estavam interessados em obter uma metodologia de cálculo do gradiente de pressão, levando em consideração a fração de vazio e os padrões de escoamento. O efeito da massa específica

sobre as linhas de transição dos padrões de escoamento foi discreto para as condições estudadas. Esse estudo foi realizado em uma seção de teste com 15 mm de diâmetro interno, sendo os testes feitos com água-Freon e Freon-Freon. Nos testes bifásicos com Freon-Freon, os fluxos mássicos variaram entre 500 e 2.000 kg/m²s; nos testes com água, variaram de 880 a 1.450 kg/m² s. Foram determinados os fatores de atrito monofásicos e comparados com os valores obtidos a partir do diagrama de Moody para tubos lisos, havendo boa concordância. Os autores testaram uma correlação para fator de atrito bifásico que se mostrou ineficaz quando aplicada para razões de densidade menores que 333. Essa correlação era função do fator de atrito monofásico, razão entre os fluxos mássicos de gás e total e razão de densidade. Os autores propuseram, então, gráficos para determinar o fator de atrito bifásico para razões de densidade até 111. Na época, foi utilizada uma correlação empírica para determinar a fração de vazio, não havendo relato de medições das mesmas no trabalho.

Weisman et al. (1979) investigaram os efeitos da viscosidade, massa específica de líquido, tensão superficial e massa específica de gás e diâmetro da tubulação nos padrões de escoamento bifásicos em linhas horizontais com pequenos diâmetros. Os autores estavam interessados em avaliar o efeito de mudanças das propriedades nas transições dos padrões. Para avaliar os efeitos de mudança da viscosidade, massa específica do líquido e tensão superficial, os fluidos utilizados foram ar e água; para a avaliação do efeito da massa específica de gás, foi utilizada uma mistura de líquido-vapor de Freon-113. A mistura bifásica de Freon era formada a partir da vaporização de parte do líquido que circulava no circuito experimental. Nos experimentos com Freon-113, a seção de teste era de 25,4 mm de diâmetro e 1,52 m de comprimento; as pressões variaram de 1 a 4 bara com razões de densidade de 103,5 a 30,7. Foram observadas mudanças nas transições entre os padrões estratificado liso e ondulado, além da ocorrência da transição para o padrão anular com velocidades superficiais mais altas de vapor. Os autores comentaram que no trabalho de Hoogendoorn e Buitelaar (1961) não houve variação das propriedades dos fluidos de uma forma sistemática para observar o efeito da mudança de cada uma de maneira isolada. Uma contribuição desse trabalho foi a avaliação visual dessas transições por meio do monitoramento da perda de carga na seção de teste, uma vez que cada padrão tem uma perda de carga característica. Os autores estabeleceram um critério menos subjetivo para transição entre os padrões de escoamento que o proposto por Taitel e Dukler (1976), além de fatores de correção para as velocidades superficiais de líquido e gás para levar em consideração o efeito de mudanças das propriedades dos fluidos. Uma outra contribuição desse trabalho foi avaliação do efeito das propriedades dos fluidos de forma isolada.

Czop, Barbier e Dong (1994) realizaram experimentos com de SF₆ (hexafluoreto de enxofre) e água escoando em um *helically coiled tube*⁴ com diâmetro interno de 19,8 mm. A principal contribuição desse trabalho foi o levantamento de dados experimentais para posterior comparação com um código computacional do escoamento bifásico em três dimensões. *Coiled Tubes* têm grande aplicação industrial devido à geometria helicoidal. O SF₆ é um gás cuja massa específica é de aproximadamente 5,5 vezes a massa específica do ar (1 bara a 20°C). Os autores estavam interessados em identificar padrões de escoamento do mapa de fluxo vertical de Taitel e Dukler (1980) e propor correlações para perda de carga, fração de vazio e tensão local de cisalhamento em um escoamento bifásico adiabático ascendente nessa geometria helicoidal. Os experimentos foram realizados com pressões de trabalho de 1 a 13,5 bara, razão de densidade de 10 a 41, fluxos mássicos totais de 500 a 3.000 kg/m²s e títulos mássicos de 0,04 a 0,6. Os valores de queda de pressão bifásica experimental foram comparados com valores obtidos de modelos de Lockhart-Martinelli (1948) e Chisholm (1973). Houve um melhor ajuste do modelo de Chisholm (1973) em relação aos dados experimentais. Os autores relataram alguns pontos limitantes desse trabalho: inexistência de uma janela de visualização do padrão de escoamento na seção de teste, instrumento de medição de pressão diferencial somente em um ponto do *coiled tube* e limitações intrínsecas do aparato experimental que permitiram que o padrão bolhas e golfadas fossem investigados.

Nakamura (1996) estudou a influência da massa específica do gás em altas pressões durante a transição de um escoamento estratificado ondulado para golfadas em reatores nucleares de água pressurizados. Nesse trabalho, foram testadas pressões até 120 bara. A massa específica do vapor para essa pressão era por volta de 70,1 kg/m³. Foram utilizados dois pares de fluidos nos experimentos: água e vapor e água e ar. A razão de densidade dos testes variou de 9,4 a 55. As faixas de velocidade superficial de água, vapor e ar foram de 0,2 a 1,8 m/s, 0,6 a 7,7 m/s e 0,4 a 7,8 m/s, respectivamente. O autor descobriu que a região do padrão golfadas no mapa de fluxo gradualmente se reduz, podendo até desaparecer para pressões acima de 86 bara. Uma nova correlação para a transição do regime estratificado ondulado para golfadas e outra para fator de atrito da interface líquido-gás em um escoamento estratificado ondulado foram propostas.

Tayebi, Nuland e Fuchs (2000) realizaram testes em escoamentos estratificados ondulados com óleo/gás e água/gás. Os autores estudaram a influência da massa específica

⁴ *Helically Coiled Tube* – Termo em inglês usual na área de engenharia que se refere a um tubo em formato de serpentina.

do gás no transporte e carreamento de gotículas de líquido na corrente de gás em escoamento estratificados. Tayebi, Nuland e Fuchs (2000) apontam diversas razões para estudo de gás denso em escoamentos estratificados. Dentre elas, limitações de pressão a montante e jusante do duto implicam em limitações de velocidades de gás, que por sua vez pode aumentar o acúmulo de líquido dentro do duto. Uma alternativa investigada foi o escoamento com gases mais densos com alto peso molecular, visto que, gases densos são gerados por altas pressões e implicam em custos elevados. Os autores utilizaram nos experimentos gás SF₆, água e óleo Exxsol D80 como líquido. Nos experimentos, a faixa da razão de densidade foi de 17,6 a 44. As velocidades superficiais do gás variaram de 3,5 a 7 m/s e a velocidade superficial de líquido foi constante e igual a 0,25 m/s. A seção de teste do circuito experimental era de 100 mm com 20 m de comprimento. Os autores determinaram os perfis de distribuição espacial das gotas carregadas pela corrente de gás e a altura da espessura do filme de líquido, ambas em função da velocidade superficial de gás e da pressão. A distribuição espacial das gotas foi realizada por meio de uma sonda isocinética instalada na seção de teste que coleta amostra da mistura bifásica. Uma contribuição importante desse trabalho foi mostrar que um aumento da massa específica do gás implica em um aumento na vazão volumétrica de gotas carregadas na corrente de gás, mantida constante a velocidade superficial de gás. Foi mostrado um aumento do gradiente de pressão medido mantendo-se constantes as velocidades superficiais de líquido e gás com o aumento da massa específica do gás. Houve também um ligeiro aumento do gradiente medido quando há mudança do líquido de óleo para água. Foi proposta uma forma de cálculo da vazão de líquido carregadas na corrente em função de número de Weber e da velocidade *in situ* de gás. Entretanto, o trabalho não esclarece uma maneira de cálculo de constantes do modelo necessárias para determinação da fração de líquido carregadas na corrente de gás.

Abduvayat et al. (2003) investigaram experimentalmente e teoricamente os efeitos da pressão e do diâmetro da tubulação no comportamento bifásico gás-líquido em tubulações horizontais e ligeiramente inclinadas. Foram adquiridos dados experimentais de padrão de fluxo, perda de carga e *hold up* de líquido para uma ampla faixa de vazões de líquido e gás em uma tubulação de grande diâmetro (106,4 mm) e 100 m de comprimento para dois níveis de pressão: 5,92 e 20,6 bara. As razões de densidade variaram de 44,2 a 154; as velocidades superficiais de líquido e gás variaram de 0,07 a 10,7 e 0,035 a 5,63 m/s, respectivamente. Os experimentos foram realizados com uma mistura de água e nitrogênio. Uma descoberta desse trabalho é que altas pressões tendem a deslocar as linhas de transição entre padrões para baixas velocidades superficiais de gás, mantidas as velocidades superficiais de líquido. Foi

mostrado que a linha de transição para o padrão de bolhas dispersas é insensível ao aumento da pressão.

Outro trabalho a ser destacado foi o de Tzotzi et al. (2011). Eles relataram que, apesar da diversidade de trabalhos sobre a influência das propriedades de fluidos nas linhas de transição dos padrões de escoamento em tubulações horizontais, questões importantes, como a influência da massa específica do gás foi pouco investigada. Os autores estudaram o efeito da massa específica e tensão superficial nos padrões de escoamento em linhas horizontal ou ligeiramente inclinadas: 0° , $0,25^\circ$ e 1° . A análise foi realizada por meio de observações visuais e uma sonda de impedância. Foram utilizados água como líquido e CO_2 ou He como gás em condições atmosféricas em uma tubulação. A linha era de 12,75 m de comprimento e 24 mm de diâmetro interno. As razões de densidade foram de 5.976 (He) e 541 (CO_2). Para esse trabalho, os regimes estratificados encontrados foram: liso, ondulado 2-D (ondas regulares de pequena amplitude) e K-H (ondas irregulares de grande amplitude). Foi observado que a diminuição da massa específica nos experimentos com He resultou em velocidades superficiais de gás maiores para a transição do estratificado ondulado 2-D para ondulado K-H, mantida constante a velocidade superficial de líquido. Uma constatação importante desse trabalho foi alteração significativa da transição do estratificado ondulado para o padrão anular com as duas combinações de líquido e gás utilizadas. Para os experimentos com CO_2 , a transição do padrão estratificado para golfadas parece ser insensível às mudanças da massa específica do gás para baixas velocidades superficiais de gás. Houve alterações significativas também na linha de transição estratificado ondulado 2-D para ondulado K-H nos experimentos com água e CO_2 , sendo necessários menores velocidades superficiais de gás quando comparada com as linhas de transição do mapa de Taitel e Dukler (1976). As alterações das transições foram verificadas por meio de imagens fotográficas com uma câmera e com o comportamento temporal das leituras das espessuras do filme de líquido. Nos experimentos com CO_2 é possível observar as mudanças nas linhas de transição nos padrões de escoamento. Nos experimentos com He são mostradas somente mudanças nas linhas de transição dos padrões estratificado 2-D para ondulado K-H.

Liu, Tamai e Takase (2013) realizaram experimentos com água e vapor em pressões de 150, 170 e 180 bara e razões de densidade de 13 a 16,7. Fração de vazio e perdas de carga foram medidas experimentalmente em um circuito vertical ascendente no qual escoava uma mistura bifásica água-vapor. Os autores relataram, na época, a existência de poucos dados experimentais de fração de vazio disponíveis em literatura. Esse trabalho foi direcionado à área nuclear estando, portanto, relacionado à segurança operacional em reatores nucleares.

Água sub resfriada era bombeada para um pré-aquecedor. Após o pré-aquecimento, a água era direcionada para uma seção de teste de 11,6 mm de diâmetro interno, 13,4 m de altura e dividida em três partes. A água era aquecida novamente em cada uma das partes por troca de calor por irradiação. Em cada uma dessas partes, foram instalados medidores diferenciais de pressão, termopares para medição de temperatura na entrada e saída de cada seção. Na segunda parte, foi instalado um medidor capacitivo para medição de fração de vazio. Os valores experimentais de fração de vazio foram comparados com modelos homogêneo, de *drift* e o de Dix (1971). O modelo de *drift* se mostrou mais adequado para prever os valores de fração de vazio em escoamento bifásicos com alta pressão. Na terceira parte os experimentos foram realizados controlando-se a troca térmica de tal forma que o escoamento fosse adiabático. Essa condição permitiu uma variação pequena de título mássico, sendo determinados os multiplicadores bifásicos e as perdas de carga por atrito teóricas. Foram obtidos os valores dos multiplicadores bifásicos de Martinelli-Nelson (1948), Friedel (1979), Hancox-Nicoll (1972), Chisholm (1973) e o do modelo homogêneo. O modelo de Chisholm (1973) mostrou melhor performance quanto à previsão da perda de carga por atrito em escoamentos bifásicos em alta pressão. Por fim, foram apresentadas uma comparação dos resultados da perda de carga total experimental e a teórica obtida a partir dos modelos de *drift* para a fração de vazio e o de Chisholm (1973) para a perda de carga por atrito.

Mais recentemente, podemos destacar os trabalhos de Lam Loh et al. (2016) e Barbosa, Mazza e Lima (2017). Lam Loh et al. (2016) investigaram o efeito da pressão e da massa específica do gás durante a transição do padrão de escoamento estratificado para o padrão golfadas em uma linha horizontal. Os autores relatam a existência de poucos trabalhos na literatura. Os autores ressaltam haver poucas instalações no mundo para fazer esse tipo de análise, além de não ser reportado de maneira frequente novos estudos sobre o tema. Eles mencionaram as limitações das faixas de pressão de trabalho dos trabalhos de Hoogendoorn e Buitelaar (1961) e Weisman et al. (1979). Foi mostrado como a massa específica do gás pode afetar a transição do regime estratificado ondulado para golfadas utilizando o critério de instabilidades de Kelvin-Helmoltz. O circuito experimental era constituído por uma linha de 101,6 mm de diâmetro interno e 40 m de comprimento, sendo ar e água os fluidos de trabalho. As pressões no loop experimental variaram de 0 a 10 barg, implicando em variações na massa específica do gás somente. Para essa faixa de pressão, a razão de densidade variou de 85,1 a 831,7. A velocidade superficial de gás foi de 1 m/s até 4 m/s enquanto que a de líquido variou de 0,05 m/s até 2 m/s. Medições de fração de vazio foram realizadas por meio de um densitômetro de raios γ e comparadas com imagens

fotográficas tiradas em uma janela de visualização. Os autores reportam limitações de utilização do densitômetro para altas velocidades superficiais. Da transição do padrão golfadas para o estratificado foi observado que o aumento da pressão gradativamente elimina os pistões de líquido, surgindo o estratificado ondulado. As ondas do estratificado ondulado são eliminadas com o aumento gradativo da pressão até que apareça o padrão estratificado liso, sugerindo que o aumento da massa específica do gás haja como um fator de amortecimento das ondas interfaciais do estratificado ondulado. A continuação do aumento da pressão, implica em um decréscimo da altura do estratificado liso. Nesse trabalho, foi constatado também que a frequência do padrão golfadas não é afetada pelo aumento da pressão. Um fator limitante mencionado pelos autores é o efeito do aumento da pressão sobre o gradiente de pressão. Devido às baixas velocidades superficiais e o diâmetro da seção de teste, os gradientes de pressão são pequenos. Para observar o efeito do aumento da pressão nesses gradientes foi considerado o padrão golfadas com as maiores velocidades superficiais. Essa condição, entretanto, implicou em gradientes difíceis de serem medidos por estarem próximos da pressão de 0 barg. Não foi observado o padrão golfadas para pressões acima de 4 barg e velocidades superficiais de líquido acima de 0,15 m/s.

No trabalho de Barbosa, Mazza e Lima (2017), foi estudada a influência da massa específica do gás na perda de carga em uma tubulação vertical de 40 m de comprimento e 26 mm de diâmetro interno. Foi realizada uma modelagem do escoamento unidimensional, adiabático, em regime permanente, baseada no modelo de *drift* proposta por Zuber e Findlay (1965) com os parâmetros de distribuição e deslizamento propostos por Bhagwat Ghajar (2014). Essa modelagem unidimensional foi aplicada em três cenários: mistura de SF₆ e água, R410A saturado e uma mistura de CO₂ e propano, havendo mudança de fase nos dois últimos cenários. No cenário com a mistura de CO₂ e propano, a determinação do perfil de pressão foi realizada a partir da especificação de um gradiente térmico para que fosse possível resolver a equação de estado. Os dados de entrada desse modelo eram as características geométricas do duto, propriedades dos fluidos e condições de contorno (pressão, velocidades superficiais de líquido e gás na entrada do duto), sendo determinados os perfis de variáveis do escoamento (pressão, velocidades superficiais de líquido e gás, fração de vazio e título) ao longo do duto. Para a perda de carga por fricção, foram utilizados os modelos homogêneo, Friedel (1979) e o de Beggs e Brill (1973). Foram estudados diversos casos com pressões a jusante do duto, velocidades superficiais de líquido e gás para três valores de razão de densidade líquido-gás: 167, 54 e 18 e pressões entre 1,01 e 15 bara. Esses casos foram agrupados em quatro grupos: análise de sensibilidade da razão de

densidade, fração de vazio, fluido e velocidade de mistura. Alguns pontos foram destacados no trabalho de Barbosa, Mazza e Lima (2017) para a razão de densidade: quanto menor a razão de densidade, menor será a fração de vazio e massa específica da mistura. Para o cenário de escoamento bifásico água-SF₆ (sem mudança de fase), uma diminuição da razão de densidade tende a aproximar o comportamento do perfil de pressão ao perfil de escoamento monofásico, com a queda de pressão sendo linear ao longo do duto. A mudança de fase tem um papel preponderante no comportamento do perfil de pressão. A ocorrência de mudança de fase afeta diretamente a fração de vazio e, conseqüentemente, a massa específica da mistura e nos gradientes de pressão gravitacional, por atrito e de aceleração. Os autores destacam que o perfil de pressão é linear quando se tem pouco ou nenhum gás. Com a despressurização, uma quantidade maior de gás é formada por meio de mudança de fase, o que implica em perfis não lineares de queda de pressão ao longo do duto.

Para os trabalhos descritos nessa revisão bibliográfica em escoamento vertical ascendente, destaca-se os de Liu, Tamai e Takase (2013) e o de Barbosa, Mazza e Lima (2017). Esses trabalhos, entretanto, apresentam algumas lacunas. Liu, Tamai e Takase (2013) não estabelecem uma relação entre perdas de carga por atrito com o padrão de escoamento, comprometendo a aplicação do modelo homogêneo e de Chisholm (1973) que foram os que apresentaram melhor concordância com os dados medidos. Barbosa, Mazza e Lima (2017) não apresentam dados experimentais para comparação com o modelo teórico implementado nas razões de densidade mencionadas. Além disso, o trabalho não contempla menores razões de densidade ou maiores níveis de pressão. Tendo em vista essas lacunas, é proposto um circuito experimental para levantamento de gradientes de pressão por atrito e fração de vazio, em escoamento vertical ascendente. A pressão de operação variou entre 18 a 23 bara e razão de massa específica líquido-vapor entre 10 e 15, com um fluxo de massa de 733,1 a 882,9 kg.s⁻¹.m⁻².

3 APARATO EXPERIMENTAL

Nesse capítulo será descrito o circuito experimental utilizado nesta tese, princípio de funcionamento, partes componentes bem como o sistema de automação, controle e aquisição dos dados experimentais. O circuito proposto é baseado em um ciclo de refrigeração em cascata e tem como objetivo produzir vazões mássicas de gás e líquido em estados termodinâmicos especificados para serem injetadas na seção de teste. Baseado nas propriedades termodinâmicas do fluido de teste selecionado (R410A) e das características operacionais de compressores disponíveis no mercado, foram definidas as faixas operacionais de trabalho: razão de densidade ρ_l/ρ_v de 10 a 15; velocidades superficiais de vapor de 0,57 a 3,06 m/s; velocidades superficiais de líquido de 0,54 a 0,78 m/s.

Um circuito de refrigeração em cascata, apresentado de forma esquemática na Figura 3.1, é composto basicamente de dois ciclos de refrigeração: um ciclo de alta temperatura (A) e outro de baixa (B). Entre os dois, há um trocador de calor que atua como evaporador do ciclo de alta e como condensador do ciclo de baixa temperatura. Entretanto, ao contrário de um ciclo de refrigeração em cascata tradicional, onde a troca de calor entre os dois ciclos ocorre diretamente entre os fluidos refrigerantes, no ciclo proposto para esse trabalho, a troca de calor ocorre utilizando-se um circuito auxiliar com água. Além disso, em um ciclo de refrigeração em cascata tradicional, se deseja produzir frio a temperaturas muito baixas, o que não é o objetivo desse trabalho. Nesse trabalho, as condições operacionais do ciclo de baixa temperatura deverão garantir a produção da vazão desejada de vapor e líquido no ciclo de alta temperatura. Para tanto, o ciclo foi alterado com mostra a Figura 3.3. Nessa nova configuração, o ciclo de alta e baixa temperatura não são conectados pelo evaporador e condensador mostrado na Figura 3.1, mas por meio de um circuito intermediário composto por um tanque de armazenamento e uma bomba. Esse circuito intermediário é responsável por garantir a troca térmica no circuito de alta temperatura para as condições de teste desejadas. Esse circuito de água identificado como circuito intermediário faz parte do circuito de baixa temperatura. Como a quantidade de calor a ser retirado no condensador do circuito de alta temperatura é maior que a capacidade de refrigeração do circuito de baixa temperatura, a água, após passar pelo evaporador do ciclo de baixa temperatura, é direcionada para o evaporador do ciclo de alta temperatura e, posteriormente, para o condensador do ciclo de alta temperatura. Dessa forma, há um aumento da capacidade de

refrigeração do ciclo de baixa temperatura pela capacidade de refrigeração do circuito de alta temperatura.

Em resumo, o circuito proposto é composto de três subsistemas: o ciclo de refrigeração de alta temperatura onde os testes serão executados; o circuito de água, que garante a troca de calor no resfriador de gás e nos condensadores; o ciclo de refrigeração de baixa, que garante o resfriamento da água.

Nesse trabalho, o foco está no sistema de condensação do ciclo de alta e destacado em verde na Figura 3.1. É nesse sistema que os estados termodinâmicos desejados são obtidos. No circuito proposto, o sistema de condensação é composto de três trocadores de calor diferentes. O primeiro produz a vazão de gás desejada, o segundo a vazão de líquido e o terceiro é necessário para garantir o funcionamento do ciclo de refrigeração. Assim, o primeiro trocador é um resfriador de gás e os outros são de fato condensadores. O resfriador de gás tem como objetivo resfriar o vapor que sai na descarga do compressor até a condição de vapor saturado. Para tanto, a quantidade de calor trocada no resfriador de gás é controlada para que a entalpia do fluido refrigerante em sua saída seja a do vapor saturado na temperatura de teste escolhida. Após ser resfriado, parte da vazão de vapor é direcionado ao condensador do ciclo de alta temperatura e a parte restante é direcionado diretamente para a entrada da seção de teste. O condensador do ciclo de alta temperatura tem como objetivo produzir a vazão de líquido desejada para os testes. Para tanto, a quantidade de calor trocada no condensador também é controlada até que seja obtida entalpia do líquido saturado na saída do condensador. O controle da troca de calor no resfriador de gás e no condensador é o que garantirá as condições para os testes e será detalhada nas seções a seguir, assim como o circuito experimental.

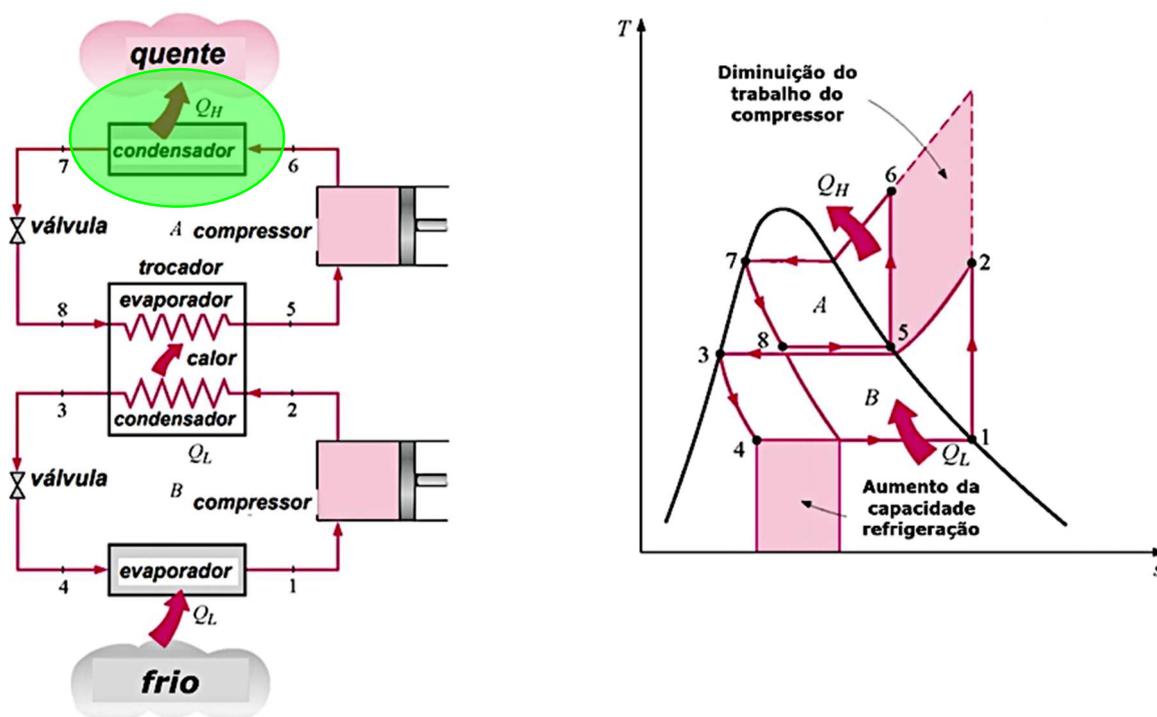


Figura 3.1 - Ciclo de Refrigeração em Cascata. Fonte: Çengel e Boles (2009).

A divisão do fluxo mássico de vapor na saída do resfriador de gás é realizada por uma válvula de três vias divergente, que será detalhada na seção 3.1.3. Uma vez gerada a fase líquida e vapor, essas são misturadas na entrada da seção de teste e escoam até atingirem o chamado pós-condensador. No pós-condensador, a mistura bifásica líquido-vapor é condensada, seguindo para a válvula de expansão, evaporador e compressor, fechando assim o ciclo de refrigeração. O circuito proposto ocupa uma área de 35,2 m² do laboratório de pesquisa no bloco JD1 na Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp. O circuito foi todo construído com tubulação em aço inoxidável AISI-304, SCH40⁵ em vários diâmetros. A pressão máxima suportada pela tubulação utilizada é de 48 bara, apesar da máxima pressão projetada ser de 31,3 bara. Todas as válvulas e flanges foram especificadas como sendo de no mínimo classe #300, suportando pressão de operação de até 45 bara. A Figura 3.2 apresenta uma foto abrangente da instalação. Apesar de não conter toda a instalação, a fotografia oferece uma visão geral da instalação. Maiores detalhes sobre cada componente do aparato experimental proposto serão apresentados nas seções seguir.

⁵ SCH é a denominação dada ao resultado arredondado a dezena calculada pela expressão: $SCH=P/S$ na qual P é a pressão de trabalho do tubo e S é a tensão igual a 60% do limite de escoamento do material a 20 °C.



Figura 3.2 - Circuito Experimental de Refrigeração.

3.1 Circuito de teste – Alta temperatura

A Figura 3.3 apresenta um esquemático com os principais equipamentos e instrumentos do circuito proposto. Alguns detalhes como skid's (conjunto de equipamentos e/ou instrumentos) podem ser encontrados no PID na Figura D.1 do Apêndice D. As linhas em amarelo e azul claro representam as linhas de vapor refrigerante do circuito de alta temperatura. Esse esquemático será deste ponto em diante referenciado como sendo circuito de teste. As linhas em magenta representam a linha de teste e as em azul representam o circuito de água. Nesse esquemático, os instrumentos são identificados por duas campos separados por um hífen (AAA-BB). O primeiro campo é relacionado à variável medida e o segundo por um sequencial numérico para diferenciar instrumentos similares. Na Figura 3.3, são indicados os significados utilizados para o primeiro campo. Os instrumentos estão posicionados antes e após os trocadores de calor ou na entrada da seção teste e na própria seção. Os instrumentos nos trocadores e na entrada da seção de teste têm a função de medir

e controlar a quantidade de calor trocada em cada equipamento, garantindo a condição desejada para o teste. Na linha de água são usados medidores de diferença de temperatura e de vazão volumétrica. Na linha do R410A são usados medidores de pressão absoluta, temperatura e de vazão mássica. Na seção de teste, são usados medidores de temperatura e de pressão absoluta e diferencial. O objetivo é determinar a fração de vazio e a perda de carga por atrito bifásico. Maiores detalhes sobre os instrumentos serão apresentados na seção 3.1.5. A seguir serão apresentados cada subcomponente do circuito proposto em detalhes.

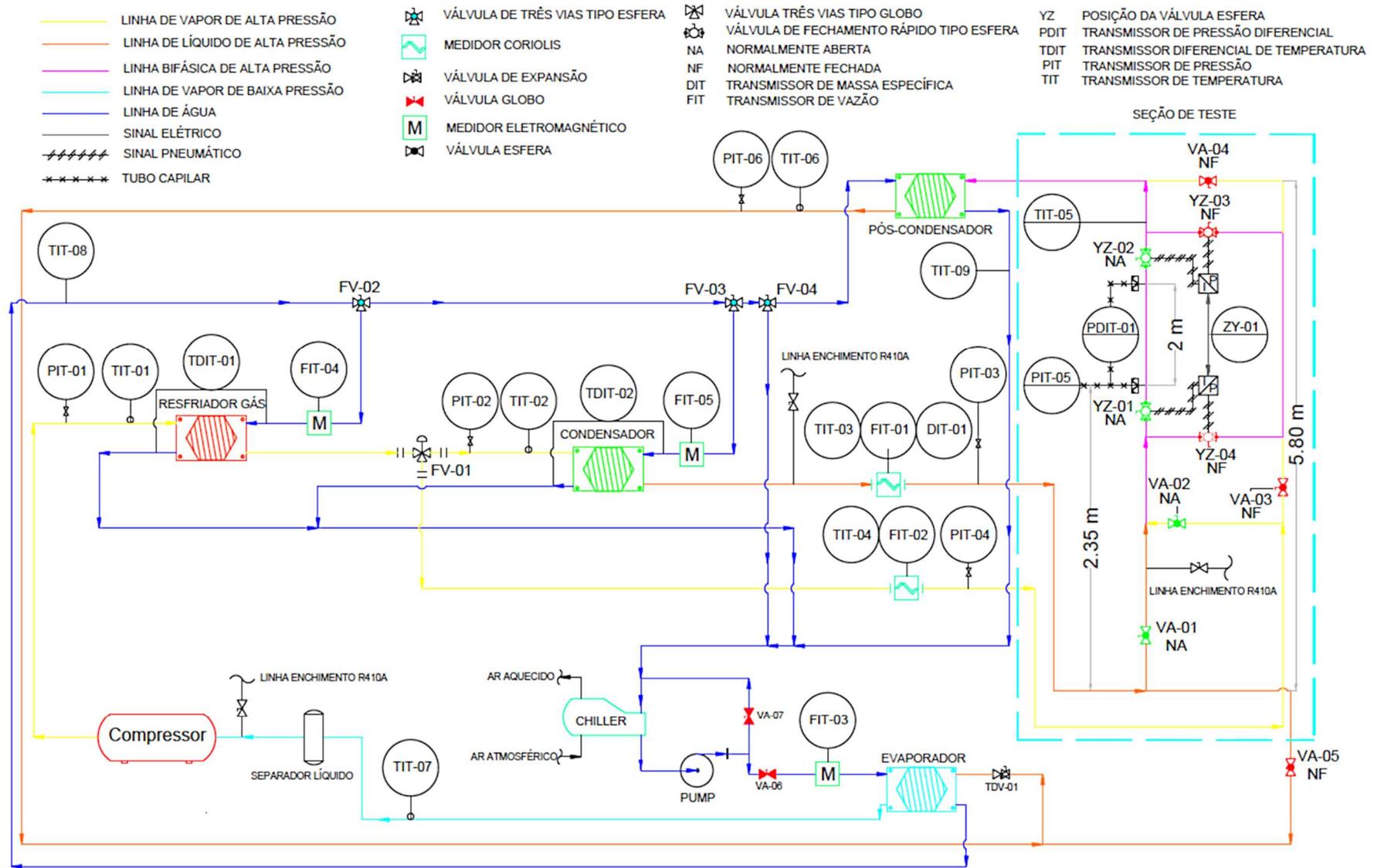


Figura 3.3 – Diagrama Esquemático dos Ciclos de Alta e Baixa Pressão.

3.1.1 Skid de Compressão

A Figura 3.4 mostra uma fotografia do skid de compressão. Na Figura 3.3, o skid de compressão é representado pelo compressor, sendo que maiores detalhes de outros componentes desse skid podem ser encontrados no Apêndice D. Visando minimizar os ruídos de operação, o skid de compressão foi posicionado fora do laboratório. Isso acarretou em linhas de descarga e sucção do compressor longas. O compressor do skid é do tipo semi-hermético à pistão, modelo 4-NDC-20Y e fabricado pela Bitzer. A capacidade de refrigeração varia de 53 a 113 kW. Maiores detalhes sobre o compressor podem ser obtidos no Anexo A.

A Figura 3.5 mostra o envelope operacional do compressor operando com fluido refrigerante R410A. A linha azul representa os limites desse envelope. A temperatura de evaporação pode variar de -30 até 12,6 °C e a de condensação de 10 até 62,9 °C. Nessas faixas de temperatura de evaporação e condensação, o modelo do compressor pode operar com vazões mássicas de 0,43 a 0,57 kg/s. Para condições operacionais dentro da região hachurada, o superaquecimento deve ser menor ou igual a 20K. Caso essa condição não seja satisfeita, o compressor irá operar com temperaturas de descarga acima do limite de 90 °C e motor elétrico com sobrecarga. O motor de acionamento desse compressor opera com tensão de 220V/60Hz, trifásico com 28 kW de potência. As temperaturas de evaporação e condensação nos experimentos variaram de 3,4 a 8,9 °C e de 27,2 a 38,2 °C, respectivamente. As temperaturas de evaporação nos experimentos foram maiores que zero, de forma a evitar o congelamento da água no evaporador.



Figura 3.4 - Skid de compressão do ciclo de alta pressão.

Na linha de sucção do compressor, há um separador de líquido cuja função é evitar a entrada de qualquer líquido que venha a se formar entre o evaporador e o compressor. Há ainda duas válvulas schrader para realizar o enchimento da linha com refrigerante R410A na linha de sucção. O acionamento do compressor é feito via sistema supervísório.

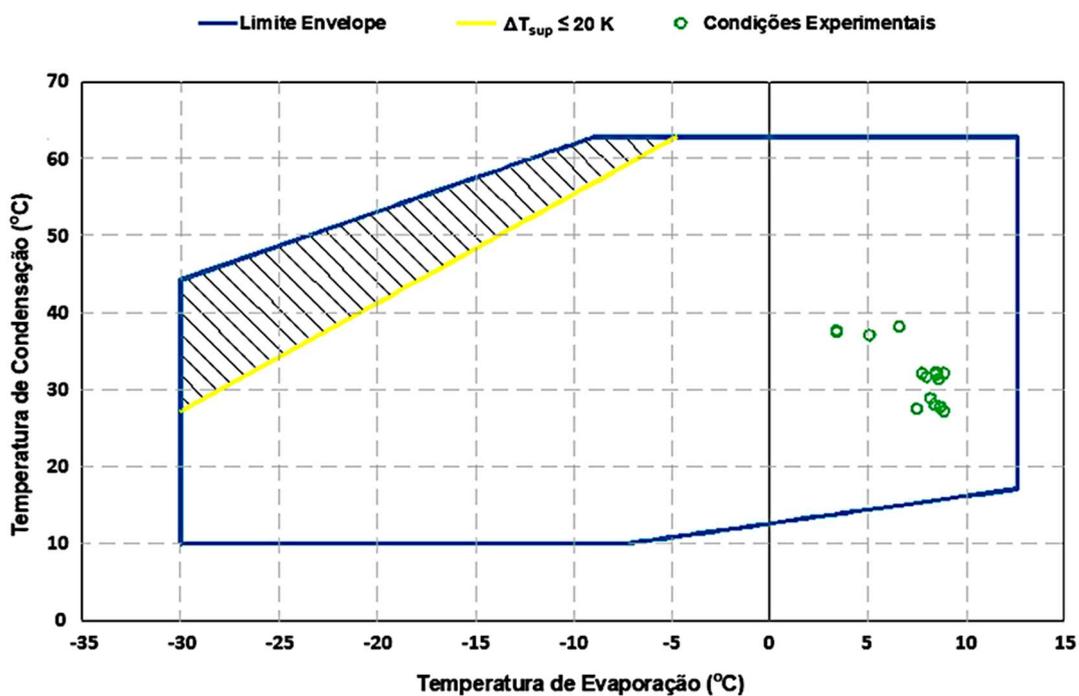


Figura 3.5 – Envelope operacional do compressor.

3.1.2 Trocadores de Calor

A Figura 3.3 mostra cada um dos trocadores de calor desse projeto. A Figura 3.6 mostram fotos de cada um deles instalado em linha. Todos os trocadores de calor são do tipo placa brasadas, operam em contracorrente, em aço inox e são fabricados pela SWEP. A pressão máxima de trabalho dos trocadores de calor é de 48 bara e a capacidade de troca térmica é mostrada na Tabela 3.1, além de outros dados pertinentes como área de troca e número de placas. A folha de dados completa de cada trocador de calor pode ser obtida no Anexo A.

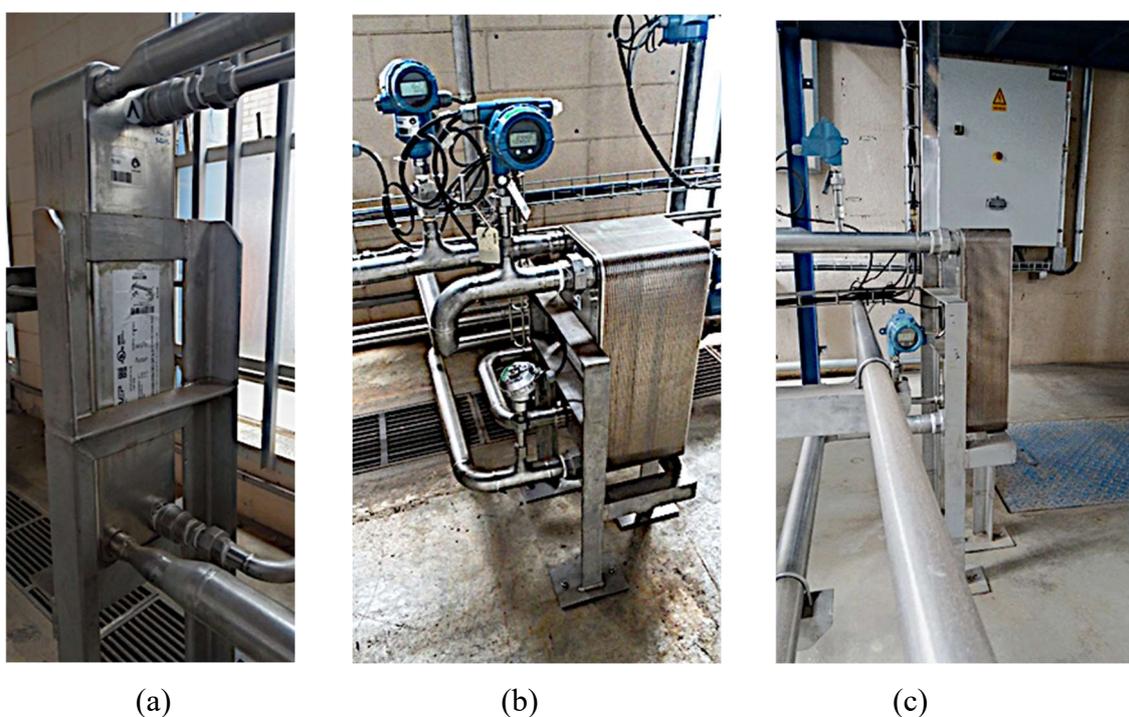


Figura 3.6 - Trocadores de calor: resfriador de gás (a), condensador (b), evaporador (c).

Tabela 3.1 - Características dos Trocadores de Calor.

Trocador de Calor	Modelo	Carga Térmica (kW)	Temperatura (°C)	Vazão R410A (kg/s)	Área Troca Térmica (m ²)	Número Placas	Máxima Vazão Água (m ³ /s)
Resfriador Gás	B8THx60	10-30	Até 90	0,43-0,57	1,33	60	1,11x 10 ⁻³
Condensador/ Pós Condensador	B120THx90	15,7-106,4	25-50	0,43-0,57	11,6	90	7,61x 10 ⁻³
Evaporador	P120THx50	64-106	0-10	0,43-0,57	6,34	50	7,61x 10 ⁻³

Cada trocador de calor é instrumentado visando controlar a quantidade de calor trocada entre o R410A e a água. A linha de água do resfriador de gás é instrumentada com

um medidor de vazão volumétrica e com medidores de temperatura na entrada e na saída. Visando minimizar os erros, esses medidores também determinam a diferença de temperatura. Na linha de R410A, há medidores de pressão absoluta e de temperatura, além de um medidor de vazão mássica. O condensador é instrumentado da mesma forma. Com esses instrumentos é possível determinar a quantidade de calor trocada entre o R410A e a água. A linha de água do evaporador é instrumentada com medidor de vazão volumétrica e somente um medidor de temperatura na saída. A temperatura da água na entrada do evaporador é mantida constante em 20 °C pelo Chiller. A linha do R410A é instrumentada na saída do evaporador com medidor de temperatura e pressão. A instrumentação do evaporador permite determinar o calor trocado e se o R410A está com o grau de superaquecimento desejado. A linha de R410A do pós-condensador possui medidores de pressão e temperatura enquanto que a linha de água possui um medidor de temperatura na saída. Com essa instrumentação é possível determinar se o grau de subresfriamento desejado foi atingido.

3.1.3 Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão

A válvula de três vias é representada na Figura 3.3 pela descrição FV-01 e está localizada após o resfriador de gás. Essa válvula é do tipo globo divergente (uma entrada e duas saídas), igual percentagem, com acionamento eletropneumático, confeccionada totalmente em aço inoxidável 316 pela YGB, modelo 40-CF8M-D-1,5-300 NPT-ADSDDR-BB. A pressão máxima de operação é de 45 bara e suas conexões é do tipo flange padrão ASME. A Figura 3.7 mostra uma foto da válvula e maiores detalhes dessa válvula podem ser vistos no Anexo A.

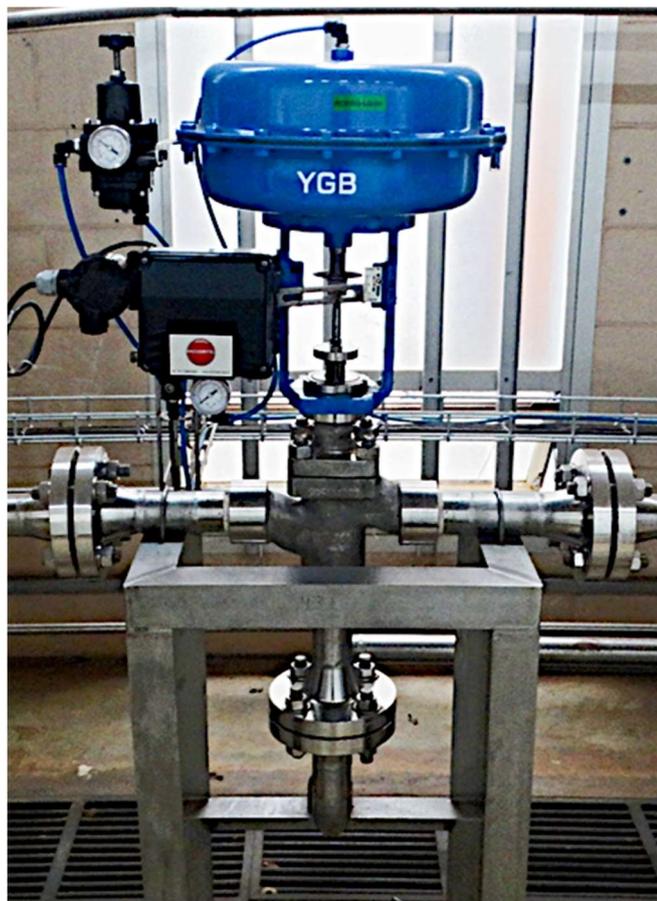


Figura 3.7 - Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão.

A finalidade dessa válvula é controlar a vazão de fluido refrigerante R410A no condensador, desviando o vapor que sai do resfriador de gás. Após passar pela válvula, parte do vapor é direcionado ao condensador para liquefação e o restante é encaminhado para seção de teste. Nesse texto, chamaremos de linha de líquido o trecho compreendido entre a saída do condensador e a entrada da seção de teste, enquanto que a linha de vapor será o trecho desviado nessa válvula. A operação da válvula é realizada pelo sistema supervisório de acordo com a condição de vazão de líquido e de gás desejada pelo usuário.

3.1.4 Seção de Teste

A seção de teste é apresentada na Figura 3.3 de forma esquemática, sendo que um PID completo é mostrado no Apêndice D. A linha de teste é composta de uma linha principal, onde as medidas são realizadas, e uma secundária, funcionando como by-pass durante a realização das medidas dos testes. A seção de teste é instrumentada com um medidor de

pressão absoluta (PIT-05), um diferencial (PDIT-01) e um de temperatura não intrusivo (TIT-05). Há duas válvulas de fechamento rápido na linha principal (YZ-01/02) e duas na linha de by pass (YZ-03/04). O medidor de pressão diferencial e as válvulas de fechamento rápido são usadas para determinar a fração de vazio. Além disso, o medidor de pressão diferencial é utilizado para determinar a perda de pressão por atrito. Os procedimentos para essas determinações serão detalhados na seção 4.2 e 4.3. Os medidores de pressão absoluta e de temperatura são utilizados para se determinar o estado termodinâmico do R410A na seção de teste, conforme metodologia a ser apresentada na seção 4.4 e 4.4.1.

O comprimento total da linha de teste em seu trecho vertical é de 5,8 m. O diâmetro interno é de 26,64 mm (DN 1" SCH40) e as velocidades de vapor variam de 0,57 a 3,06 m/s e as de líquido de 0,54 a 0,78 m/s. As válvulas de fechamento rápido apresentam mesma característica, como a mostrada na Figura 3.8, sendo que as da seção de teste são normalmente abertas e as do by-pass normalmente fechadas. A distância entre as duas válvulas na seção de teste é de 2,488 m e a seção de medição inicia-se 2,35 metros após o misturador. As válvulas de fechamento rápido são operadas remotamente via sistema supervisão e operam simultaneamente abrindo e fechando. Essas válvulas são de passagem plena, com diâmetro interno de 26,64 mm, classe de pressão de 55 bara, totalmente confeccionada em aço inoxidável e conexão por solda. Seu acionamento é eletropneumático com retorno por mola. O tempo de fechamento é de 10 a 15 ms.



Figura 3.8 - Válvula de fechamento rápido na seção de teste.

Na seção de medição são realizadas duas medições distintas: fração de vazio e perda de carga por atrito. As medidas de fração de vazio são realizadas fechando-se as válvulas YZ-01 e 02 e abrindo-se as YZ-03 e 04 simultaneamente. Essa operação retém a mistura

bifásica na seção de medição, desviando o fluxo pelo by-pass da seção de teste. Desta forma, não há a necessidade de se desligar o compressor por risco de sobre pressão em sua descarga. A fração de vazio é determinada a partir da medida de pressão diferencial PDIT-01, e das medidas de temperatura TIT-05 e de pressão absoluta PIT-05. Esses testes foram chamados de testes estáticos. O fator atrito é determinado a partir dos mesmos instrumentos, mas com as válvulas YZ-01 e 02 abertas e as YZ-03 e 04 fechadas. Esses testes foram chamados de testes dinâmicos. Além desses testes, foram realizados outros sem a mistura bifásica. Foram dois testes distintos: um somente com líquido e outro somente com vapor. Os detalhes de procedimentos dos testes monofásicos podem ser encontrados no Apêndice D.

3.1.5 Instrumentos do Ciclo de Alta Temperatura

Nessa seção serão descritos os instrumentos de processo da Figura 3.3 para o ciclo de alta temperatura. Os medidores de pressão absoluta PIT da Figura 3.3 são do fabricante Emerson, RosemountTM, CoplanarTM, modelo 2051 e faixa de calibração de 0 a 35 bara, com exceção do transmissor a montante da válvula de expansão cuja faixa de calibração é de 0 a 36,5 bara. Esses transmissores de pressão têm incerteza de 0,065% da faixa calibrada, ou seja, máxima incerteza de 0,024 bara. Possuem, ainda, selo remoto para isolamento do elemento sensor, manifold acoplado em aço inox, cuja finalidade é, no caso de uma intervenção no instrumento, possibilitar a retirada do mesmo sem perda do fluido refrigerante contido na linha. O transmissor utiliza o protocolo HART e/ou saída analógica de 4-20 mA.

Os medidores de temperatura TIT da Figura 3.3 são da Emerson, modelo 644 e foram calibrados de 0 a 100°C, tendo uma incerteza de 0,1°C sobre o valor medido de cada transmissor. Acoplado a cada transmissor existe um sensor de temperatura PT 100 3 fios com diâmetro de 8 mm em contato com o fluido refrigerante R410A. Esses transmissores de temperatura são montados com termopoço, cuja função é isolar toda a parte do processo em uma eventual intervenção, podendo sacar o sensor de temperatura com a linha pressurizada ou cheia de R410A. O comprimento de inserção do termopoço corresponde a 50% do diâmetro interno da linha e a parte sensível é de 6 mm. Desta forma, as medidas de temperatura são os referentes à centro da tubulação. O transmissor desse instrumento também utiliza o protocolo HART e/ou saída analógica de 4-20 mA.

No final das linhas de líquido e vapor da Figura 3.3, a montante da seção de teste, existe medidores mássico do tipo Coriolis também fabricados pela Emerson. O modelo para a linha de líquido é o R050S114NQBGPZYZZB1, série Micro Motion de 12,7 mm, em aço inox, com conexões do tipo flange. Esse medidor está calibrado na faixa de 0 a 0,7 kg/s, tendo uma incerteza de 0,00525 kg/s (0,75% da faixa calibrada). Além da vazão mássica, esse medidor ainda fornece leituras de massa específica do líquido e temperatura. A incerteza da massa específica é de 10 kg/m^3 e da temperatura é de $1^\circ\text{C}+0,5\%$ do valor lido. O modelo do transmissor desse medidor é o 2700R12BBGPZZZPKB1 e, para a leitura das três variáveis, utiliza o protocolo HART. Essa foi a configuração adotada para o transmissor.

O modelo para a linha de vapor é o CMFS075M329N2BGPKZZB1, série Micro Motion de 19,05 mm, em aço inox, com conexões do tipo flange. Esse medidor está calibrado na faixa de 0 a 0,7 kg/s, tendo uma incerteza de 0,00175 kg/s (0,25% da faixa calibrada). Além da vazão mássica, esse medidor também fornece leituras de massa específica e de temperatura. Devido à incerteza da leitura da massa específica ser muito alta, essa leitura foi descartada. A incerteza da temperatura é de $1^\circ\text{C}+0,5\%$ do valor lido. O modelo do transmissor desse medidor é 1700R12ABGPZZZPKB1 e também foi utilizado o protocolo HART para o acesso das leituras de vazão mássica e de temperatura.

3.1.6 Instrumentação da Seção de Teste

Conforme mostra o esquemático da Figura 3.3, a seção de teste tem um medidor de pressão absoluta, diferencial e de temperatura. Todos esses instrumentos são de fabricação da Emerson. O medidor de pressão escolhido é capaz de realizar medidas de pressão absoluta e diferencial a partir da mesma tomada de pressão e é mostrado na Figura 3.9. O medidor de pressão absoluta é o modelo 3051 com faixa de calibração de 0,03 a 55,2 bara e incerteza de 0,04% da faixa calibrada (0,022 bara). Já o medidor de pressão diferencial possui uma faixa de medição de -250 a 50 mbar e incerteza máxima das medições é de 0,12 mbar.



Figura 3.9 – Medidor de Pressão Absoluta e Diferencial.

Para a medição de pressão diferencial são necessárias a instalação de dois selos remotos que possuem duas extremidades flangeadas para as tomadas de pressão. Esses selos, fornecidos pela Emerson, modelo WFW-1199, são confeccionados em aço inox e são instalados diretamente na tubulação. Acoplados aos selos há tubings⁶ em inox para transmitir a pressão até o sensor de pressão. Os tubings possuem comprimento de 1 m e diâmetro interno de 0,711 mm e são preenchidos com silicone como fluido manométrico (massa específica de 934 kg/m³). A Figura 3.10 mostra um arranjo de um dos selos, tomada de pressão e tubulação da seção de teste:

⁶ Tubings – Termo em inglês comum na área de engenharia para esse componente

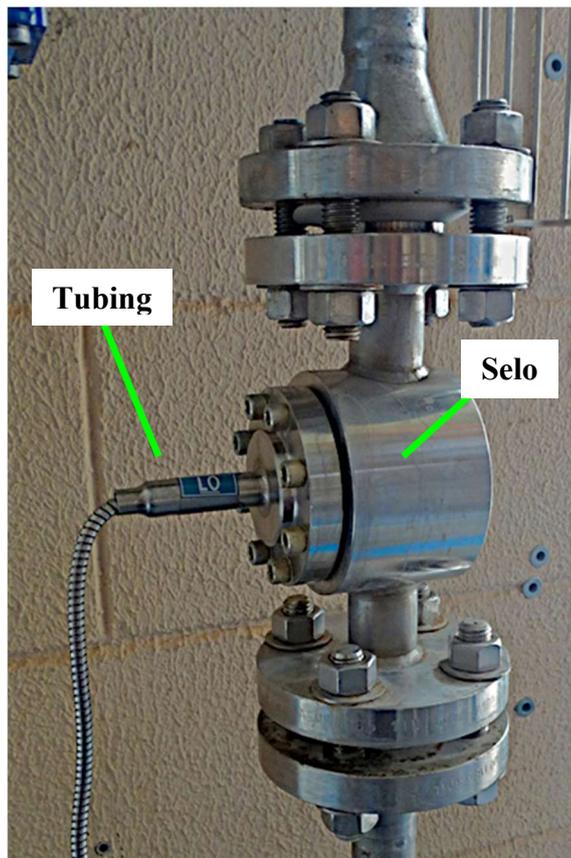


Figura 3.10 – Selos Remotos para Medidor de Pressão Absoluta e Diferencial.

A temperatura da seção de teste é medida utilizando-se um sensor não intrusivo. Esse sensor é também fabricado pela Emerson, modelo 0085N3P1J0080P0034AXA e está calibrado na faixa de 0 a 50°C e possui uma incerteza de 1% da faixa calibrada (0,5°C). A Figura 3.11 mostra o sensor instalado na seção de teste. Acoplado ao sensor há um transmissor, modelo 3144PD1A1NAPTM5C1Q4HR7XA que utiliza o protocolo HART e/ou saída analógica de 4 a 20 mA. Esse medidor foi o escolhido pois desejava-se realizar a medida de temperatura durante os testes dinâmicos com a menor interferência possível no escoamento.



Figura 3.11 – Medidor não intrusivo de temperatura.

3.1.7 Sistema de Expansão

O sistema de expansão é composto de uma válvula de agulha com abertura por motor de passo, uma sonda de pressão e outra de temperatura, todos fabricados pela Carel. O sistema de expansão é representado pela descrição TDV-01 da Figura 3.3. Para o sistema proposto, a válvula escolhida foi a E3V55ASR00 e é mostrada na Figura 3.12 juntamente com o driver controlador. A válvula de expansão está localizada em uma região próxima à entrada do evaporador e o sensor de temperatura e pressão após o evaporador. A válvula é do tipo agulha e é confeccionada em cobre, com pressão máxima de trabalho de 60 bara. O princípio de funcionamento do sistema é simples. Uma vez definida o superaquecimento desejado no driver, o sistema ajustará a abertura da válvula automaticamente. No presente estudo foi estipulado um superaquecimento de 5 K. O driver utiliza a medida da pressão na saída do evaporador para obter a temperatura de saturação, via propriedade termodinâmica do fluido R410A. O superaquecimento é calculado por meio da diferença da temperatura medida na saída do evaporador pela sonda e a temperatura de saturação determinada pelo driver da válvula. Esses dois sensores podem ser vistos na Figura D.1 do Apêndice D. Um motor de passo ajusta a abertura da válvula até que o superaquecimento desejado seja obtido. O movimento axial da agulha regula a perda de pressão do refrigerante R410A, assim como atende a carga térmica do evaporador. O movimento da agulha é de precisão, com um deslocamento axial 0,03 mm por passo e sendo necessários 500 passos para realizar o fechamento completo do sistema.



Figura 3.12 - Skid Válvula de expansão: válvula e motor de passo (a); driver da válvula (b).

3.2 Circuito Baixa Temperatura

Um Chiller comercial para a produção de água fria, refrigerado a ar e operando com R410A é utilizado como circuito de baixa temperatura. O Chiller escolhido é mostrado na Figura 3.13, é da marca Aquatech, modelo STR20, tem capacidade nominal frigorífica (de resfriamento) de 23,47 kW e disponibiliza água a 20°C. Maiores detalhes sobre o Chiller podem ser encontrados no Anexo A. O calor total rejeitado pelo circuito de teste é maior que a capacidade de refrigeração do Chiller. Assim, foi necessário utilizar a capacidade de refrigeração do ciclo de alta temperatura também. Para tanto, uma parcela da água de resfriamento proveniente do Chiller é misturada com a que passa pelo resfriador de gás, condensador e pós condensador do ciclo de alta. Desta forma, há uma economia energética e otimiza-se o processo. A última razão para tanto é que é possível controlar a carga térmica do ciclo de alta, que é fundamental ao controle de todo o processo como será explicado mais à frente.



Figura 3.13 – Chiller e Tubulações de Entrada e Saída de Água.

3.3 Circuito de Água

O circuito de água é o responsável por garantir as condições de troca de calor necessárias em todos os trocadores de calor do circuito de teste. Para tanto, deve garantir as temperaturas de entrada e a vazão constante em cada trocador de calor, de acordo com o teste a ser realizado. O circuito de água é composto de uma bomba centrífuga, reservatório, válvulas de controle de vazão operadas pelo sistema supervisor, válvulas de controle manuais e de retenção. Toda a tubulação do circuito foi confeccionada com o mesmo tipo de tubulação da linha do refrigerante, aço inoxidável AISI-304 SCH40.

A bomba e o reservatório do circuito de água estão integrados ao Chiller. O reservatório possui 70 litros de capacidade, é aberto para atmosfera e isolado termicamente. A bomba é do tipo centrífuga, da marca Grundfos, modelo CM-15-3 e opera com uma rotação de 3480 rpm fixa. É alimentada por um motor trifásico de 220V/60Hz de 6,2 kW de potência. Maiores detalhes da bomba e sua curva característica se encontra no Anexo A. Na saída da bomba há duas válvulas globo para regular a vazão de água que entra no circuito. Essas válvulas são mostradas na Figura 3.3 com as descrições VA-06 e VA-07. A primeira restringe a vazão direcionada ao evaporador e a segunda a do by-pass do processo. Essas válvulas são idênticas, de diâmetro nominal de 38,1 mm, do fabricante Genebre, série 223, com corpo em aço inox, capazes de operar com pressões até 9,8 bara e temperaturas até 180

°C. Possuem conexões roscadas fêmea do tipo NPT, um acionamento manual por meio de um volante ascendente e coeficiente de vazão nominal de $0,833 \text{ m}^3/\text{s}/\text{bar}$.

Para controlar a vazão de água no resfriador de gás e nos condensadores foram adicionadas em sua entrada três válvulas de três vias. A Figura 3.14 mostra essas válvulas e as mesmas são representadas na Figura 3.3 pelas descrições FV-02, FV-03 e FV-04 para o resfriador de gás, condensador e pós-condensador, respectivamente. Todas as válvulas são fabricadas pela Belimo, em aço inox com conexão roscada, com 38,1 mm de diâmetro nominal, de esfera, igual percentagem, divergentes (uma entrada e duas saídas) e acionamento por motor de passo. Em termos de funcionamento, a abertura da via de controle dessas válvulas é proporcional à vazão que circula na mesma. As válvulas de três vias do resfriador de gás e do condensador possuem um coeficiente de vazão nominal de 37 e a do pós-condensador de 19.

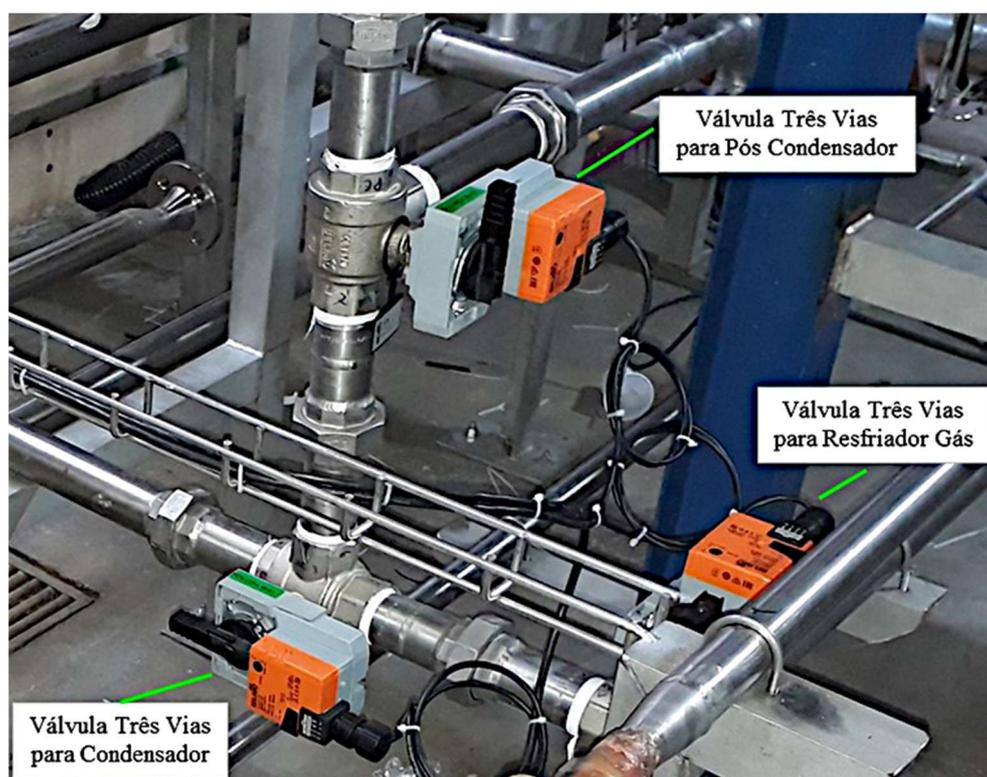


Figura 3.14 – Válvulas de Três Vias do Circuito Intermediário de Água.

3.3.1 Equipamentos Auxiliares – Circuito de Água

Nessa seção serão descritos os instrumentos utilizados no circuito de água. O transmissor de temperatura TIT-08 da Figura 3.3 está situado na saída do evaporador foi calibrado de 0 a 20°C. Esse transmissor foi fornecido pela Emerson, modelo 644HANAJ6M5F6Q4, e tem incerteza de 0,1°C sobre o valor medido. Acoplado a esse transmissor existe um sensor de temperatura PT100 de 3 fios em contato com a água. O transmissor de temperatura na saída do pós-condensador TIT-09 tem as mesmas características técnicas, com exceção da faixa de calibração que é de 0 a 100°C. O sinal de temperatura é transmitido de forma analógica no padrão de 4 a 20 mA.

Todos os medidores de vazão eletromagnéticos foram fornecidos pela Emerson e possuem conexões flangeadas para operar em até 10 bara. Esses medidores possuem exatidão de 0,25% da leitura. Na entrada do evaporador, o modelo foi o 8750WDMR1A1FPSE015CA1M4Q4, de 38,1 mm de diâmetro interno e com faixa de calibração de 0 a $4,44 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Esse medidor é representado na Figura 3.3 pela descrição FIT-03. Na entrada do resfriador de gás e do condensador o modelo escolhido foi o 8750WDMR1A1FTHE005CA1M4Q4 com de 12,7 mm de diâmetro interno. A faixa de calibração para o resfriador de gás foi de 0 a $1,11 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e para o condensador de 0 a $2,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Os medidores eletromagnéticos do resfriador de gás e do condensador são representados na Figura 3.3 pelas descrições FIT-04 e FIT-05, respectivamente. Os sinais dos sensores de vazão são transmitidos de forma analógica no padrão 4 a 20 mA.

Os transmissores de temperatura do resfriador e do condensador são representados na Figura 3.3 pelas descrições TDIT-01 e TDIT-02, respectivamente. Esses transmissores foram fornecidos pela Emerson, modelo 644SANAJ2B4M4F6Q4, com incerteza de 0,1°C sobre o valor medido e foram calibrados de 0 a 100 °C. Acoplado a cada transmissor existe dois sensores de temperatura PT100 3 fios em contato com a água, um localizado na entrada e outra na saída de cada trocador. O sinal desses transmissores utiliza o protocolo digital HART e contém o valor da temperatura de entrada, saída e da diferença de temperatura entre entrada e saída.

3.4 Sistema de Aquisição de Dados

Os instrumentos e válvulas de três vias da Figura 3.3 enviam sinais analógicos de 4 a 20 mA ou digitais via protocolo HART para um painel de controle e automação, mostrado na Figura 3.15. Os instrumentos do ciclo de alta e baixa temperatura que enviam dados via protocolo HART são mostrados na Tabela 3.2. Os dados enviados via protocolo Hart utilizam o padrão Bell 202, de chaveamento por deslocamentos de frequências (FSK) para sobrepor os sinais de comunicação digital aos analógicos de 4 a 20 mA, sem interferência de um em outro. O sinal Hart FSK possibilita a comunicação digital em duas vias, o que torna possível a transmissão e recepção de informações adicionais. Esse sinal se propaga a uma taxa de 1200 bits por segundo e não interrompe o sinal de 4 a 20 mA. Os sinais analógicos e HART são tratados em um painel CLP, fabricado pela Rockwell, modelo 1769-L16ER-BB1B, e contempla todos os acionamentos elétricos e eletroeletrônicos, além de um rack com todos os cartões de entradas e saídas digitais e analógicas (Point I/O) para serem controlados por um sistema supervisório. Visando cobrir possíveis modificações na instrumentação e perda de entrada ou saídas, foi previsto uma reserva de 20% desse total.



Figura 3.15 – Painel de Controle e Automação.

No Painel CLP há uma conversão dos limites dos sinais analógicos 4 a 20 mA para uma escala do cartão de 0 a 32767. Após essa conversão nos cartões, os sinais são

disponibilizados para um sistema supervisório por meio de um canal Ethernet. No supervisório, existe uma segunda conversão da escala utilizada no cartão para a escala de valor da variável que está sendo medida. Para as variáveis que são protocolo HART, os valores medidos são disponibilizados no supervisório sem a necessidade das conversões uma vez que o sinal já contempla a escala apropriada. A única exceção a essa arquitetura são os dados da válvula de expansão, que são lidos e acessados por meio de um módulo de comunicação MODBUS. Esse é o protocolo de comunicação nativo da válvula de expansão.

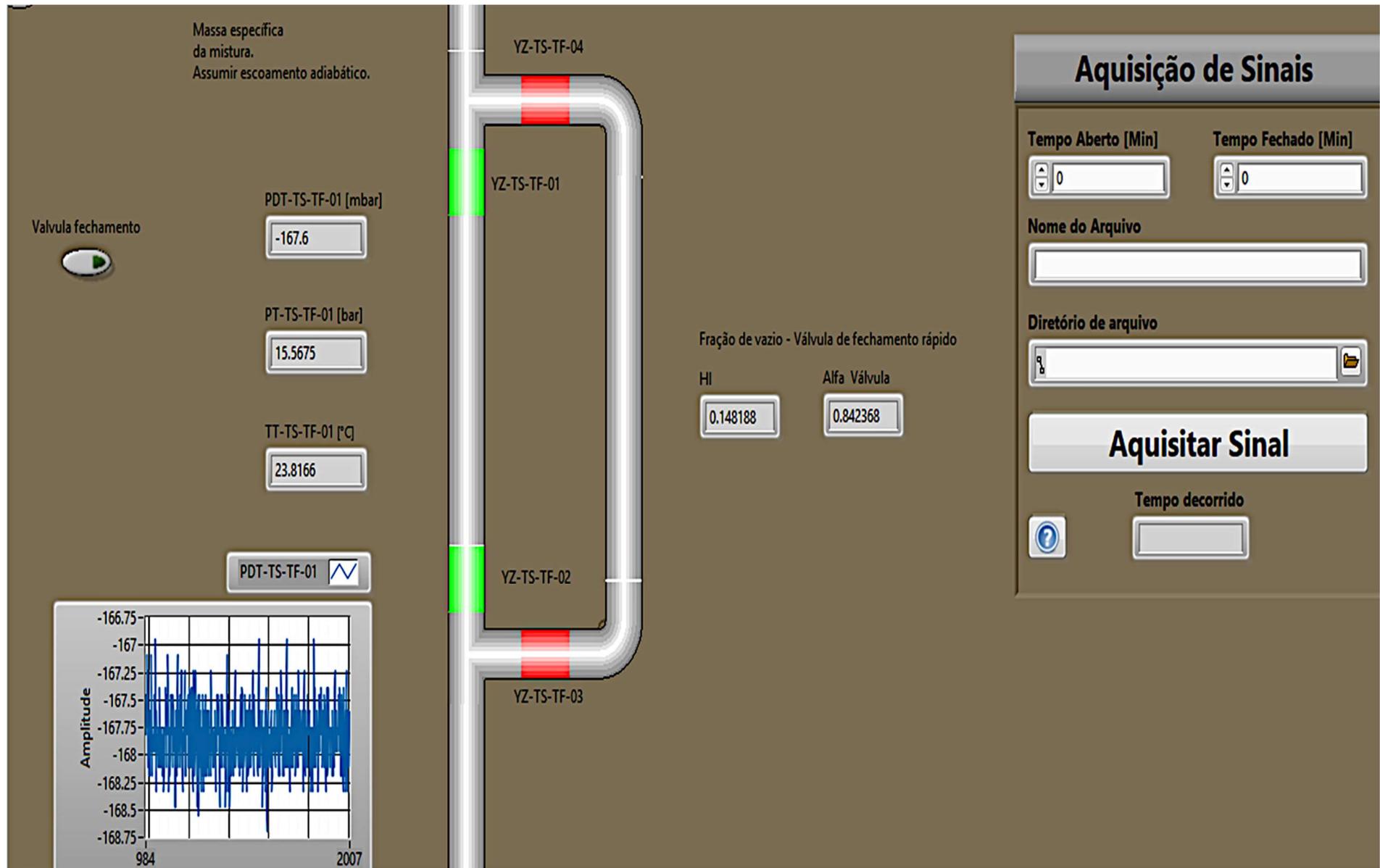
Tabela 3.2 – Instrumentos com Protocolo HART.

Instrumento	Tag	Variáveis
Medidor Coriolis Líquido	FIT-CD-LL-01	Vazão Mássica, Massa Específica, Temperatura
Medidor Coriolis Gás	FIT-CD-LG-01	Vazão Mássica, Temperatura
Medidor Multivarável	PDIT-TS-TP-01 PIT-TS-TP-01	Pressão absoluta e diferencial
Medidor Diferencial de Temperatura Resfriador de Gás	TDIT-RG-LW-01	Diferença de Temperatura, Temperatura de entrada e Saída
Medidor Diferencial de Temperatura Condensador	TDIT-CD-LW-02	Diferença de Temperatura, Temperatura de entrada e Saída

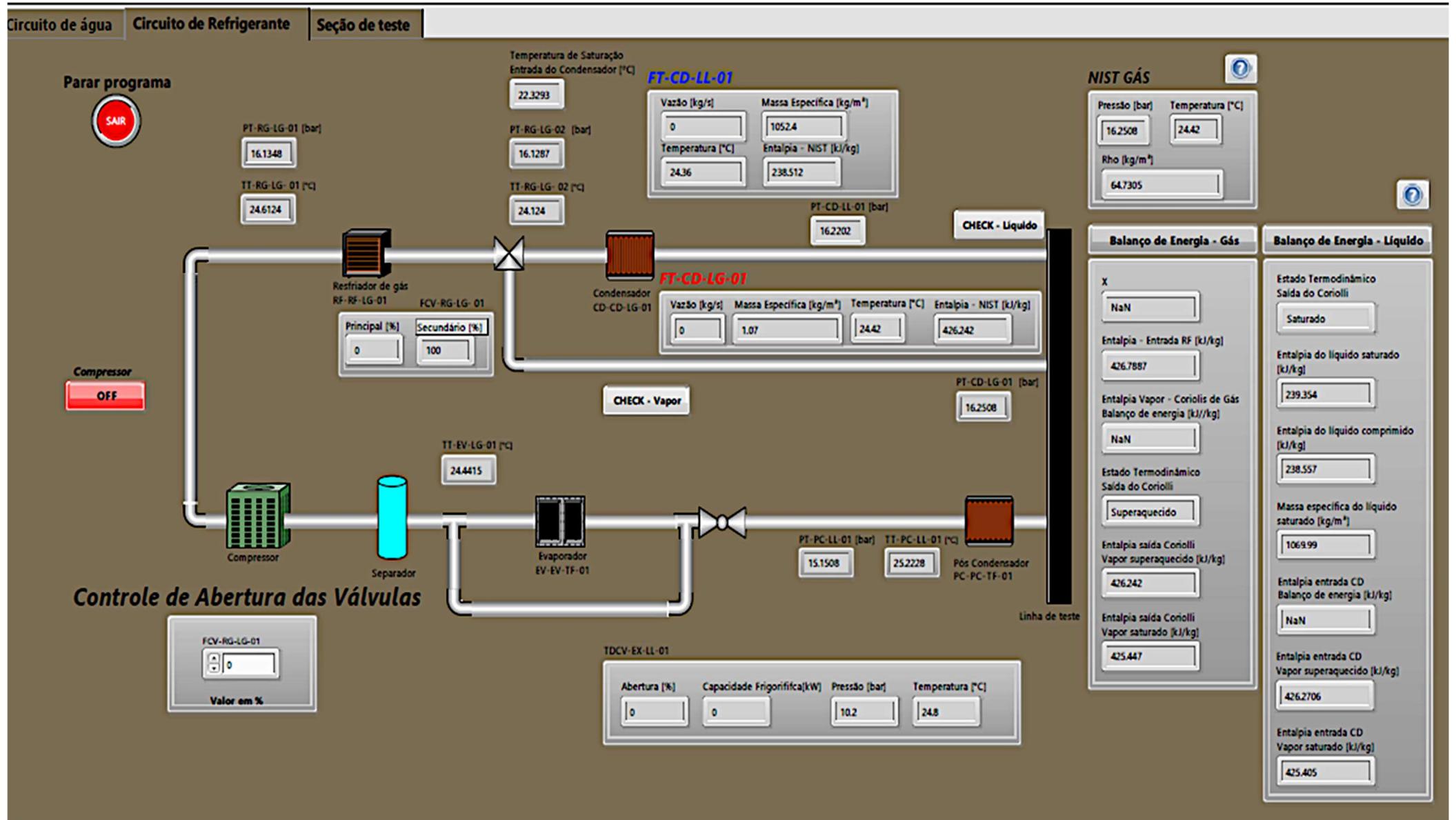
Algumas particularidades merecem ser destacadas aqui para a comunicação entre as válvulas. Para válvula de três vias do ciclo de alta pressão, Figura 3.7, um sinal de 4 a 20 mA proporcional à abertura desejada é enviado pelo supervisório. O sinal é convertido em um sinal de saída proporcional de 0 a 2,75 bara pelo sistema de posicionamento do atuador da válvula. Finalmente, esse sistema pneumático regulará a abertura desejada da via de controle. As válvulas de três vias do ciclo intermediário de água, Figura 3.14, possuem um atuador elétrico que recebem o sinal analógico de 4 a 20 mA e regulam proporcionalmente a abertura da via na qual se deseja fazer o controle. As válvulas de acionamento rápido (Figura 3.8) têm acionamento via relé, sendo que o mesmo relé do painel de automação aciona as quatro válvulas simultaneamente para evitar atrasos e falhas.

Um sistema supervisório foi desenvolvido para realizar a leitura e o controle de todos os instrumentos e válvulas do aparato experimental. O sistema supervisório faz a aquisição das variáveis dos instrumentos a cada 0,5 s. O sistema foi organizado com três abas distintas: uma para a seção de teste, uma para o circuito de alta e outra para o de baixa temperatura. A Figura 3.16 mostra essas abas. Esse sistema foi desenvolvido em LabView e se comunica com o CLP via protocolo TCP/IP utilizando o meio físico Ethernet. O sistema supervisório é dividido em duas partes: uma interface gráfica e o programa em Lab View propriamente

dito. A interface gráfica é composta de telas que mostram as variáveis medidas nos instrumentos, aberturas de válvulas de três vias e a posição, aberta ou fechada, das válvulas de fechamento rápido. Também é disponibilizada as variáveis lidas da válvula de expansão como abertura, pressão de evaporação e temperatura na saída do evaporador.



(a)



(b)

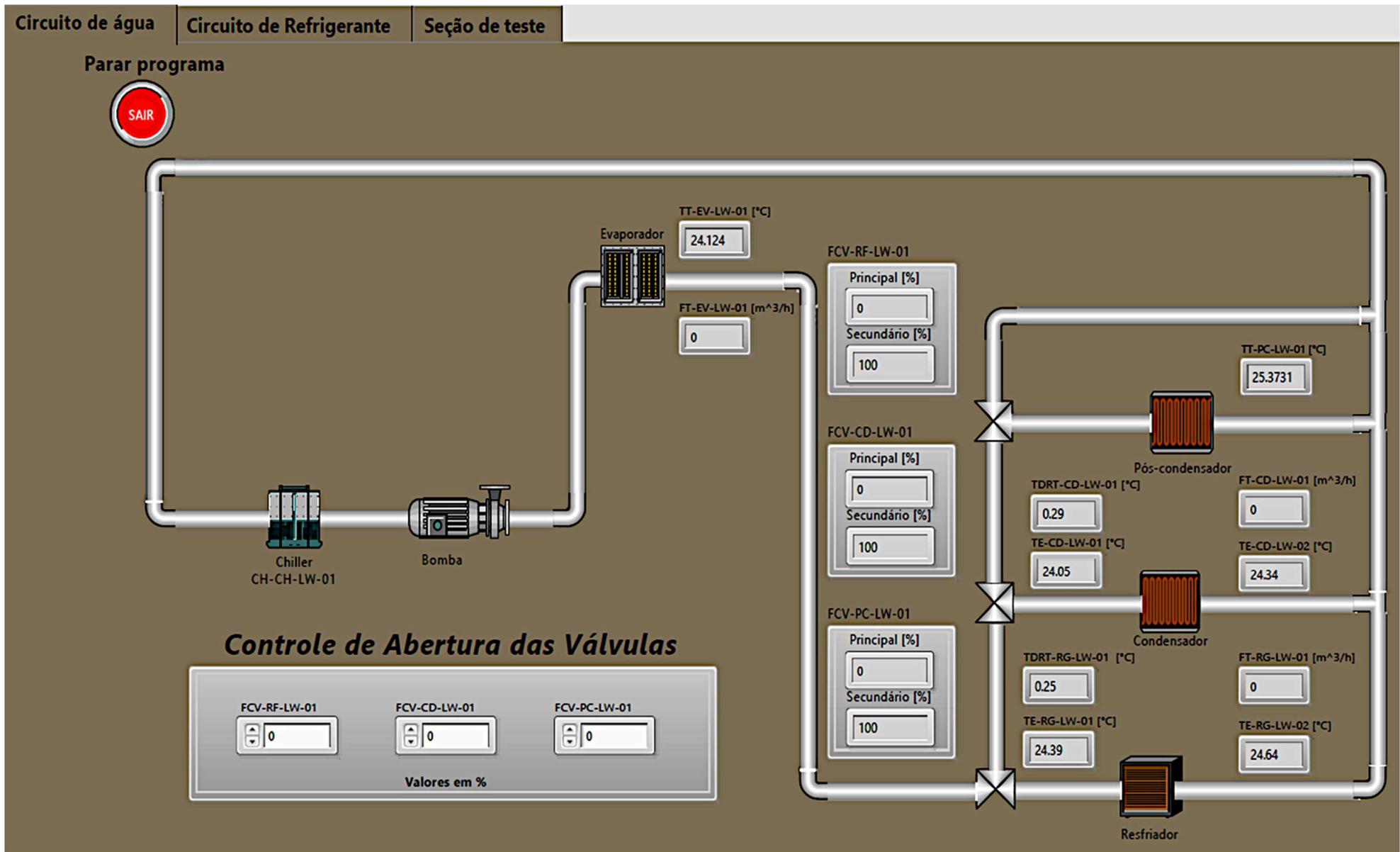


Figura 3.16 – Interface Gráfica no Lab View para o sistema supervisor: (a) seção de teste; (b) circuito de alta temperatura; (c) circuito de baixa temperatura.

A aba da seção de teste, Figura 3.16.a, mostra os dados lidos nos medidores de temperatura e pressão na seção de teste, as aberturas das válvulas de fechamento rápido, a altura de líquido remanescente após o acionamento dessas válvulas e a fração de vazio. O procedimento adotado para o cálculo da fração de vazio será mostrado no Capítulo 4. É possível, nessa tela, especificar o tempo para a aquisição dos dados para os testes dinâmicos e o tempo para que o teste de fração de vazio seja completado. Esses testes serão descritos na seção 4.2 e 4.3. Finalmente, nessa tela é especificado o nome do arquivo e diretório onde serão gravados os dados do teste. Ao todo foram gerados 30 arquivos em cada teste, sendo 15 aquisições para os testes dinâmicos e outras 15 para os testes estáticos. Após realizada as aquisições, calcula-se os valores médios e desvio padrão de todas variáveis de interesse. Finalmente, um botão aciona todas as válvulas de fechamento rápido para o início dos testes estáticos.

A aba do circuito refrigerante é a que informa ao usuário se as condições desejadas para o teste foram alcançadas. Essa aba é mostrada na Figura 3.16.b. Maiores detalhes sobre a modelagem por trás das informações apresentadas na tela será apresentada no Capítulo 4 dessa tese. Na tela é apresentada, além das leituras dos instrumentos e a abertura da válvula de três vias do ciclo de alta pressão, dois menus suspensos com as informações sobre o estado termodinâmico do R410A na linha de líquido e vapor e antes de ser injetado na seção de teste. Também é possível, nessa tela, controlar a válvula de três vias para alterar a proporção de vapor e líquido produzidos e para ligar ou desligar o compressor. Somente o Chiller não pode ser iniciado via sistema supervisório, tendo sua partida realizada sempre em modo manual.

A aba para o circuito de água mostra os valores dos instrumentos e controla as aberturas das válvulas de três vias do circuito de água. Essa tela é mostrada na Figura 3.16.c. Apesar de ser a que apresenta uma menor quantidade de informações, é essencial para o funcionamento do sistema. É por meio da abertura das válvulas nessa tela que é possível se controlar a carga térmica no evaporador e conseqüentemente a temperatura de condensação. Também é por meio do controle dessas válvulas que é possível se controlar as trocas de calor do resfriador de gás e do condensador, garantido o estado termodinâmico desejado para o vapor e o líquido na seção de teste. Maiores detalhes sobre esse processo será apresentado no Capítulo 4. No apêndice C, são listados alguns pontos de atenção para futuros projetos.

4 METODOLOGIA

A metodologia utilizada nessa tese será apresentada em duas partes. A primeira é como se garante as condições de entrada na seção de teste das correntes monofásicas de líquido e vapor. A segunda é referente a determinação da fração de vazio e perda de carga por atrito bifásico a partir das leituras na seção de teste. A análise das condições de entrada na seção de teste das correntes monofásicas de cada fluido foi realizada por meio de balanços de energia. Uma vez gerada a corrente bifásica na entrada da seção de teste por meio da mistura das correntes monofásicas, a análise prosseguiu com as medições de pressão absoluta, diferencial e fração de vazio na seção de medição.

As medições na seção de medição foram realizadas por meio de testes dinâmicos e estáticos. Os testes dinâmicos foram subdivididos em monofásicos de líquido, vapor e bifásico líquido-vapor. Os testes estáticos foram subdivididos em monofásicos de líquido e bifásico líquido-vapor. As propriedades do fluido refrigerante R410A foram estimadas utilizando equações de estado por meio de procedimentos computacionais. Esses procedimentos não fazem parte desse texto. A análise de incerteza das variáveis calculadas se encontra no Apêndice B, bem como o cálculo dos desvios absolutos e relativos. Para finalizar, são apresentados alguns modelos de escoamentos bifásicos, os quais foram utilizados para realizar uma comparação com os resultados experimentais obtidos.

4.1 Determinação das condições de entrada

A avaliação da condição de entrada na seção de teste é realizada por meio da determinação da entalpia, da temperatura de superaquecimento e de subresfriamento na entrada das correntes monofásicas na seção de teste. Foram estabelecidas quatro condições distintas: líquido subresfriado; líquido saturado; vapor superaquecido; vapor saturado. Para a linha de líquido, caso a entalpia calculada fosse próxima à do líquido saturado, analisava-se as temperaturas de subresfriamento para se estabelecer se a condição desejada foi alcançada. A entalpia do líquido saturado foi obtida a partir de tabelas termodinâmicas e da medida da pressão absoluta na linha. Quando a temperatura de subresfriamento era maior que 1°C, assumia-se a condição de líquido subresfriado. Caso fosse entre 0 e 1°C, assumia-

se líquido saturado. Um procedimento similar era adotado para a linha monofásica de vapor, mas com a temperatura de superaquecimento. Esses critérios foram adotados analisando-se a energia livre de Gibbs na fase vapor e líquido e os erros dos medidores de temperatura e pressão.

4.1.1 Temperatura de subresfriamento e superaquecimento

Para o cálculo da temperatura de subresfriamento e superaquecimento, determinava-se, a partir da medida da pressão medida imediatamente antes da entrada na seção de teste e de tabelas termodinâmicas do R410A, a temperatura de saturação (T_{Sat}). Para a temperatura de superaquecimento, foi utilizada a pressão lida na linha de vapor e para a de subresfriamento a da linha de líquido dada pela Eq. (4.1):

$$T_{\text{Sat}} = f(P_{\text{abs}}). \quad (4.1)$$

O superaquecimento é determinado a partir da medida de temperatura de saturação dado pela Eq. (4.2):

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_{\text{R410A}} - T_{\text{Sat}}, \quad (4.2)$$

na qual P_{abs} e T_{R410A} são, respectivamente, a pressão e temperatura lidas nos medidores instalados na linha de vapor, antes da entrada na seção de teste.

O subresfriamento é determinado de forma similar, mas com as medidas realizadas na linha de líquido, dado pela Eq. (4.3):

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_{\text{Sat}} - T_{\text{R410A}}, \quad (4.3)$$

4.1.2 Medida de entalpia

A entalpia foi determinada por balanços de energia tomando-se volumes de controle apropriados. Os volumes de controle apropriados abrangem o trocador de calor e o trecho de tubulação até a entrada da seção de teste de cada corrente. De uma forma geral, os volumes

de controle podem ser representados pelo trocador de calor em si e um trecho de tubulação. A Figura 4.1 apresenta de forma genérica esse volume de controle. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica em um volume de controle desse tipo, a entalpia pode ser determinada pela Eq. (4.4):

$$h_s = h_e - \left(\frac{\dot{Q}_{\text{Trocador}} + \dot{Q}_{\text{Tubo}}}{\dot{m}_{\text{R410A}}} \right), \quad (4.4)$$

na qual h_s representa a entalpia na saída do trocador de calor ou entrada da seção de teste, h_e a entalpia na entrada do trocador de calor determinado por tabelas termodinâmicas, $\dot{Q}_{\text{Trocador}}$ é o calor trocado pelo R410A no trocador de calor, \dot{Q}_{Tubo} é o calor trocado pelo R410A com o ambiente no trecho de tubo e \dot{m}_{R410A} é a vazão mássica de R410A medida pelo Coriolis.

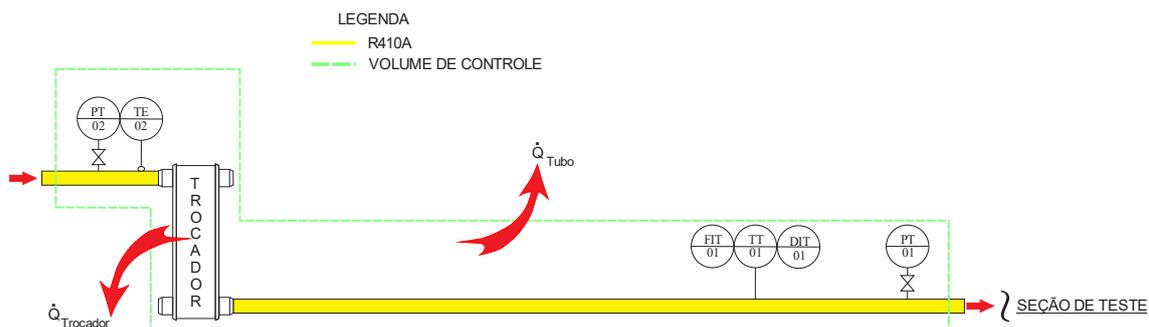


Figura 4.1 – Representação esquemática do volume de controle englobando o trocador de calor e o trecho de tubulação correspondente.

A quantidade de calor trocada no tubo pelo R410A e o ambiente foi determinada por meio do modelo de resistências térmicas, expressa pela Eq. (4.5):

$$\dot{Q}_{\text{Tubo}} = \frac{T_{\text{R410A}} - T_{\infty}}{\sum R_T}, \quad (4.5)$$

na qual T_{R410A} , T_{∞} são a temperatura do fluido R410A e do meio, respectivamente; $\sum R_T$ é a soma das resistências térmicas entre o fluido refrigerante e o meio ambiente.

A Figura 4.2 mostra uma seção transversal típica de tubulação para a determinação da resistência térmica total, expressa pela Eq. (4.6):

$$\sum R_T = \frac{1}{\lambda_{int} 2\pi r_{int}} + \frac{\text{Ln}(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} 2\pi r_{ext}}, \quad (4.6)$$

na qual λ é o coeficiente de película, r é o raio e k é a condutibilidade térmica; os subscritos int e ext se referem à parte interna e externa da tubulação e TB se refere à tubulação.

A modelagem para a determinação dos coeficientes de película interna depende das condições do escoamento interno e foram determinados de acordo com padrão do escoamento, laminar ou turbulento. Para o coeficiente de película externa, foram considerados os mecanismos de convecção natural, também de acordo com os padrões de escoamento (laminar ou turbulento). Maiores detalhes sobre essa modelagem são apresentados no apêndice A. O calor transferido pelo R410A no trocador de calor é dividido em duas parcelas: uma trocada diretamente com a água e outra trocada com o meio. Essas parcelas foram calculadas pela Eq. (4.7):

$$\dot{Q}_{\text{Trocador}} = \left(\rho q c_p \right)_{H2O} \Delta T + \frac{T_{R410a} - T_{\infty}}{R_{conv}}, \quad (4.7)$$

na qual \dot{q} é a vazão volumétrica, determinada a partir da leitura do medidor de vazão eletromagnético na entrada do trocador e ρ é a massa específica da água; C_p é o calor específico; ΔT é a diferença de temperatura entre a saída e entrada da água no trocador de calor, medida diretamente pelo transdutor de temperatura instalado no mesmo; R_{conv} é a resistência térmica convectiva entre a parede externa do trocador de calor e o meio ambiente.

Maiores detalhes sobre a determinação dessa resistência térmica são apresentados no apêndice A. Foi assumido que a temperatura do R410A era constante para a determinação do calor trocado por convecção.

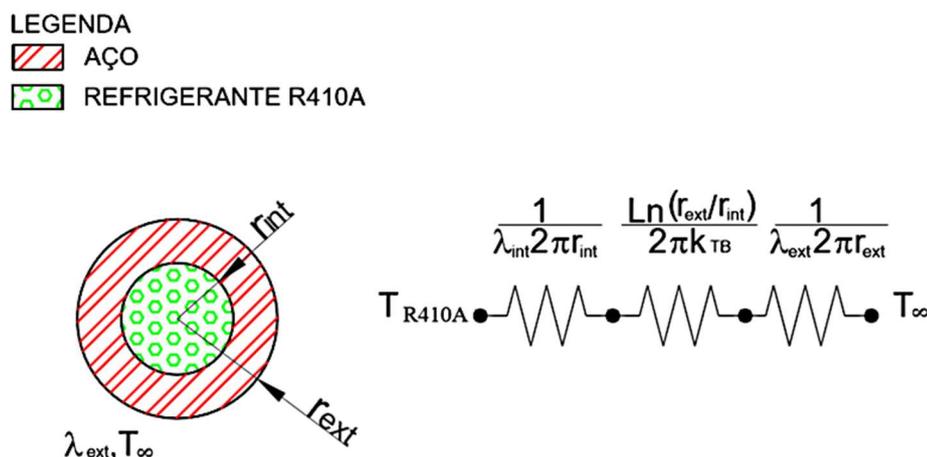


Figura 4.2 – Diagrama esquemático da seção transversal da tubulação.

4.1.2.1 Entalpia de Vapor na Entrada do Condensador

Para a determinação da entalpia do vapor na entrada do condensador, foi utilizado um volume de controle englobando o resfriador de gás. A Figura 4.3 mostra uma representação esquemática do volume de controle adotado. Na Figura 4.3, os instrumentos utilizados são representados por TAGs e o índice numérico 01 e 02 representam a entrada e a saída do trocador de calor, respectivamente. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D. A linha onde a condição do vapor é avaliada é representada na figura pelo TAG LG-02. Nesse ponto, são medidas a temperatura e a pressão, representadas pelos TAGS TIT-CD-LG-02 e PIT-CD-LG-02, respectivamente. As vazões mássicas de líquido e vapor são medidas pelos respectivos Coriolis, que são representados pelos TAGs FIT-CD-LL-01 e FIT-CD-LG-01, respectivamente. Os comprimentos de tubos utilizados para a determinação da transferência de calor por convecção são representados por: L^{eRG} , distância entre os medidores de temperatura e pressão e a entrada do resfriador de gás; L^{sRG} , distância entre a saída do resfriador de gás e a válvula de três vias. Esses comprimentos são utilizados na modelagem da quantidade de calor trocada com o meio ambiente (apêndice A).

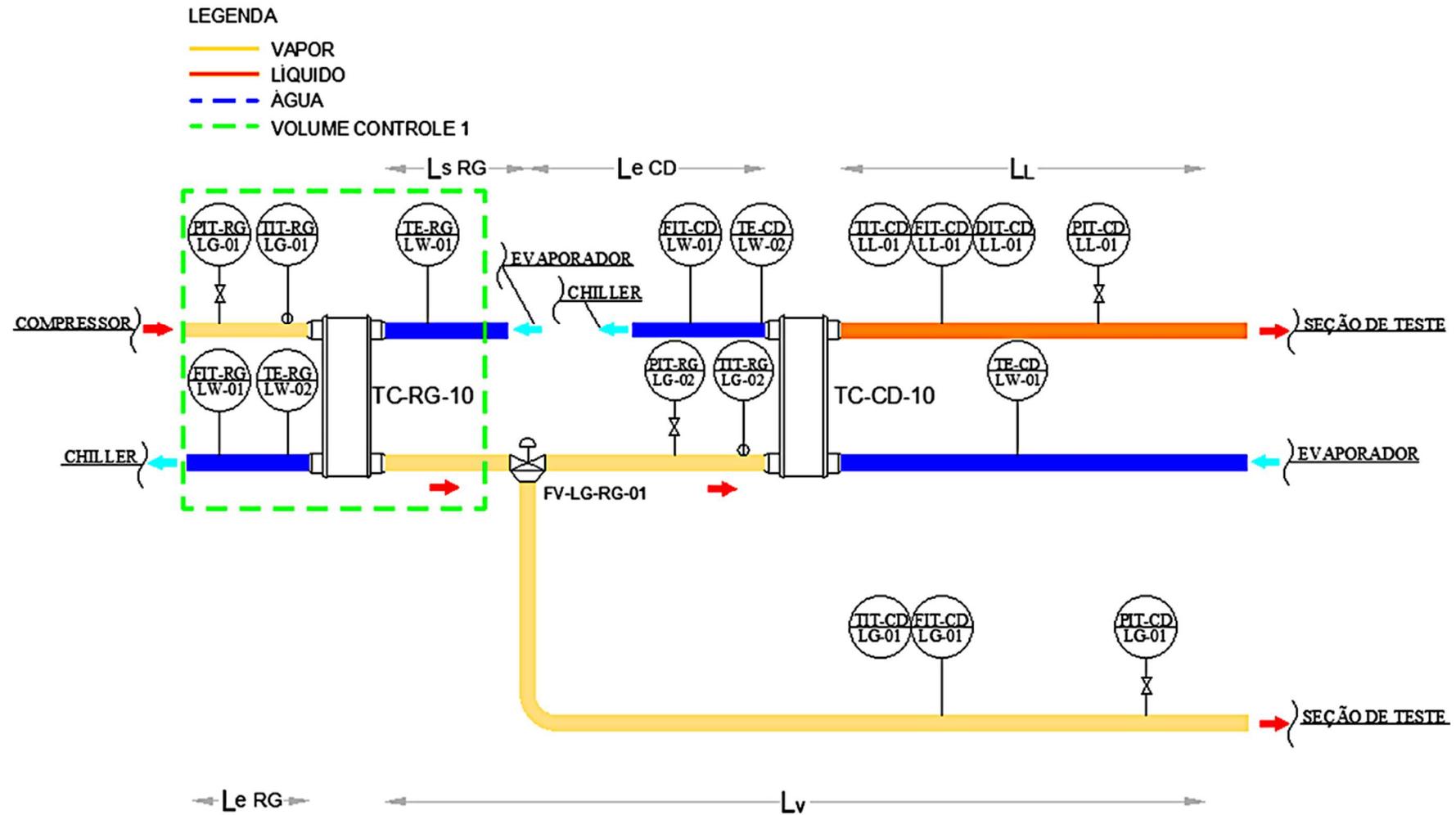


Figura 4.3 – Volume de Controle para o Resfriador de Gás.

A partir do balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 4.3, a entalpia do vapor pode ser determinada pela Eq. (4.8):

$$h^{eCD} = h^{eRG} - \frac{\dot{q}^{RG} \Delta T^{RG} (\rho c_p)_{H20} + \dot{Q}_{VC1}}{\dot{m}_{R410A}}, \quad (4.8)$$

na qual \dot{m}_{R410A} é a soma das vazões mássicas medidas nos Coriolis instalados na linha de líquido (FIT-CD-LL-01) e de vapor (FIT-CD-LG-01), respectivamente; h^{eRG} é a entalpia na entrada do resfriador de gás, obtida de tabelas termodinâmicas a partir das leituras de pressão (PIT-RG-LG-01) e temperatura (TIT-RG-LG-01); \dot{q}^{RG} é a vazão de água obtida no medidor eletromagnético instalado na entrada do resfriado de gás (FIT-RG-LW-01); ΔT^{RG} é a diferença de temperatura medida entre a saída e entrada da água no resfriador de gás (TDIT-RG-LW-01); ρ e c_p são a massa específica (998 kg/m³) e o calor específico (4,18 kJ/kg/K) da água, respectivamente; h^{eCD} é a entalpia calculada na entrada do condensador; \dot{Q}_{VC1} é a quantidade de calor trocada entre o fluido R410A e o meio ambiente por convecção, tanto ao longo da tubulação quanto nas paredes externas do trocador de calor (Apêndice A). Os comprimentos L^{eCD} , L^L e L^V serão explicados na seção 4.1.2.2.

4.1.2.2 Entalpia de Vapor na Saída do Coriolis

Para a determinação da entalpia do vapor foi utilizado um volume de controle englobando o resfriador de gás, o condensador e respectiva linha de líquido e a linha de vapor após a válvula de três vias do circuito de alta temperatura. A Figura 4.4 mostra uma representação esquemática do volume de controle adotado. Na Figura 4.4, os instrumentos utilizados são representados por TAGs e o índice numérico 01 e 02 representam a entrada e a saída do trocador de calor, respectivamente. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D. A linha onde a condição do vapor é avaliada é representada na figura pelo TAG LG-01. Nesse ponto é medida a vazão mássica, a temperatura e a pressão, representadas pelos TAGs FIT-CD-LG-01, TIT-CD-LG-01 e PIT-CD-LG-01, respectivamente. Os comprimentos de tubos utilizados para a determinação da transferência de calor por convecção são representados por: L^{eRG} , distância entre os medidores de temperatura e pressão e a entrada do resfriador de gás; L^{sRG} , distância

entre a saída do resfriador de gás e a válvula de três vias; L^{eCD} , distância entre a válvula de três vias e a entrada do condensador; L^L , comprimento da linha de líquido desde a saída do condensador até a entrada da seção de testes; L^V , comprimento da linha de vapor deste a válvula de três vias até a entrada as seção de testes. O final da linha de vapor e líquido foi considerado como sendo o ponto de instalação do sensor de pressão. Esses comprimentos são utilizados na modelagem da quantidade de calor trocada com o meio ambiente (apêndice A).

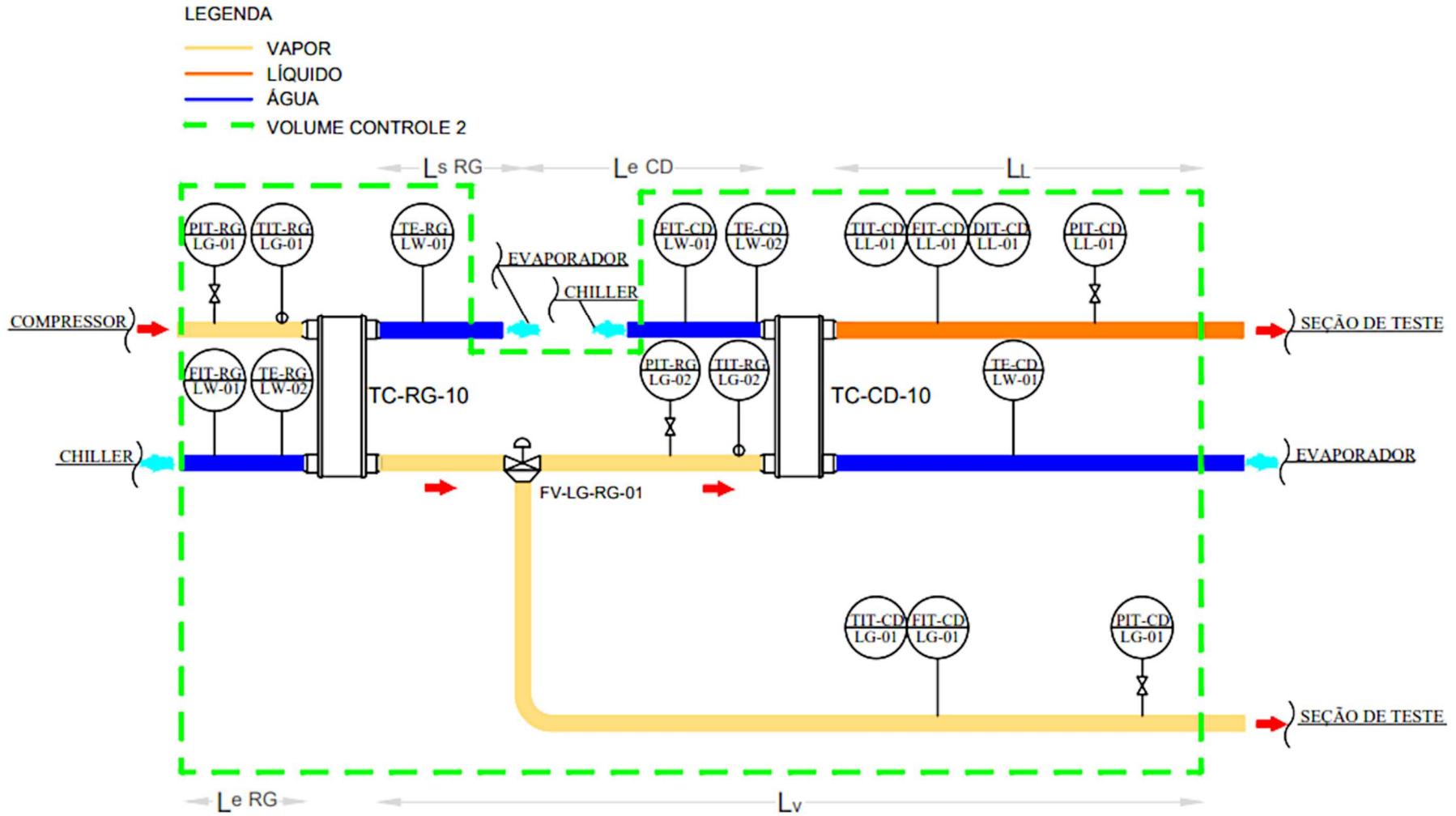


Figura 4.4 – Volume de Controle para a Linha de Líquido e Vapor.

A partir do balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 4.4, a entalpia do vapor pode ser determinada pela Eq. (4.9):

$$h_v^{sFIT} = \left\{ \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v} \right) + 1 \right\} h^{eRG} - \frac{\left(\dot{q}^{RG} \Delta T^{RG} + \dot{q}^{CD} \Delta T^{CD} \right) (\rho c_p)_{H20} + \dot{m}_l h_l^{sFIT} + \dot{Q}_{VC2}}{\dot{m}_v}, \quad (4.9)$$

na qual \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões mássica medidas nos Coriolis instalados na linha de líquido (FIT-CD-LL-01) e de vapor (FIT-CD-LG-01), respectivamente; h^{eRG} é a entalpia na entrada do resfriador de gás, obtida de tabelas termodinâmicas a partir das leituras de pressão (PIT-RG-LG-01) e temperatura (TIT-RG-LG-01); \dot{q}^{RG} e \dot{q}^{CD} são as vazões de água obtidas nos medidores eletromagnéticos instalados na entrada do resfriado de gás (FIT-RG-LW-01) e do condensador (FIT-CD-LW-01), respectivamente; ΔT^{RG} e ΔT^{CD} são a diferença de temperatura medida entre a saída e entrada da água no resfriador de gás (TDIT-RG-LW-01) e no condensador (TDIT-CD-LW-01), respectivamente; ρ e c_p são a massa específica (998 kg/m³) e o calor específico (4,18 kJ/kg/K) da água, respectivamente; h_l^{sFIT} é a entalpia calculada na linha de líquido, conforme é mostrado na seção 4.1.2.3; \dot{Q}_{VC2} é a quantidade de calor trocada entre o fluido R410A e o meio ambiente por convecção, tanto ao longo da tubulação quanto nas paredes externas do trocador de calor (Apêndice A).

4.1.2.3 Entalpia de Líquido na Saída do Coriolis

A entalpia do líquido é obtida a partir de um volume de controle que engloba o condensador e a linha de líquido, conforme mostra a Figura 4.5. Também nessa figura os instrumentos são representados por seus TAGs. O ponto onde a condição do líquido é avaliada é representada na figura pelo TAG LL-01. Nesse ponto são medidas a vazão mássica, temperatura e pressão, representadas pelos TAGs FIT-CD-LL-01, TIT-CD-LL-01 e PIT-CD-LL-01, respectivamente. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D. Além da pressão, também é medida, nesse ponto, a massa específica, representada pela TAG DIT-CD-LL-01. Os comprimentos utilizados para estimar troca de calor convectiva com o meio foi o referente à distância entre o condensador e o medidor de pressão PIT-CD-LL-01, representado por LL na figura.

A partir do balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 4.5, pode-se escrever a entalpia do líquido por meio da Eq. (4.10):

$$h_1^{\text{FIT}} = h^{e\text{CD}} - \frac{\dot{q}^{\text{CD}} \Delta T^{\text{CD}} (\rho c_p)_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{Q}_{\text{VC3}}}{\dot{m}_1}, \quad (4.10)$$

na qual \dot{m}_1 é a vazão mássica medida no Coriolis instalado na linha de líquido (FIT-CD-LL-01); $h^{e\text{CD}}$ é a entalpia na entrada do condensador; \dot{q}^{CD} é a vazão de água obtida no medidor eletromagnético instalado na entrada do condensador (FIT-CD-LW-01); ΔT^{CD} é a diferença de temperatura medida entre a saída e entrada da água no condensador (TDIT-CD-LW-01); \dot{Q}_{VC3} é a quantidade de calor trocada entre o fluido R410A e o meio ambiente por convecção, tanto ao longo da tubulação quanto nas paredes externas do trocador de calor (Apêndice A).

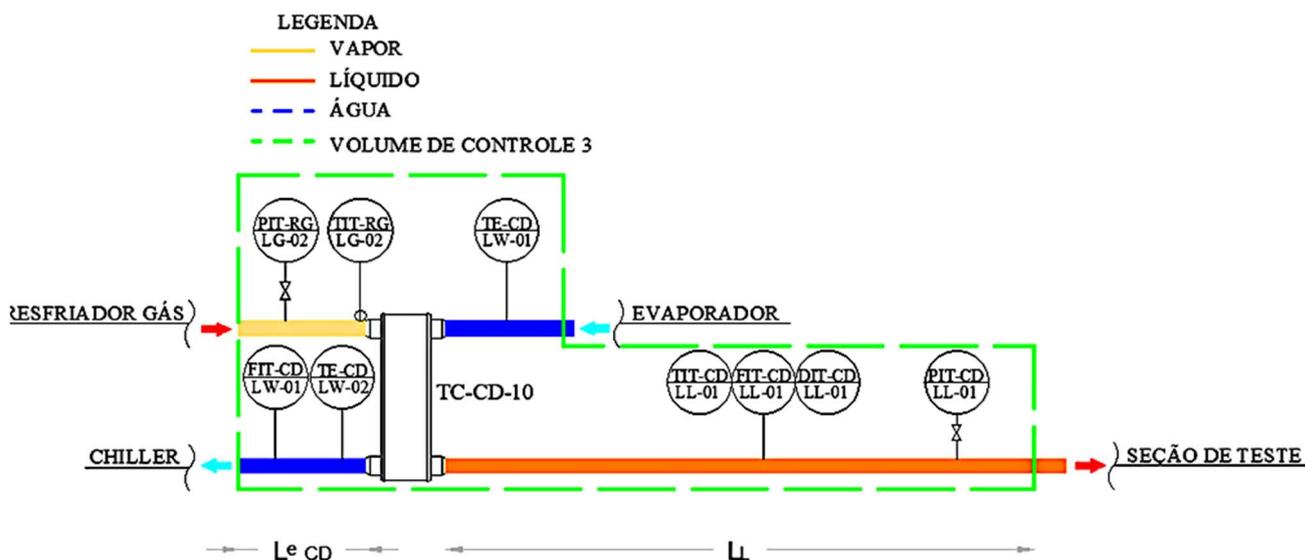


Figura 4.5 – Volume de Controle para a Linha de Líquido

4.1.2.3 Razão de densidades

Para a definição da razão de densidades na seção de medição é necessário verificar como o comportamento as cargas térmicas no condensador. A Figura 4.6 mostra os volumes

de controle tanto para o lado do refrigerante R410A quanto para o lado da água em um trocador de calor:

LEGENDA

— — — — — Volume de Controle - Lado R410A

— — — — — Volume de Controle - Lado Água

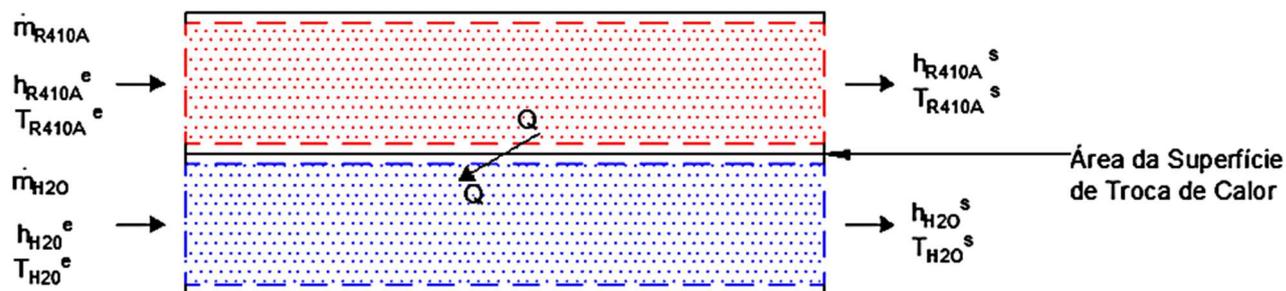


Figura 4.6 – Volumes de controle dos lados R410A e de água num trocador de calor.

Fonte: Incropera e Witt (1992),

na qual \dot{m}_{R410A} é a vazão mássica de R410A; h_{R410A}^e e T_{R410A}^e são a entalpia e temperatura do R410A na entrada do trocador de calor, respectivamente; h_{R410A}^s e T_{R410A}^s são a entalpia e temperatura do R410A na saída do trocador de calor, respectivamente; \dot{m}_{H2O} é a vazão mássica de água; h_{H2O}^e e T_{H2O}^e são a entalpia e temperatura da água na entrada do trocador de calor, respectivamente; h_{H2O}^s e T_{H2O}^s são a entalpia e temperatura da água na saída do trocador de calor, respectivamente; \dot{Q} é a quantidade de calor trocada entre o fluido refrigerante R410A e a água.

Um balanço de energia para cada um dos volumes de controle da Figura 4.6 permite calcular a carga térmica no trocador tanto pelo lado do R410A quanto pelo lado água (Incropera e Witt, 1992). As Eqs. (4.11) e (4.12) mostram esses balanços, respectivamente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{R410A} (h^e - h^s), \quad (4.11)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H2O} (h^s - h^e)_{H2O}. \quad (4.12)$$

A Eq. (4.12) do lado da água pode ser reescrita, assumindo calor específico constante para a água (Eq. 4.13):

$$\dot{Q} = \left(\rho \dot{q} c_p \right)_{H_2O} \Delta T, \quad (4.13)$$

na qual ρ é a massa específica da água (998 kg/m^3); \dot{q} é a vazão volumétrica de água; c_p é o calor específico da água ($4,18 \text{ kJ/kg K}$); ΔT é a diferença de temperatura medida entre a saída e entrada da água.

Para o condensador, observando-se a Figura 4.6 e Eq. (4.11), a carga térmica depende da vazão de líquido que circula no condensador e da diferença de entalpia entre entrada e saída. A diferença de entalpia entre entrada e saída do R410A no condensador é analisada por meio de um diagrama P-xh (pressão x entalpia) da Figura 4.7. A diferença de entalpia depende da temperatura de condensação escolhida que, por sua vez, irá definir a razão de densidades:

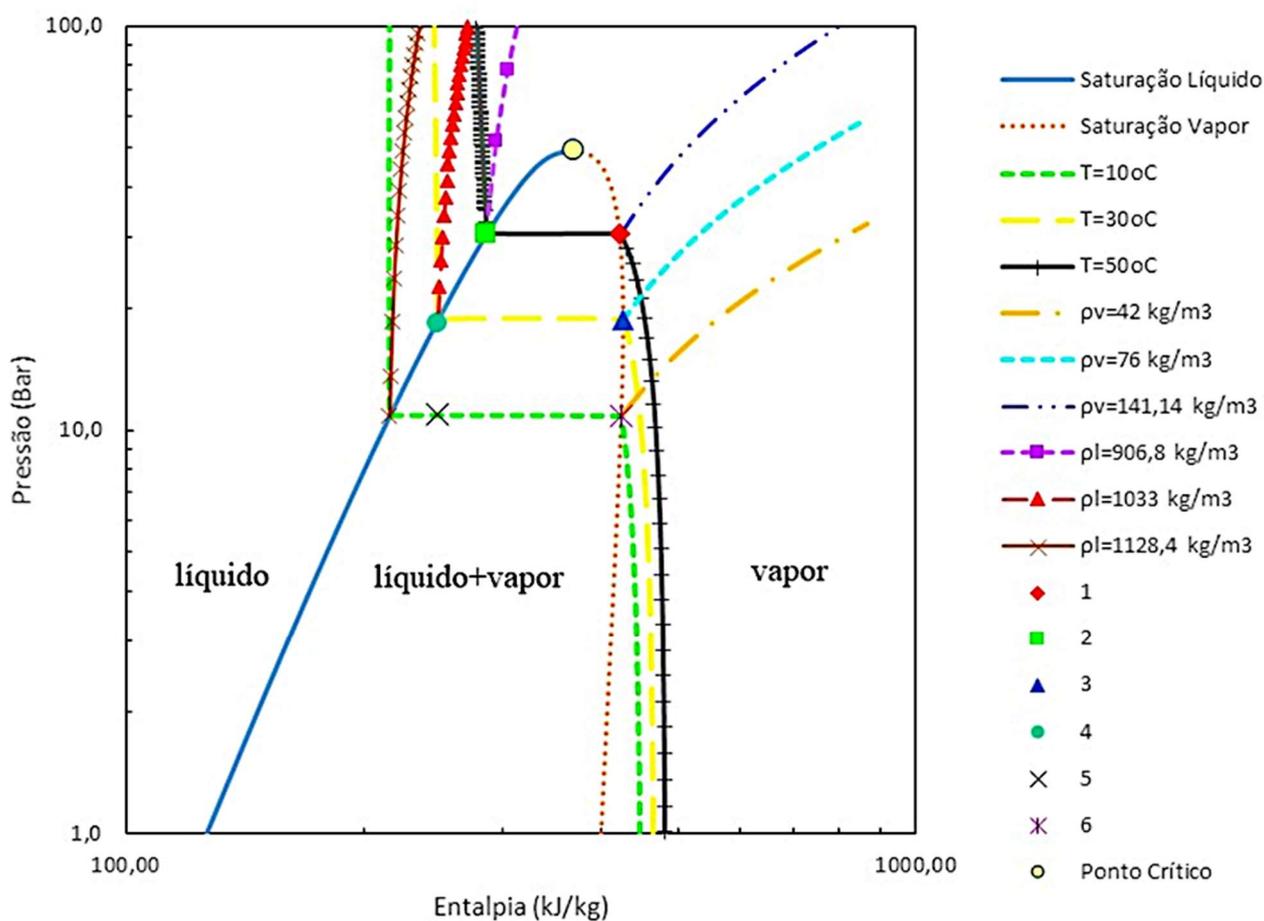


Figura 4.7 – Diagrama P-xh do R410A,

A Figura 4.7 mostra o diagrama P-xh do R410A para três isotermas (10°C, 30°C e 50°C) que são utilizadas como exemplo. Nessa figura também são mostradas as linhas com massas específicas constantes de vapor (42, 76 e 141,14 kg/m³) e de líquido (1128,4, 1033, 906,8 kg/m³) para cada uma das três temperaturas, respectivamente. Nesse exemplo, os patamares de pressão constante (região de líquido+vapor) para as temperaturas de 30°C e 50°C representam temperaturas de condensação e o de 10°C irá representar a temperatura de evaporação.

Para uma temperatura de condensação de 30°C, por exemplo, os pontos 3 e 4 da figura correspondem à entrada e saída do condensador, respectivamente; para esses pontos, as massas específicas de vapor e líquido são 76 kg/m³ e 1033 kg/m³, respectivamente e razão de densidade ρ_l/ρ_v 13,6. Para uma temperatura de condensação de 50°C, os pontos 1 e 2 da figura correspondem à entrada e saída do condensador, respectivamente; para esses pontos, as massas específicas de vapor e líquido são 141,14 kg/m³ e 906,8 kg/m³, respectivamente e razão de densidade ρ_l/ρ_v 6,42. Para os pares de pontos 1 e 2 e 3 e 4 têm-se diferentes valores de entalpia de entrada e saída do condensador que irão definir a carga térmica do mesmo; quanto maior a diferença de entalpia entre entrada e saída do condensador (distância entre os pontos 3 e 4, por exemplo), maior será a carga térmica do condensador, menor será a temperatura de condensação e maior será a razão de densidade.

Uma vez definida a carga térmica no condensador, essa carga deverá ser atendida por meio da circulação de uma vazão volumétrica de água q^{CD} e uma diferença de temperatura entre entrada e saída da água ΔT^{CD} . Para esse trabalho, a temperatura de entrada da água no condensador depende da troca térmica que ocorre no evaporador, visto que parte da água fria vinda do evaporador é direcionada ao condensador.

De maneira análoga ao condensador, a carga térmica do evaporador depende da diferença de entalpia entre entrada e saída conforme a Eq. (4.11); essa diferença de entalpia para o evaporador corresponde, por exemplo, aos valores lidos entre os pontos 5 e 6 da Figura 4.7. Uma vez definida a carga térmica do evaporador (Eq. 4.11), essa carga deverá ser atendida por meio da circulação de uma vazão volumétrica de água \dot{q}^{EV} e uma diferença de temperatura entre entrada e saída da água ΔT^{EV} . Como a temperatura de entrada da água no evaporador é constante e igual a 20°C, fornecida pelo Chiller, a temperatura de saída da água do evaporador irá depender somente da vazão volumétrica \dot{q}^{EV} .

Nos testes bifásicos com líquido-vapor, foram escolhidas temperaturas de evaporação de 3,4°C a 8,9°C por dois motivos: o primeiro para se obter temperaturas de saída da água do evaporador maiores que 0 °C, evitando congelamento da mesma. A temperatura de saída

da água é lida no TIT-EV-LW-01. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D. O segundo motivo para escolha dessa faixa de temperatura no evaporador foi operar dentro do envelope operacional do compressor da Figura 3.5 (abaixo de 10°C).

A carga térmica do resfriador de gás foi definida a partir da temperatura de condensação a ser atingida. Essa temperatura é lida na saída do resfriador de gás por meio do TIT-RG-LG-02. Para se atingir a temperatura de condensação escolhida, regula-se a vazão de água fria do evaporador por meio da válvula de três vias FV-RG-LW-01. A carga térmica do condensador foi definida a partir da temperatura de condensação a ser atingida. Essa temperatura é lida na saída do condensador por meio do TIT-CD-LL-01. Para se atingir a temperatura de condensação escolhida, regula-se a vazão de água fria do condensador por meio da válvula de três vias FV-CD-LW-01. Foram atingidas temperaturas de condensação de 27,2 °C e 38,2 °C, de forma a operar dentro do envelope operacional do compressor e se obter escoamento isentálpico desde a entrada da seção de teste até a seção de medição como será explicado mais à frente. Os testes foram realizados desde baixas pressões obtidas durante a operação (18 bara) até as maiores pressões (23 bara), sempre observando as condições de contorno: temperaturas de evaporação e condensação dentro do envelope operacional do compressor, temperatura de saída do água do evaporador maiores que 0°C, líquido sub-resfriado ou saturado na entrada da seção de teste, vapor superaquecido ou saturado na entrada da seção de teste, escoamento isentálpico da mistura líquido-vapor desde a entrada da seção de teste até a seção de medição e, por fim, líquido e vapor saturado na seção de medição.

Ao final, o procedimento para se obter diferentes razões de densidade na seção de medição foram:

1. Regular a temperatura de evaporação de forma a se obter temperaturas de saída da água do evaporador acima de 0°C e do R410A entre 3 °C e 9°C;
2. Regular, simultaneamente, as vazões de água do resfriador de gás e do condensador de forma a obter uma condição estável para uma temperatura de condensação entre 25 °C e 40 °C;
3. Verificar o subresfriamento e superaquecimento das correntes monofásicas de líquido e vapor na entrada da seção de teste, respectivamente;
4. Verificar, de forma preliminar por meio de tabelas termodinâmicas (a ser explicado a frente), se o escoamento é isentálpico entre a entrada da seção de teste e a seção de medição.

4.2 Testes Estáticos

Os testes estáticos foram realizados com dois objetivos: o principal era a obtenção a fração de vazio no escoamento bifásico; o segundo era de se validar a metodologia para determinação da massa específica na seção de medição. Em ambos os objetivos, as informações eram obtidas a partir da medida da temperatura, pressão absoluta e diferencial na seção de medição. Essas medidas foram realizadas pelos instrumentos TIT-TS-TP-01, PIT-TS-TP-01 e PDIT-TS-TP-01. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D. A fração de vazio nessa tese foi determinada utilizando-se válvulas de fechamento rápido. Nessa técnica, uma amostra do escoamento bifásico é aprisionada entre duas válvulas como pode ser observado na Figura 4.8. A fração de vazio para uma tubulação de seção transversal constante pode então ser determinada pela Eq. (4.14):

$$\alpha = \frac{H_v}{H_T}, \quad (4.14)$$

na qual H_v e H_T são a altura da coluna de vapor formada após o acionamento das válvulas e a distância entre as válvulas de fechamento rápido, respectivamente.

Como nesse método é necessário se determinar a altura da coluna de vapor, não é possível obter essa medição de forma visual e direta, uma vez que a tubulação é de aço. Para ser aplicado esse método, a fração de vazio tem que ser determinada a partir da medida da diferença de pressão entre dois pontos. Como as tomadas de pressão não estão posicionadas nas faces das válvulas, mas sim deslocadas da face por uma distância y , a fração de vazio pode ser determinada pela Eq. (4.15):

$$\alpha = \frac{H_T - (H_L + y)}{H_T}, \quad (4.15)$$

na qual H_L e y são, respectivamente, a distância entre interface do líquido e a tomada de pressão e a tomada de pressão até a face da válvula, conforme mostrado na Figura 4.8.

Como consequência para esse método, não é possível abranger toda a faixa (0 a 1) de fração de vazio. Com as dimensões mostradas, a faixa de medição da fração de vazio é de

0,098 a 0,9. Utilizando-se a medida de pressão diferencial, mostra-se facilmente que a altura do líquido está correlacionada com a diferença de pressão lida na seção de medição por meio da Eq. (4.16):

$$H_1 = \frac{\Delta P}{g(\rho_l - \rho_v)} + \frac{\rho_{sil} - \rho_v}{\rho_l - \rho_v} H_p, \quad (4.16)$$

sendo: ΔP a diferença de pressão lida no medidor PDIT-TS-TP-01; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; ρ_{sil} , ρ_l e ρ_v são, respectivamente, a massa específica do fluido manométrico do *tubing* (934 kg/m³), do líquido e do vapor aprisionados entre as válvulas; g é a aceleração da gravidade ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

O procedimento para a determinação da massa específica do líquido e do vapor é apresentada em detalhes na seção 4.4. O outro objetivo dos testes estáticos foi validar a metodologia de determinação da massa específica. Para tanto, ajustou-se o sistema para que fosse injetado na seção de teste somente líquido subresfriado. Em seguida, regulava-se a transferência de calor no condensador de tal forma que a temperatura de subresfriamento fosse maior que 1°C em LL-01. Uma vez escoando líquido subresfriado pela seção de teste, fechava-se as válvulas e realizava-se a leitura da pressão diferencial. A leitura de pressão no PDIT-TS-TP-01 está correlacionada com a massa específica entre as tomadas de pressão pela Eq. (4.17):

$$\Delta P = \int_0^{H_p} \rho_l \cdot g \cdot dh, \quad (4.17)$$

sendo ρ_l a massa específica do líquido ao longo da distância H_p . Como a variação de pressão e temperatura desde a injeção na seção de teste até o final da mesma era pequena, assumia-se que a massa específica constante ao longo da seção de medição, sendo a mesma determinada pela (Eq. 4.18):

$$\rho_l = \frac{\Delta P}{g \cdot H_p} + \rho_{sil}. \quad (4.18)$$

Os valores calculados pela Eq. (4.18) são comparados com aqueles previstos pela metodologia da seção 4.4.

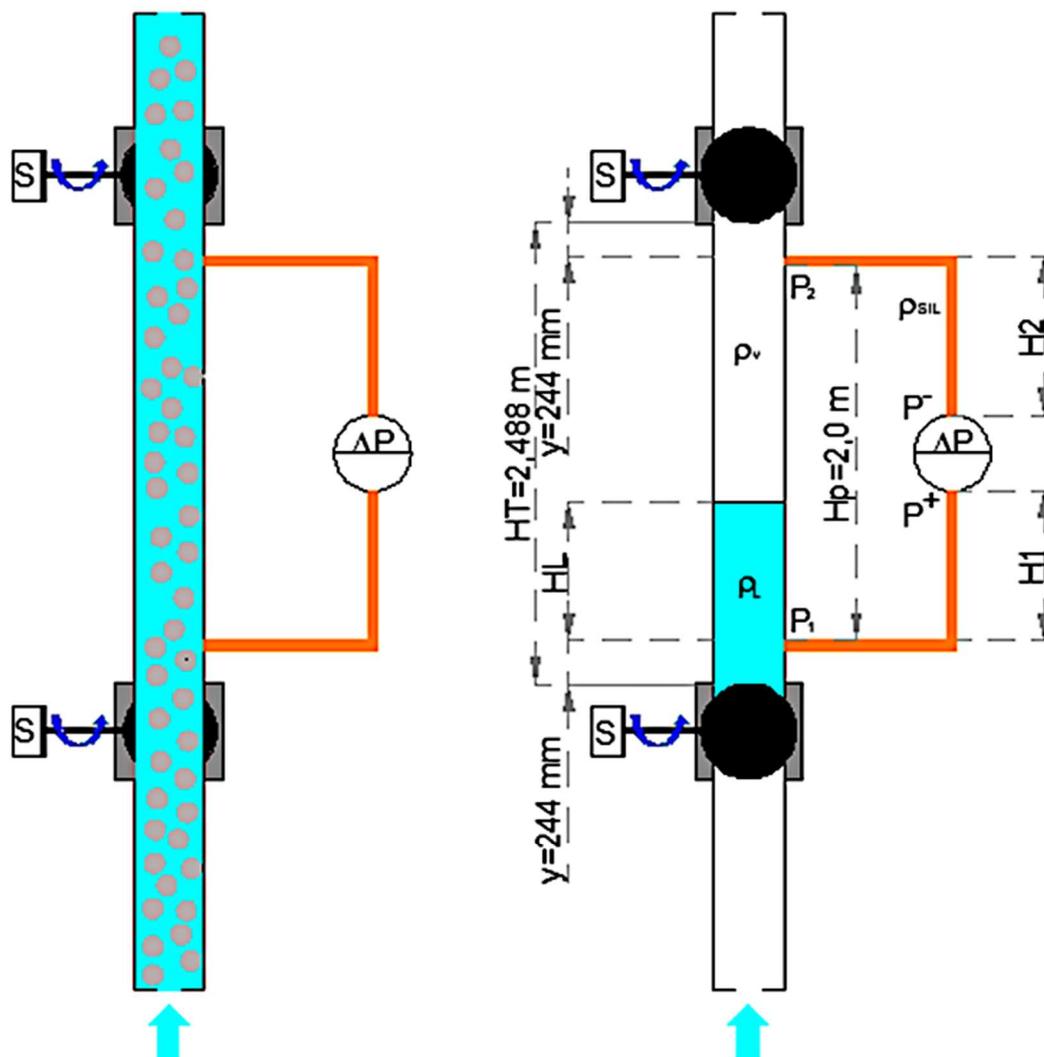


Figura 4.8 – Desenho esquemático do método de válvulas de fechamento rápido.

4.3 Testes Dinâmicos

Os testes dinâmicos tinham o objetivo de determinar a perda de pressão por atrito. Foram realizados testes com escoamentos monofásicos de líquido e vapor e com a mistura bifásica. Os testes monofásicos tinham o objetivo de validar o procedimento adotado bem como as leituras dos instrumentos antes de se realizar os testes bifásicos. A seguir serão

apresentados como foram realizados os respectivos testes. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D.

4.3.1 Testes Dinâmicos Monofásicos

O objetivo dos testes monofásicos com líquido e vapor foi validar os procedimentos experimentais. Para a realização dos experimentos monofásicos com líquido, foi necessário regular a transferência de calor no condensador de tal forma que a temperatura de subresfriamento em LL-01 fosse superior a 1°C. Para os testes com vapor, a transferência de calor no resfriador de gás foi ajustada de forma que a temperatura de superaquecimento em LG-01 fosse superior a 1°C. Essas condições também foram verificadas na seção de medição monitorando-se a pressão absoluta (PIT-TS-TP-01) e temperatura (TIT-TS-TP-01).

Na seção de medição com escoamento, a perda de pressão devido ao atrito é correlacionada com a diferença de pressão medida no transmissor de pressão diferencial na seção de medição pela Eq. (4.19):

$$\Delta P_{\text{atrito}} = \Delta P - (\rho^{\text{ST}} - \rho_{\text{sil}})gH_p, \quad (4.19)$$

na qual: ΔP é a diferença de pressão medida no transmissor de pressão PDIT-TS-TP-01; ρ_{sil} , ρ^{ST} são a massa específica do fluido manométrico do *tubing* (934 kg/m³) e do fluido na seção de medição, respectivamente; H_p é a distância entre as tomadas de pressão.

O último termo na Eq. (4.19) representa a carga hidrostática entre as tomadas de pressão. Esse termo é determinado diretamente pela leitura do medidor diferencial de pressão PDIT-TS-TP-01 quando da condição de um teste estático, acionando-se as válvulas de fechamento rápido. Esse procedimento minimiza os erros e foi adotado em todos os testes dinâmicos.

A perda de pressão por atrito é correlacionada com o fator de atrito de Darcy-Weisbach (Eq. 4.20):

$$f = \rho^{ST} \frac{\Delta P_{\text{atrito}} \pi^2 D^5}{8 \left(\frac{\dot{m}^{ST}}{m} \right)^2 H_p}, \quad (4.20)$$

com \dot{m}^{ST} e D sendo a vazão mássica que passa na seção de teste, determinada diretamente das medidas nos Coriolis, e o diâmetro interno da seção de teste ($D = 26,64$ mm), respectivamente.

Visando validar o procedimento, os valores do fator de atrito calculados para o escoamento monofásico foram comparados com a correlação Colebrook (1939) que foi resolvida de forma iterativa, sendo conhecido que essa equação apresenta resultados precisos nessas circunstâncias. Os fatores de atrito monofásico tanto para o líquido quanto para o vapor, foram determinados utilizando-se um mecanismo preditor-corretor até que o desvio absoluto fosse menor que 10×10^{-15} . A equação de Colebrook (1939) é escrita como (Eq. 4.21):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \text{Log}_{10} \left[\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right], \quad (4.21)$$

sendo e a rugosidade do duto ($e = 0,055$ mm) e Re o número de Reynolds do escoamento na seção de medição, definido pela Eq. 4.22:

$$\text{Re} = \frac{4 \dot{m}_l^{ST}}{\pi D \mu}, \quad (4.22)$$

com μ sendo a viscosidade absoluta do fluido escoando na seção de medição. Para os testes monofásicos, a viscosidade absoluta é determinada a partir de tabelas termodinâmicas com as leituras de pressão absoluta (PIT-TS-TP-01) e temperatura (TIT-TS-TP-01), medidas na seção de medição.

Para cada teste monofásico realizado, o fator de atrito foi determinado utilizando-se um mecanismo preditor-corretor até que o desvio relativo absoluto fosse menor que 1×10^{-14} .

4.3.2 Testes Dinâmicos Bifásicos

Os testes bifásicos foram realizados com a mistura líquido e vapor escoando pela seção de teste em diferentes razões de densidade. Nesses testes, as temperaturas de subresfriamento (em módulo) foram maiores que 1°C; as temperaturas de superaquecimento foram menores que 1°C. Nessa condição, a transferência de calor entre as fases era muito pequena, assim como a transferência de calor para o meio. Desta forma, assumiu-se que o escoamento era isentálpico desde sua mistura, sendo possível determinar as massas específicas ao longo da seção de medição. Maiores detalhes desse procedimento são mostrados na seção 4.4. Os testes bifásicos foram realizados com o objetivo de determinar a relação de *drift* e perda de pressão por atrito bifásico. Os resultados experimentais foram comparados com modelos propostos na literatura. Os modelos usados para comparação são mostrados na seção 2.2.

4.3.2.1 Relação de Drift

A relação de *drift* foi originalmente proposta por Zuber e Findlay (1965) tendo a formulação mostrada pela Eq. (2.23):

$$\frac{j_v}{\alpha} = C_0 j + V_0, \quad (2.83)$$

na qual j_v e j são a velocidade superficial do vapor e da mistura, respectivamente; α é a fração de vazio, determinada no teste estático com a válvula de fechamento rápido como mostrado na seção 4.2; C_0 e V_0 são o parâmetro de distribuição e a velocidade de *drift*, respectivamente.

A Eq. (2.23) mostra uma relação linear entre a razão da velocidade superficial de vapor e fração de vazio com a velocidade de mistura. Medindo-se essas grandezas, é possível determinar o parâmetro de distribuição e a velocidade de *drift* por meio de uma regressão linear. A velocidade de mistura é determinada utilizando-se os medidores Coriolis e por meio das Eqs. (4.23) a (4.25):

$$j = j_l + j_v, \quad (4.23)$$

$$j_l = (1 - x_m) \frac{\dot{m}}{\rho_l A}, \quad (4.24)$$

$$j_v = x_m \frac{\dot{m}}{\rho_v A}. \quad (4.25)$$

Nas Eqs. (4.23) a (4.25): j_l e j_v são a velocidades superficial do líquido e do vapor, respectivamente; x_m é o título mássico calculado dado pela Eq. (4.26):

$$x_m = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}; \quad (4.26)$$

\dot{m} , ρ e A são a vazão mássica total, massa específica do fluido e área da seção transversal, respectivamente; o subscrito l e v se referem à fase líquida e de vapor, respectivamente. A vazão mássica total é calculada pela Eq. (4.27):

$$\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_v, \quad (4.27)$$

com \dot{m}_v e \dot{m}_l sendo a vazão mássica de vapor e de líquido medidos no Coriolis FIT-CD-LG-01 e no Coriolis FIT-CD-LL-01, respectivamente.

4.3.3.2 Atrito Bifásico

A perda de pressão por atrito no escoamento bifásico foi medida por meio da metodologia validada para o escoamento monofásico, exposta na seção 4.3.1 e descrita pela Eq. (4.19). A diferença fundamental está na determinação da massa específica na seção de medição. Nos testes monofásicos, a massa específica era do líquido ou vapor. Nos testes bifásicos, a massa específica na seção de medição era a referente à mistura do líquido e vapor e foi determinada pela Eq. (4.28):

$$\rho^{ST} = \rho_j = (1 - \alpha) \rho_l + \alpha \rho_g, \quad (4.28)$$

sendo ρ^{ST} , ρ_j , ρ_l e ρ_v a massa específica na seção de medição, da mistura, do líquido e do vapor, respectivamente.

A determinação da massa específica do líquido e do vapor é apresentada na seção 4.4. Assim, a perda de pressão por atrito pode ser determinada pela Eq. (4.29):

$$\Delta P_{\text{atrito}} = \Delta P - (\rho_j - \rho_{\text{sil}})gH_p, \quad (4.29)$$

com ΔP sendo medido pelo transmissor de pressão diferencial PDIT-TS-TP-01 durante o teste dinâmico e $(\rho_j - \rho_{\text{sil}})gH_p$ sendo medido pelo mesmo medidor de pressão durante o teste estático.

Ao final, um único procedimento foi adotado para se determinar o atrito bifásico e a fração de vazio. O procedimento adotado foi:

1. Adquiria-se o sinal de pressão no transmissor PDIT-TS-TP-01 por um período de 2 minutos para se determinar ΔP para o cálculo da perda por atrito;
2. Acionava-se a válvulas de fechamento rápido e a fração de vazio era medida conforme apresentado na seção 4.2, com as Eqs. (4.14) a (4.16).
3. A parcela hidrostática $(\rho_j - \rho_{\text{sil}})gH_p$ era determinada; a diferença entre essa parcela e o sinal adquirido da etapa 1 resultava na perda de pressão por atrito (Eq. 4.29).

4.4 Determinação das massas específicas de líquido e vapor

A condição para a realização dos testes bifásicos foi a injeção de vapor e líquido na seção de testes em condições específicas e variando-se a razão de densidade. Para vapor, a condição foi de que a temperatura de superaquecimento fosse inferior a 1°C e a entalpia calculada na entrada do vapor na seção de teste fosse próxima à do vapor saturado. A temperatura de superaquecimento e a entalpia do vapor foi determinada conforme procedimento da seção 4.1.1 e 4.1.2.2, respectivamente. A condição de líquido foi determinada de forma similar, mas utilizando a temperatura de subresfriamento e a entalpia sendo próxima da do líquido saturado na entrada de testes. A seção 4.1.1 e 4.1.2.3 mostra como é calculada a temperatura de subresfriamento e a entalpia do líquido, respectivamente. Nas condições de subresfriamento e superaquecimento estipulado, a energia livre de Gibbs

da fase líquida e vapor são muito próximas, indicando que o sistema se encontra em equilíbrio local. Assim, não haverá transferência de calor entre as fases. Os estudos de transferência de calor mostraram que a transferência de calor por convecção é muito pequena, assim o escoamento bifásico no aparato experimental proposto pode ser considerado isentálpico desde sua mistura até a seção de medição.

Nas condições destacadas acima, a entalpia da mistura na entrada da seção de teste é determinada pela Eq. 4.30:

$$h_j = h_l + (h_v - h_l) x_h, \quad (4.30)$$

na qual: h é a entalpia, com o subscrito j , l e v se referindo a mistura, líquido e vapor, respectivamente; x_h é a o título entálpico.

A entalpia do vapor e do líquido foram calculadas de acordo com a metodologia apresentada na seção 4.1.2.2 e 4.1.2.3, respectivamente. A análise para determinar o escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e a seção de medição foi realizada de forma iterativa, assumindo que o título entálpico fosse igual ao título mássico na entrada da seção de teste como estimativa inicial. Para líquido e vapor em equilíbrio local, o título entálpico é idêntico ao mássico que pode ser determinado pela Eq. 4.31:

$$x_h = x_m = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}, \quad (4.31)$$

com \dot{m}_v e \dot{m} sendo a vazão mássica de vapor e total, respectivamente. A vazão mássica de vapor foi medida no Coriolis FIT-CD-LG-01 e a total é a soma dessa medida com a medida no Coriolis FIT-CD-LL-01. A lista completa do TAG's e a respectiva localização de cada um deles podem ser encontradas no Apêndice D.

Para a linha de líquido na entrada da seção de teste, os valores da entalpia calculada via balanço de energia (seção 4.1.2.3) foram comparados com os valores de entalpia obtidos via tabelas termodinâmicas por meio das Eqs. (4.32) a (4.34):

$$h_l = f(P_l, T_l) \text{ se } \Delta T_{\text{sub}} > 1, \quad (4.32)$$

ou

$$h_l = f(P_l, \rho_l) \text{ se } \Delta T_{\text{sub}} > 1, \quad (4.33)$$

$$h_l = f(P_1, x = 0) \text{ se } \Delta T_{\text{sub}} \leq 1, \quad (4.34)$$

na qual h é a entalpia; o subscrito l se refere ao líquido; P é a pressão lida na linha de vapor e lida no transdutor de pressão PIT-CD-LL-01; T é a temperatura lida a partir do transdutor de temperatura TIT-CD-LL-01; ρ é a massa específica lida a partir do transdutor de temperatura DIT-CD-LL-01; ΔT_{sub} é a temperatura de subresfriamento obtido pela Eq. (4.3); x é o título. Os dois últimos TAGs são lidos diretamente do medidos Coriolis FIT-CD-LL-01 e o primeiro foi lido a partir do transmissor de pressão instalado a jusante desse Coriolis.

Uma vez obtida entalpia do líquido calculada via balanço de energia na entrada da seção de teste, a massa específica do líquido foi determinada utilizando tabelas termodinâmicas e a o valor lido de pressão por meio da Eq. (4.35):

$$\rho_l = f(P_1, h_l^{\text{FIT}}) \quad (4.35)$$

sendo P_1 a pressão na linha de líquido e medida pelo transdutor de pressão PIT-CD-LL-01; h_l^{FIT} é a entalpia de líquido calculada via balanço de energia da seção 4.1.2.3. O valor de massa específica de líquido da Eq. (4.35) foi comparado com o valor lido no Coriolis (DIT-CD-LL-01), uma vez que esse medidor também é capaz de efetuar medidas de massa específica de líquido com exatidão de $\pm 10 \text{ kg/m}^3$. Com os valores lidos no Coriolis de líquido e da massa específica da Eq. 4.35, a velocidade superficial de líquido na entrada da seção de teste pôde ser determinada pela Eqs. (4.24).

Para a linha de vapor, foi adotado um procedimento similar com poucas diferenças. Uma primeira distinção diz respeito à condição do vapor: superaquecido ou saturado. As Eqs. (4.36) e (4.37) mostram os critérios adotados para o cálculo da entalpia via tabela termodinâmica para essas duas condições, respectivamente:

$$h_v = f(P_v, T_v) \text{ se } \Delta T_{\text{sup}} > 1, \quad (4.36)$$

$$h_v = f(P_v, x = 1) \text{ se } \Delta T_{\text{sup}} \leq 1, \quad (4.37)$$

na qual h é a entalpia; o subscrito v se refere ao vapor; P é a pressão lida na linha de vapor e no transdutor de pressão PIT-CD-LG-01; T é a temperatura lida a partir do transdutor de

temperatura TIT-CD-LG-01; ΔT_{sup} é a temperatura de superaquecimento obtido pela Eq. (4.2); x é o título.

Os valores de entalpia obtida via balanço de energia foram comparados com os valores obtidos via tabela termodinâmica das Eqs. (4.36) ou (4.37). Para a determinação da massa específica de vapor, foi adotado um procedimento que também leva em consideração a condição do vapor: superaquecido ou saturado. As Eqs. (4.38) e (4.39) mostram os critérios adotados para o cálculo da entalpia via tabela termodinâmica para essas duas condições, respectivamente:

$$\rho_v = f(P_v, T_v) \text{ se } \Delta T_{\text{sup}} > 1, \quad (4.38)$$

$$\rho_v = f(P_v, x = 1) \text{ se } \Delta T_{\text{sup}} \leq 1, \quad (4.39)$$

na qual ρ é a massa específica; o subscrito v se refere ao vapor. Os valores obtidos de massa específica do vapor obtidos via tabela termodinâmica das Eqs. (4.38) e (4.39) foram comparados com os valores obtidos pela Eq. (4.40):

$$\rho_v = f(P_v, h_v^{\text{SFIT}}) \quad (4.40)$$

sendo h_v^{SFIT} é a entalpia de vapor calculada via balanço de energia da seção 4.1.2.2.

O valor de massa específica de vapor da Eq. (4.40) foi comparado com os valores obtidos via tabelas termodinâmicas (Eqs. 4.38 e 4.39, se vapor superaquecido ou saturado, respectivamente). Com os valores lidos no Coriolis de vapor e da massa específica do vapor da Eq. 4.38 ou 4.39, a velocidade superficial de vapor na entrada da seção de teste pôde ser determinada pelas Eqs. (4.25).

Para a determinação da massa específica na seção de medição foi assumido que a entalpia da mistura nessa seção era a mesma da injeção. Além disso, assumiu-se que o escoamento ainda estava em equilíbrio local e, desta forma, o título entálpico é idêntico ao mássico. Assim, o título na sessão de medição pode ser determinado pela Eq. 4.41:

$$x_m^{\text{ST}} = x_h^{\text{ST}} = \frac{h_j - h_1^{\text{ST}}}{h_v^{\text{ST}} - h_1^{\text{ST}}} \quad (4.41)$$

na qual h_j , h_l^{ST} e h_v^{ST} são a entalpia da mistura, do líquido e do vapor determinados na seção de medição.

Para determinar a entalpia do líquido e do vapor na seção de medição foi adotado o seguinte procedimento: com a pressão absoluta medida pelo transdutor de pressão PIT-TS-TP-01, determinava-se as entalpias de vapor e líquido saturado por tabelas termodinâmicas. A entalpia da mistura calculada pela Eq. (4.30) deveria estar entre os valores determinados. Além disso, a temperatura lida pelo transdutor de temperatura TIT-TS-TP-01 instalado na seção de medição deveria ser igual à temperatura de saturação determinada via tabelas termodinâmicas. Para cada teste bifásico realizado, o título entálpico na seção de medição foi recalculado pela Eq. (4.41) e comparado com o título entálpico estimado na entrada da seção de teste. O título entálpico na seção de medição foi determinado utilizando-se um mecanismo preditor-corretor até que o desvio absoluto fosse menor que 9×10^{-3} . Uma vez atingida a convergência do mecanismo preditor-corretor, a massa específica do líquido e do vapor saturados na seção de medição eram obtidas das tabelas termodinâmicas por meio das Eqs. (4.42) e (4.43):

$$\rho_l^{ST} = f(P^{ST} = P_{sat}, x = 0), \quad (4.42)$$

$$\rho_v^{ST} = f(P^{ST} = P_{sat}, x = 1), \quad (4.43)$$

uma vez que a pressão medida na seção de medição (P^{ST}) foi assumida como sendo igual à pressão de saturação (P_{sat}).

Os valores determinados para a massa específica do líquido e do vapor foram utilizados para corrigir as velocidades superficiais na seção de medição por meio das Eqs. (4.24) e (4.25). Nos testes monofásicos com líquido sub-resfriado, os valores de massa específica obtidos dos testes estáticos (seção 4.2, Eq. 4.18) foram comparados com aqueles obtidos de tabelas termodinâmicas, Eq. (4.44):

$$\rho_l^{ST} = f(P^{ST}, T^{ST}), \quad (4.44)$$

sendo P^{ST} , para esse caso, assumida como sendo a pressão lida na seção de medição no transdutor de pressão PIT-TS-TP-01; a temperatura T^{ST} é a temperatura lida na seção de medição pelo transdutor de temperatura TIT-TS-TP-01.

5 RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados os resultados dos experimentos monofásicos com líquido, vapor e bifásico líquido-vapor. Para os testes monofásicos com líquido e vapor, serão apresentados os resultados dos balanços de energia até a entrada de seção de teste e os fatores de atrito na seção de medição. Os resultados do balanço de energia até a entrada da seção de teste e do fator de atrito na seção de medição para escoamentos monofásicos de líquido e vapor irão mostrar a validade da metodologia para os testes bifásicos líquido-vapor denso.

Para os testes bifásicos líquido-vapor denso serão mostrados o mapa de fluxo vertical com velocidades previstas na seção de medição, o levantamento da fração de vazio, uma comparação entre dados experimentais e modelos de *drift* e, por fim, o levantamento dos gradientes de pressão experimentais e uma comparação com modelos de literatura.

5.1 Experimentos Monofásicos com Líquido e Vapor

Os resultados para determinação da entalpia serão mostrados por meio de diagramas de temperatura em função de entalpia e diagramas de temperatura em função de massa específica. O objetivo da obtenção do diagrama de temperatura em função da entalpia será mostrar uma comparação entre as formas de cálculo da entalpia na entrada da seção de teste, bem como as condições de subresfriamento e superaquecimento para o líquido e vapor nesse ponto. Já o diagrama de massa específica é comparar as massas específicas calculadas na entrada da seção de teste. Uma vez determinada a massa específica na entrada da seção de teste e as vazões mássicas lidas nos medidores Coriolis, pode-se determinar as velocidades superficiais de líquido e vapor nesses pontos. A Tabela 5.1 mostra a grade de teste para experimentos monofásicos de líquido e vapor, respectivamente:

Tabela 5.1 – Grade de teste para experimentos monofásicos de líquido e vapor,

Caso	P (bara)	m_l (kg/s)	m_v (kg/s)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	j_l (m/s)	j_v (m/s)	T (°C)	ΔT_{sub} (°C)	ΔT_{sup} (°C)
Líquido	16,9	0,48	-	1091,9	-	0,80	-	19,1	6,7	-
Vapor	20,8	-	0,40	-	80,6	-	8,9	39,9	-	5,9

As variáveis indicadas são: P é a pressão; m_l e m_v são as vazões mássicas de líquido e vapor; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor; j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor; T é a temperatura medida; ΔT_{sub} e ΔT_{sup} são o subresfriamento de líquido e superaquecimento do vapor, respectivamente; todas essas variáveis foram medidas nas saídas dos Coriolis para o líquido e vapor, respectivamente.

Vale destacar o alto subresfriamento e superaquecimentos para os testes de líquido e vapor, o que garante a existência de líquido ou vapor na entrada da seção de teste em cada um dos experimentos monofásicos. Para o escoamento monofásico de líquido e vapor, a determinação de entalpia a partir de (P,T) foi realizada em três pontos: entrada do resfriador de gás, do condensador e na saída do Coriolis. Além dos valores de entalpia a partir de (P,T), foram determinadas as entalpias determinadas via balanço de energia. Os valores de temperaturas de saturação também foram calculados para cada um desses pontos. No caso do líquido, foi obtido também o valor de entalpia calculada a partir da pressão e massa específica medida na saída do Coriolis. No diagrama de temperatura em função da massa específica, foram obtidos os valores de massa específica na saída do Coriolis de líquido, calculada a partir de (P,T) e aquela calculada a partir de pressão e entalpia do balanço de energia.

A Figura 5.1 mostra o diagrama Txh (temperatura x entalpia) para o escoamento monofásico de líquido:

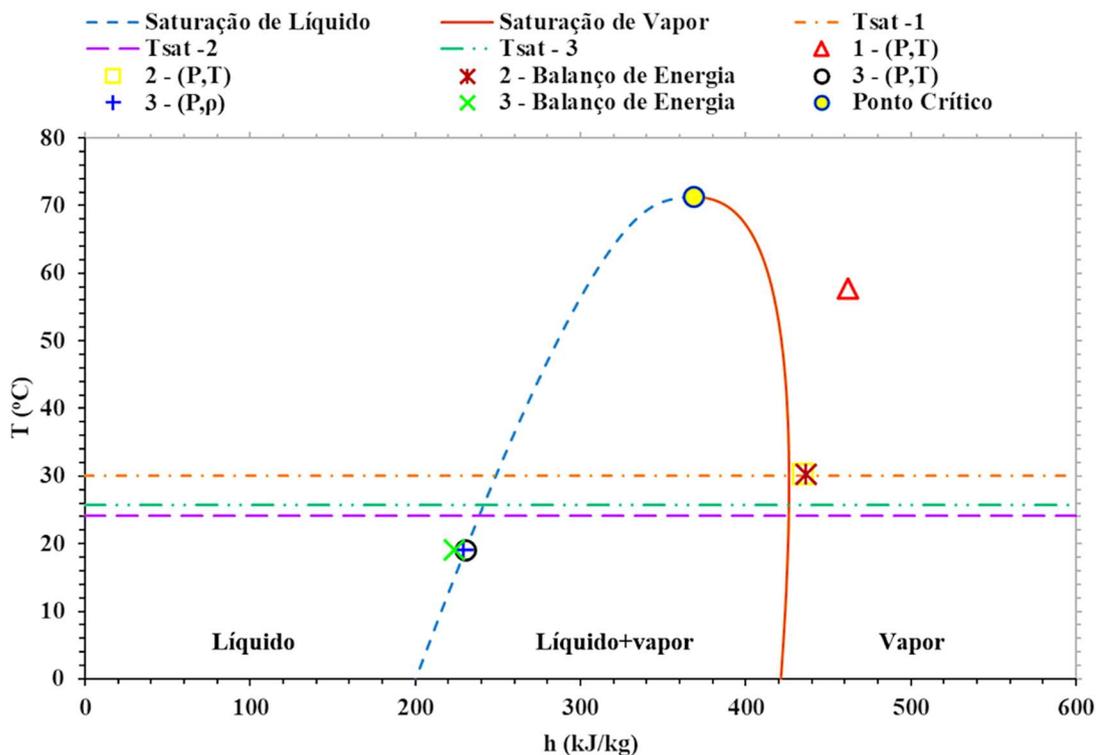


Figura 5.1 – Diagrama T-xh para escoamento monofásico de líquido,

na qual: 1 e 2 referem-se à entrada do resfriador de gás e do condensador, respectivamente; 3 refere-se à saída do Coriolis de líquido; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; Tsat é a temperatura de saturação; a descrição (P,ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Para o teste monofásico com líquido, a válvula manual (HV-TS-LG-01 da Figura D.1), que controla a entrada de vapor na seção de teste, permaneceu fechada. Na Figura 5.1, comparando-se o valor de temperatura de entrada do R410A com a temperatura de saturação no resfriador de gás, observa-se a condição de vapor superaquecido (superaquecimento em torno de 27,7 °C). Para a entrada do condensador, nota-se a condição de vapor superaquecido tanto pela entalpia calculada via (P,T) quanto aquela calculada via balanço de energia. Para esses dois métodos de cálculo de entalpia, o superaquecimento é em torno de 6,1 °C. Ainda nessa figura, podemos notar a condição de escoamento adiabático entre a entrada do resfriador de gás e o condensador, uma vez que as entalpias calculadas via (P,T) e do balanço de energia são muito próximas, tendo um máximo desvio entre elas de 0,42%. Para a saída no Coriolis de líquido, é possível observar a condição de líquido sub resfriado

(subresfriamento em torno de 6,7 °C). Os valores de entalpia na saída do Coriolis de líquido calculada via (P,T), via (P, ρ) e do balanço de energia estão próximos, tendo um desvio máximo de 1,6% entre a entalpia calculada via (P,T) e a do balanço de energia. A proximidade das entalpias calculadas na saída do Coriolis via (P,T) e a do balanço de energia confirma que o escoamento é também adiabático entre a entrada do condensador e a saída do Coriolis de líquido.

A Figura 5.2 mostra o diagrama Txp (temperatura x massa específica) para o escoamento monofásico de líquido:

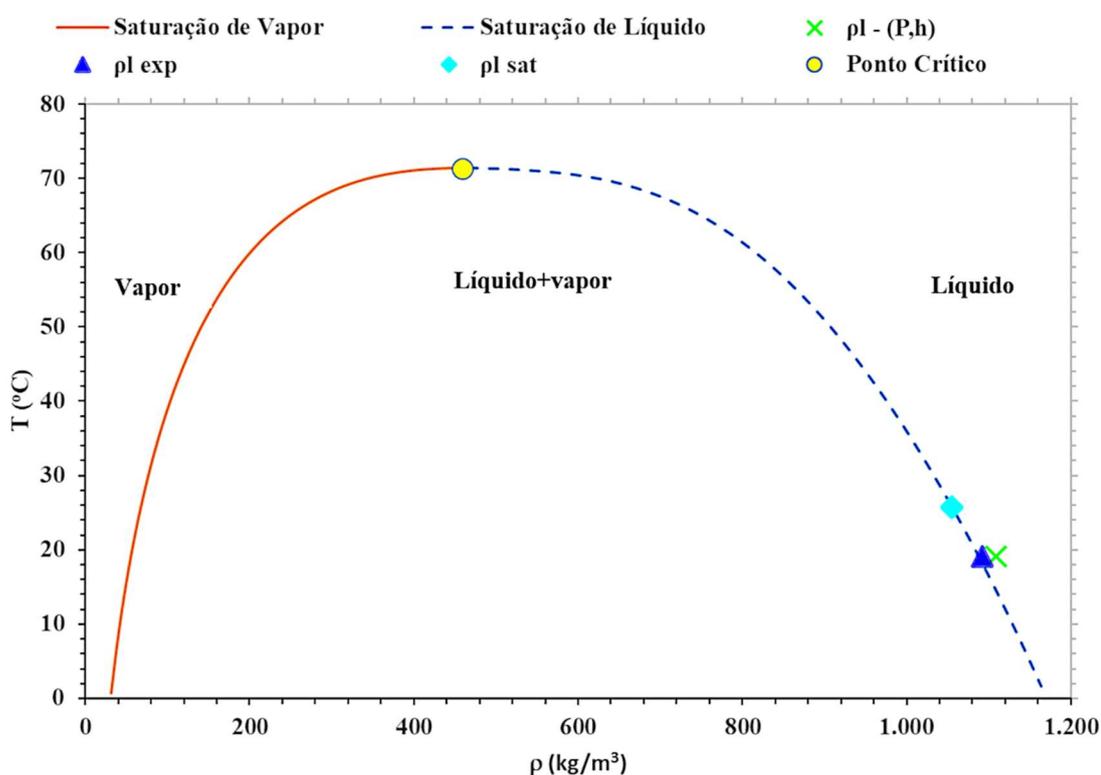


Figura 5.2 – Diagrama Txp para escoamento monofásico de líquido,

na qual: ρ_l é a massa específica de líquido na saída do Coriolis; a descrição (P,h) refere-se ao método de cálculo da massa específica do líquido a partir de pressão e entalpia via balanço de energia; exp significa medida experimental; sat refere-se à condição saturada.

Na Figura 5.2, na condição de subresfriamento, as massas específicas medida no Coriolis de líquido e aquela obtida a partir de pressão e entalpia do balanço de energia estão acima da massa específica do líquido saturado, garantindo a condição de líquido na entrada da seção de teste.

A Figura 5.3 mostra o diagrama Txh (temperatura x entalpia) para o escoamento monofásico de vapor:

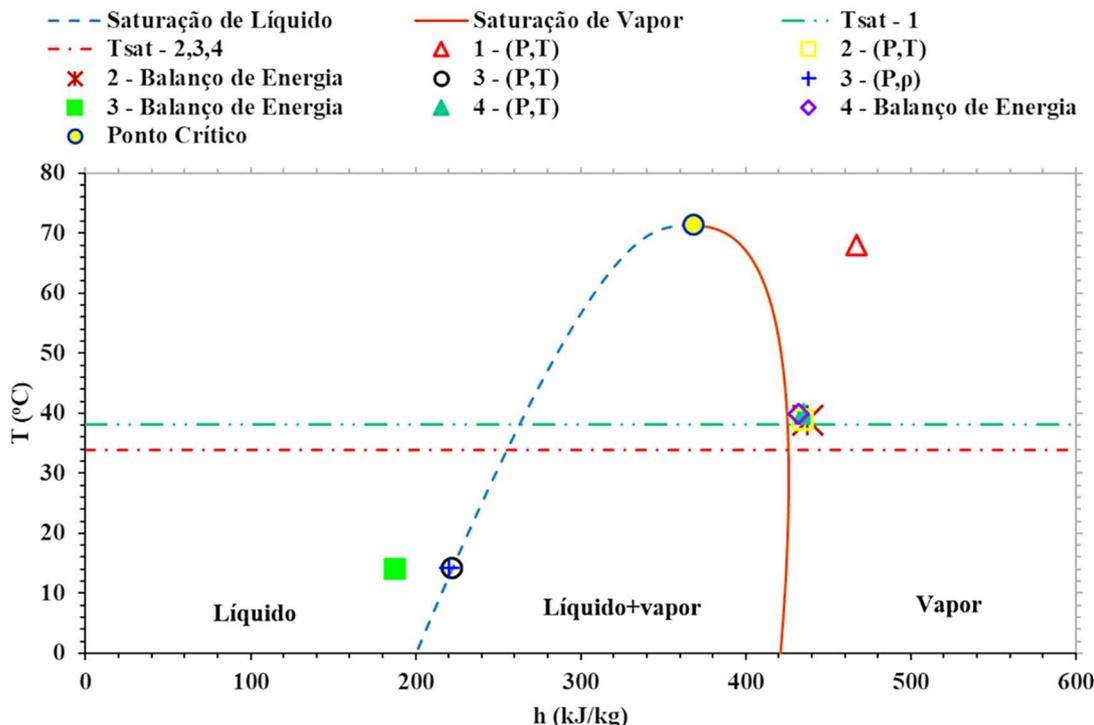


Figura 5.3 – Diagrama Txh para escoamento monofásico de vapor,

na qual: 1 e 2 referem-se à entrada do resfriador de gás e do condensador, respectivamente; 3 e 4 referem-se à saída do Coriolis de líquido e de vapor, respectivamente; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; Tsat é a temperatura de saturação; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Para o teste monofásico com vapor, a válvula manual (HV-TS-LL-01 da Figura D.1), que controla a entrada de líquido na seção de teste, permaneceu fechada. Na Figura 5.3, comparando-se o valor de temperatura de entrada do R410A com a temperatura de saturação no resfriador no resfriador de gás, observa-se a condição de vapor superaquecido (superaquecimento em torno de 30 °C). Analogamente para a entrada do condensador, nota-se a condição de vapor superaquecido tanto pela entalpia calculada via pressão e temperatura quanto aquela calculada via balanço de energia. Para esses dois métodos de cálculo de entalpia, o superaquecimento é em torno de 5,2 °C. Ainda nessa figura, podemos notar a condição de escoamento adiabático entre a entrada do resfriador de gás e o condensador,

uma vez que as entalpias calculadas via (P,T) e do balanço de energia são muito próximas, tendo um máximo desvio entre elas de 0,75%.

Para a saída no Coriolis de líquido, é possível observar a condição de líquido sub resfriado (subresfriamento em torno de 19,7 °C). Esse alto sub resfriamento é explicado pelo fato da válvula manual (HV-TS-LL-01 da Figura D.1), que controla a entrada de líquido na seção de teste, ter ficado fechada, ocorrendo a troca de calor de uma pequena quantidade de R410A que foi direcionada ao condensador. Vale lembrar que a entalpia do vapor calculada na saída do Coriolis de vapor depende da entalpia do líquido sub resfriado na saída do Coriolis de líquido. Os valores de entalpia na saída do Coriolis de líquido calculada via (P,T) e via (P, ρ) estão próximos, tendo um desvio máximo de 0,34% entre elas. Para a saída no Coriolis de vapor, é possível observar a condição de vapor superaquecido (superaquecimento em torno de 5,9 °C). Os valores de entalpia na saída do Coriolis de vapor calculada via (P,T) e via balanço de energia estão próximos, tendo um desvio máximo de 1,3% entre elas. A proximidade das entalpias calculadas na saída do Coriolis de vapor via (P,T) e a do balanço de energia confirma que o escoamento é também adiabático entre a entrada do resfriador de gás e a saída do mesmo.

A Figura 5.4 mostra o diagrama Txp (temperatura x massa específica) para o escoamento monofásico de vapor:

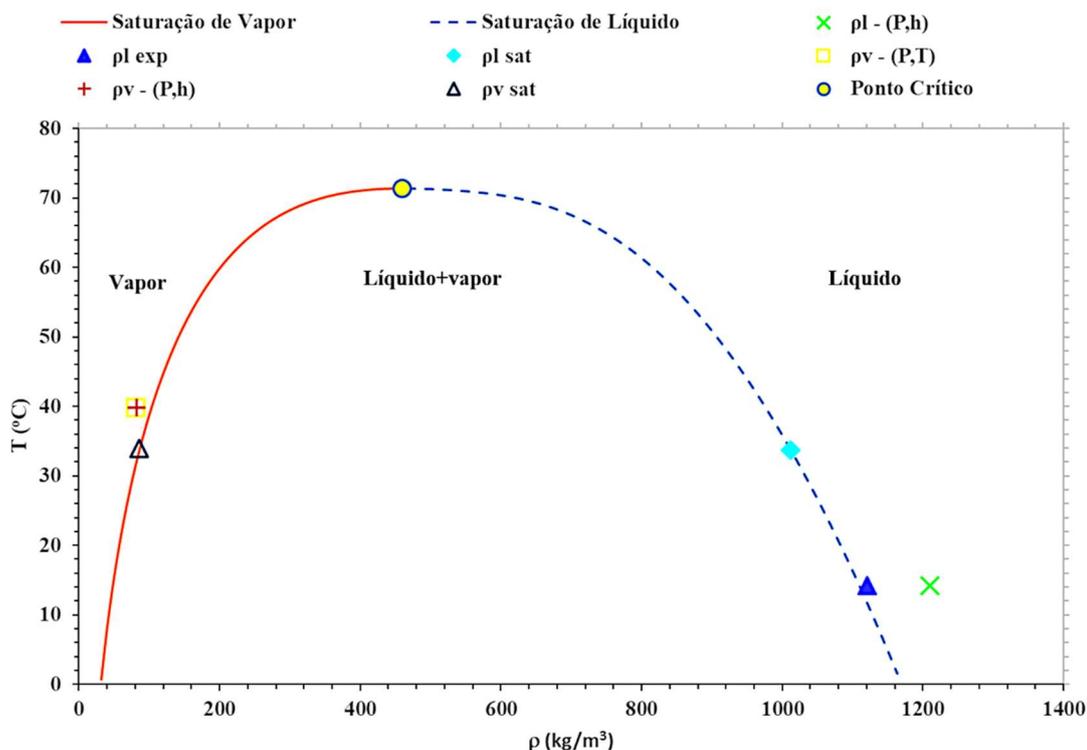


Figura 5.4 – Diagrama Txp para escoamento monofásico de vapor,

na qual: ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor na saída dos respectivos Coriolis; a descrição (P,h) refere-se ao método de cálculo da massa específica a partir de pressão e entalpia via balanço de energia; exp significa medida experimental; sat refere-se à condição saturada; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da massa específica a partir da pressão e temperatura.

Na Figura 5.4, na condição de subresfriamento, as massas específicas medida no Coriolis de líquido e aquela obtida a partir de pressão e entalpia do balanço de energia estão acima da massa específica do líquido saturado, garantindo a condição de líquido na entrada da seção de teste. Para a parte do vapor, as massas específicas no Coriolis de vapor a partir de (P,T) e aquela obtida a partir de pressão e entalpia do balanço de energia estão abaixo da massa específica do vapor saturado, garantindo a condição de vapor superaquecido na entrada da seção de teste. As massas específicas de vapor via (P,T) na saída do Coriolis e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia são muito próximas, tendo um desvio máximo de 1,4%. A entalpia e a massa específica para o líquido sub resfriado e vapor superaquecido, calculada via (P,T), na saída dos respectivos Coriolis é suficiente para a determinação das velocidades de líquido e vapor nesses pontos.

Para a análise dos gradientes de pressão é necessário conhecer as velocidades superficiais de líquido e vapor na seção de medição. A estimativa dessas velocidades superficiais é realizada por meio da premissa de escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e a seção de medição. A Tabela 5.2 mostra as entalpias na entrada da seção de teste e de medição estimadas a partir da pressão e massa específica em cada um desses pontos de referência. Essas entalpias foram calculadas para escoamentos monofásicos de líquido e vapor, respectivamente:

Tabela 5.2 – Entalpias de líquido e vapor na entrada de seção de teste e de medição,

Ponto de Referência	Entrada da Seção de Teste			Seção de Medição		
	Pressão (bara)	Massa Específica (kg/m ³)	Entalpia (kJ/kg)	Pressão (bara)	Massa Específica (kg/m ³)	Entalpia (kJ/kg)
Líquido	15,6	1092,6	228,7	14,5	1106,8	223,7
Vapor	20,8	80,6	435,2	20,5	80,6	432,7

Para a entrada da seção de teste, as pressões foram lidas nas saídas dos medidores Coriolis; a massa específica do líquido foi lida no medidor Coriolis e a do vapor foi estimada

a partir de (P,T); para a seção de medição, as pressões foram lidas no medidor multivariável; a massa específica de líquido foi calculada a partir dos testes estáticos com o ΔP lido no multivariável; a massa específica de vapor foi calculada a partir de (P,T) lida no multivariável e medidor não intrusivo de temperatura, respectivamente.

Os valores de entalpias obtidos da Tabela 5.2 tanto para o líquido quanto para o vapor não variam significativamente entre a entrada da seção de teste e a de medição, mostrando ser válida a premissa de escoamento isentálpico entre esses dois pontos.

A Figura 5.5 mostra uma comparação dos fatores de atrito obtidos experimentalmente e aqueles previstos com a equação de Colebrook (1939):

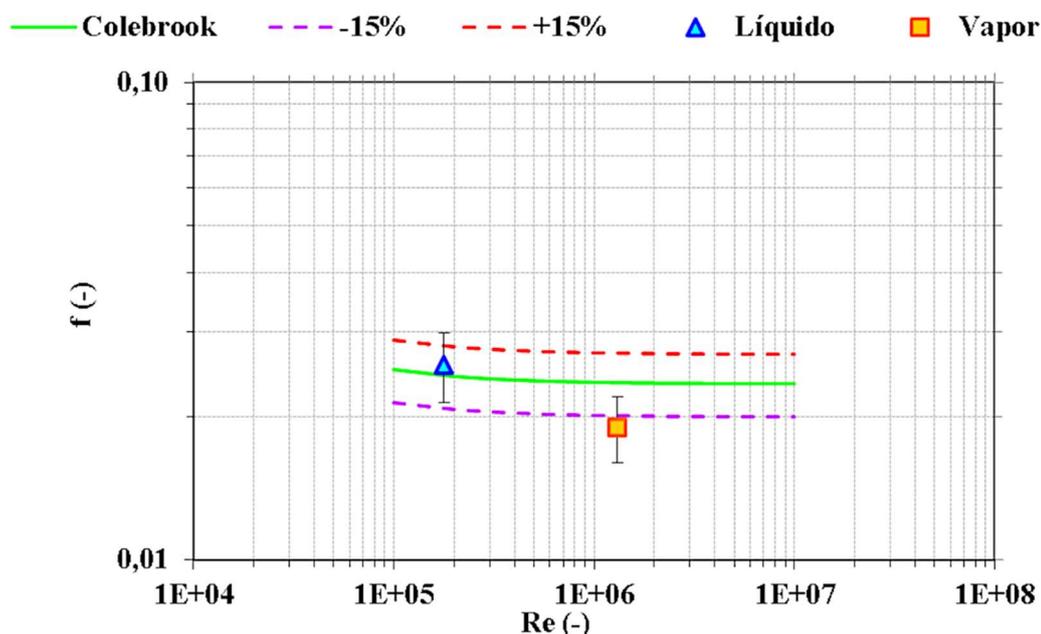


Figura 5.5 – Comparação entre fatores de atrito experimentais e teóricos obtidos via equação de Colebrook (1939),

Os fatores de atrito obtidos experimentalmente concordam com os valores previstos pela equação de Colebrook (1939). As barras de erro para o líquido e vapor da Figura 5.5 mostram as incertezas relativas de 16,4% e 15,7%, respectivamente. O modelo de Colebrook mostrado na Figura 5.5 tem uma incerteza relativa de 15%. Para os testes monofásicos de líquido, a parcela gravitacional medida foi de 217,2 mbar para uma variação de pressão total medida de 223,3 mbar. A parcela gravitacional para o teste com líquido foi medida por meio de testes estáticos na seção de medição. Para os testes monofásicos de vapor, a parcela gravitacional calculada foi de 15,8 mbar para uma variação de pressão total medida de 66,7 mbar. A parcela gravitacional para o vapor foi calculada por meio da estimativa da massa

específica do vapor em condições (P,T) na seção de medição. A variação de pressão total foi medida por meio de testes dinâmicos tanto para o líquido quanto para o vapor.

5.2 Experimentos Bifásicos com Líquido-Vapor

Nessa seção serão mostrados os resultados para determinação das entalpias e massas específicas na entrada da seção de teste e seção medição para os experimentos bifásicos. Além disso, serão mostrados o levantamento da fração de vazio, análise de *drift* e o levantamento dos gradientes de pressão. Para a análise de *drift* e os gradientes de pressão será mostrada uma comparação dos dados experimentais com modelos de literatura. Foram analisados 16 casos de escoamento líquido-vapor denso, com pressões de operação de 18 a 23 bara e razões de densidade líquido-vapor de 10 a 15. A Tabela 5.3 mostra a grade de testes para os testes bifásicos na entrada da seção de teste:

Tabela 5.3 – Grade de teste para experimentos bifásicos com líquido-vapor,

Caso	P (bara)	m_l (kg/s)	m_v (kg/s)	ρ_l (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	ρ_l/ρ_v	j_l (m/s)	j_v (m/s)	T_{sat} (°C)	ΔT_{sub} (°C)	ΔT_{sup} (°C)
1	18	0,41	0,04	1016,3	71,8	15	0,73	1,05	27,5	2,3	0,2
2	18	0,41	0,06	1026,9	70,6	15	0,72	1,52	26,9	2,4	0,0
3	18	0,41	0,07	1036,6	72,3	15	0,72	1,74	27,7	2,6	0,1
4	18	0,41	0,08	1041,6	71,6	15	0,71	2,03	27,3	2,7	0,0
5	18	0,38	0,09	1038,3	71,2	15	0,65	2,32	27,2	3,0	0,0
6	18	0,36	0,13	1027,1	73,7	15	0,63	3,06	28,3	2,8	0,2
7	20	0,44	0,03	1012,3	81,6	13	0,78	0,69	31,8	2,9	0,0
8	20	0,41	0,07	1022,1	81,4	13	0,72	1,59	31,7	3,4	0,0
9	20	0,40	0,08	1021,2	80,6	13	0,71	1,77	32,0	3,9	0,6
10	20	0,39	0,09	1010,2	79,9	13	0,69	1,99	31,1	3,0	0,0
11	20	0,38	0,11	1017,0	80,5	13	0,67	2,36	31,4	3,4	0,0
12	20	0,35	0,12	1010,6	81,7	13	0,63	2,62	31,9	3,6	0,0
13	23	0,39	0,03	978,7	98,6	10	0,72	0,57	38,2	3,9	-0,3
14	23	0,35	0,08	981,1	93,7	10	0,63	1,51	37,0	4,2	-0,2
15	23	0,30	0,11	985,1	97,0	10	0,54	2,04	37,7	5,1	-0,2
16	23	0,30	0,12	980,7	96,2	10	0,56	2,17	37,4	4,7	-0,3

na qual: P é a pressão; m_l e m_v são as vazões mássicas de líquido e vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas lidas de líquido e calculada via (P, x=1) de vapor, respectivamente; j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente; T_{sat} é a temperatura de saturação; ΔT_{sub} e ΔT_{sup} são o subresfriamento e superaquecimento do líquido e vapor, respectivamente; todas essas variáveis foram medidas ou calculadas nas saídas dos respectivos Coriolis.

Nessa grade de teste, destacam-se as condições de líquido subresfriado e vapor saturado. Vale lembrar o critério adotado nesse trabalho pelo qual superaquecimento e subresfriamento menores que 1 °C, o fluido é considerado saturado. Foi observado durante os testes bifásicos que não era possível obter líquido saturado na saída do Coriolis, uma vez que, ao se aproximar da temperatura de saturação, havia formação de vapor nesse ponto. Essa formação de vapor no Coriolis de líquido durante a tentativa de aproximação do ponto de saturação era evidenciada pela diminuição da massa específica medida por esse Coriolis. Por outro lado, uma vez que a vazão total de R410A que circula no aparato experimental é constante, a tentativa de geração de vapor superaquecido na linha de vapor em uma vazão maior, implicava em uma diminuição da vazão de líquido no Coriolis dessa linha o que, por sua vez, aumentava o sub resfriamento do líquido na entrada da seção de teste. Um aumento muito grande do subresfriamento implicava em um escoamento não isentálpico entre a entrada da seção de teste e a de medição. As velocidades superficiais selecionadas da grade de teste foram as que possibilitaram escoamento isentálpico a partir de líquido subresfriado e vapor saturado na entrada da seção de teste até a de medição e da metodologia mostrada na seção 4.4.

5.2.1 Entalpias e Massas Específicas na Entrada da Seção de Teste

Nessa seção, serão apresentados os resultados da metodologia para determinação das entalpias e massas específicas na entrada da seção de teste. De maneira análoga aos experimentos monofásicos de líquido e vapor, serão mostrados os diagramas de T_xh (temperatura x entalpia) e $T_x\rho$ (temperatura x massa específica) levantados desde a entrada do resfriador de gás até a saídas dos Coriolis de líquido e vapor. A Figura 5.6 mostra os diagramas T_xh para a pressão de 18 bara:

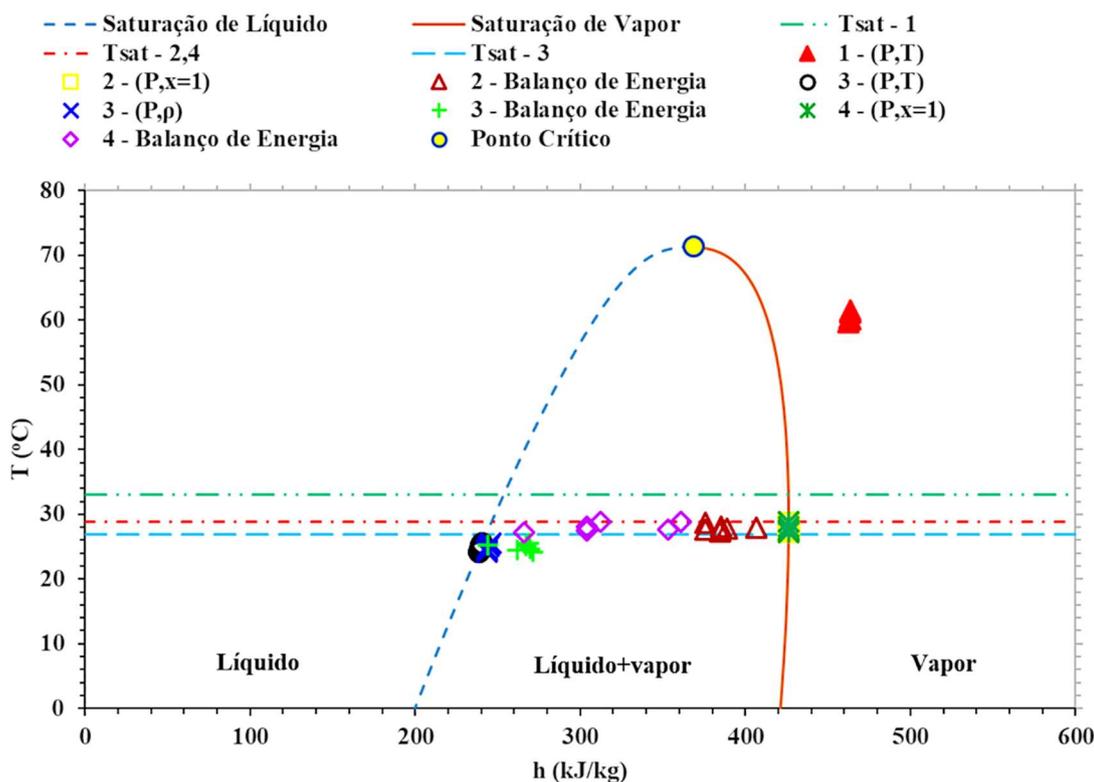


Figura 5.6 – Diagrama T_xh de escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara, na qual: 1 e 2 referem-se à entrada do resfriador de gás e do condensador, respectivamente; 3 e 4 referem-se à saída do Coriolis de líquido e de vapor, respectivamente; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; T_{sat} é a temperatura de saturação; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Figura 5.6, os pontos com legenda 1- (P,T) representam os casos de 1 a 6 da grade de teste (Tabela 5.3) para 18 bara. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura; comparando-se o valor de temperatura de entrada do R410A com a máxima temperatura de saturação no resfriador de gás, observa-se a condição de vapor superaquecido (superaquecimento mínimo de 27,6 °C). Nota-se que os pontos cujas entalpias calculadas via (P,T) na saída do Coriolis de líquido e via (P, ρ) têm temperaturas abaixo da mínima temperatura de saturação dessa localidade, sendo considerados líquido sub-resfriado (mínimo subresfriamento de 2,26 °C, maior que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). Por outro lado, os pontos cujas entalpias calculadas via (P,x=1) na entrada do condensador e saída do Coriolis de vapor têm temperaturas muito próximas às máximas

temperaturas de saturação dessas duas localidades, respectivamente, sendo considerados vapor saturado (máximo superaquecimento de 0,16 °C, menor que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). A Tabela 5.4 mostra os valores das entalpias da Figura 5.6 para os casos de 1 a 6 em 18 bara:

Tabela 5.4 – Valores de entalpia da Figura 5.6,

Caso	P (bara)	Ponto de Referência-Método de Cálculo							
		1-(P,T)	2-(P,x=1)	2-Balanco	3-(P,T)	3-(P, ρ)	3-Balanco	4-(P,x=1)	4-Balanco
1	18	462,7	426,3	406,9	240,2	244,5	244,1	426,3	361,1
2	18	462,6	426,3	385,4	239,0	243,4	261,8	426,3	265,8
3	18	463,9	426,3	385,1	240,0	244,6	267,4	426,3	303,8
4	18	463,9	426,3	387,0	239,1	243,7	269,7	426,3	353,2
5	18	463,3	426,3	375,7	238,5	243,7	271,4	426,3	303,7
6	18	463,9	426,3	375,9	240,7	245,8	269,0	426,3	312,1

sendo: 1 e 2 a entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; 3 e 4 são as saídas do Coriolis de líquido e vapor, respectivamente; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Tabela 5.4, para a entrada do condensador, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 11,9%; os valores de entalpia do líquido calculada via (P,T) e os valores calculados via (P, ρ) estão próximos, tendo um desvio máximo entre elas de 2,1%; para a saída do Coriolis de vapor, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 36,2%. Uma análise dos valores de entalpia via balanço de energia na saída do Coriolis de líquido e de vapor será comentada mais à frente.

A Figura 5.7 mostra os diagramas Txp para a pressão de 18 bara:

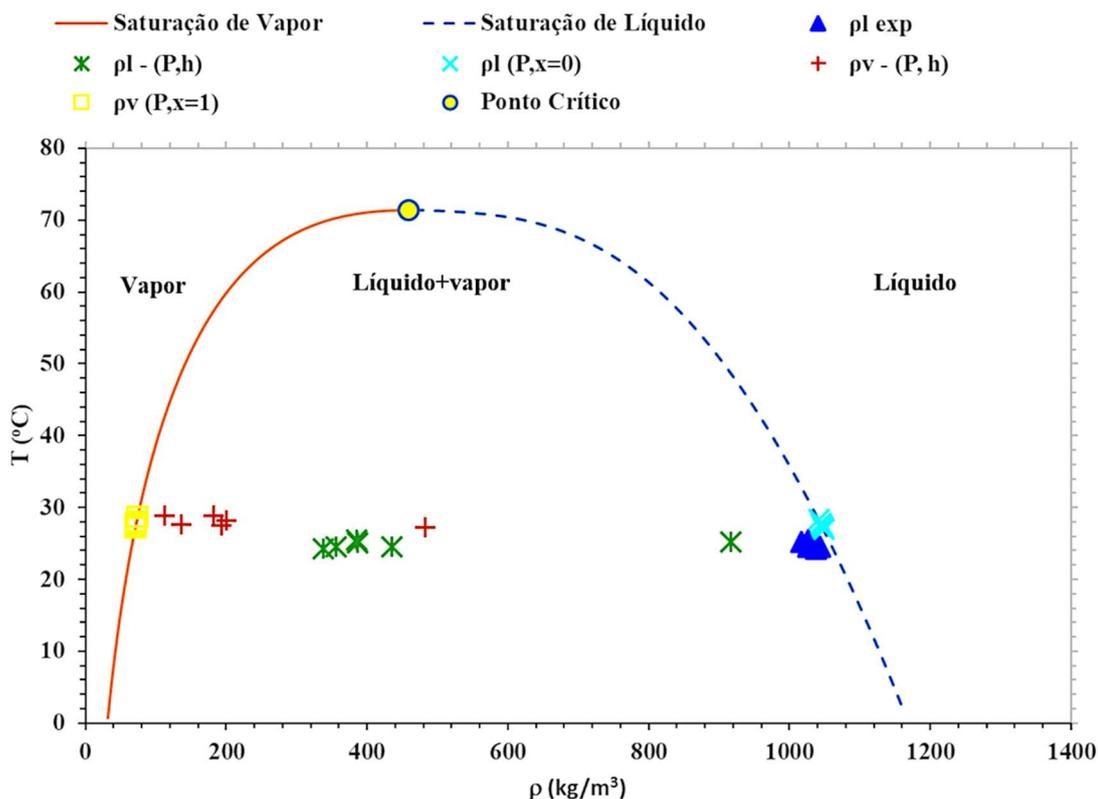


Figura 5.7 – Diagrama $T_x\rho$ para escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara, na qual: ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor na saída dos respectivos Coriolis; exp significa medida experimental; a descrição (P,h) refere-se ao método de cálculo da massa específica a partir de pressão e entalpia via balanço de energia; x é o título.

Na Figura 5.7, os pontos da massa específica do vapor com legenda ρ_v (P,h) representam os casos de 1 a 6 da grade de teste (Tabela 5.3) para 18 bara na saída do Coriolis de vapor. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura na saída do Coriolis de vapor ou líquido; as massas específicas lidas pelo Coriolis de líquido estão próximas às massas específicas estimadas para a condição saturada. Para a parte do vapor, as massas específicas do vapor calculadas a partir de (P,x=1) na saída do Coriolis estão sobre a linha de saturação de vapor para a faixa de temperatura na saída do mesmo, sendo, portanto, considerado vapor saturado. Os valores das massas específicas na saída do Coriolis de líquido e de vapor a partir de (P,h) via balanço de energia serão comentados mais à frente. A Figura 5.8 mostra o diagrama T_xh para a pressão de 20 bara:

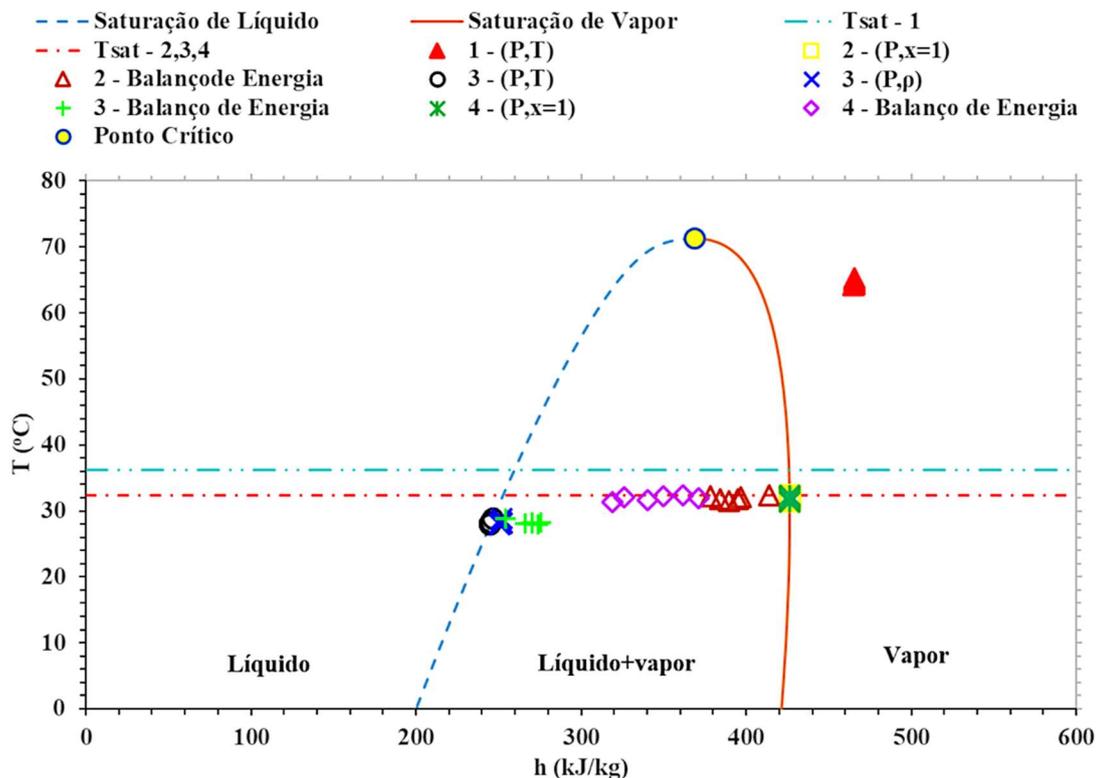


Figura 5.8 – Diagrama Txh de escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara, na qual: 1 e 2 referem-se à entrada do resfriador de gás e do condensador, respectivamente; 3 e 4 referem-se à saída do Coriolis de líquido e de vapor, respectivamente; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; Tsat é a temperatura de saturação; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Figura 5.8, os pontos com legenda 1- (P,T) representam os casos de 7 a 12 da grade de teste (Tabela 5.3) para 20 bara. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura; comparando-se o valor de temperatura de entrada do R410A com a máxima temperatura de saturação no resfriador de gás, observa-se a condição de vapor superaquecido (superaquecimento mínimo de 28,8 °C). Nota-se que os pontos cujas entalpias calculadas via (P,T) na saída do Coriolis de líquido e via (P, ρ) têm temperaturas abaixo da mínima temperatura de saturação dessa localidade, sendo considerados líquido subresfriados (mínimo subresfriamento de 2,93 °C, maior que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). Por outro lado, os pontos cujas entalpias calculadas via (P,x=1) na entrada do condensador e saída do Coriolis de vapor têm temperaturas muito próximas às máximas

temperaturas de saturação dessas duas localidades, respectivamente, sendo considerados vapor saturado (máximo superaquecimento de 0,55 °C, menor que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). A Tabela 5.5 mostra os valores das entalpias da Figura 5.8 para os casos de 7 a 12 em 20 bara:

Tabela 5.5 – Valores de entalpia da Figura 5.8,

Caso	P (bara)	Ponto de Referência-Método de Cálculo							
		1-(P,T)	2-(P,x=1)	2-Balanco	3-(P,T)	3-(P, ρ)	3-Balanco	4-(P,x=1)	4-Balanco
7	20	465,5	426,2	414,0	246,4	251,8	254,1	426,2	349,6
8	20	465,5	426,2	396,7	245,3	251,0	270,2	426,2	371,4
9	20	465,3	426,3	394,6	245,0	251,7	270,2	426,2	361,8
10	20	465,0	426,3	389,3	245,0	250,6	266,3	426,2	318,8
11	20	465,3	426,3	384,4	244,9	250,9	273,8	426,2	340,0
12	20	465,4	426,2	378,4	245,3	251,8	275,4	426,2	326,0

sendo: 1 e 2 a entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; 3 e 4 são as saídas do Coriolis de líquido e vapor, respectivamente; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Tabela 5.5, para a entrada do condensador, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 11,2%; os valores de entalpia do líquido calculada via (P,T) e os valores calculados via (P, ρ) estão próximos, tendo um desvio máximo entre elas de 2,6%; para a saída do Coriolis de vapor, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 25,2%. Uma análise dos valores de entalpia via balanço de energia na saída do Coriolis de líquido e de vapor será comentada mais à frente.

A Figura 5.9 mostra os diagramas Txp para a pressão de 20 bara:

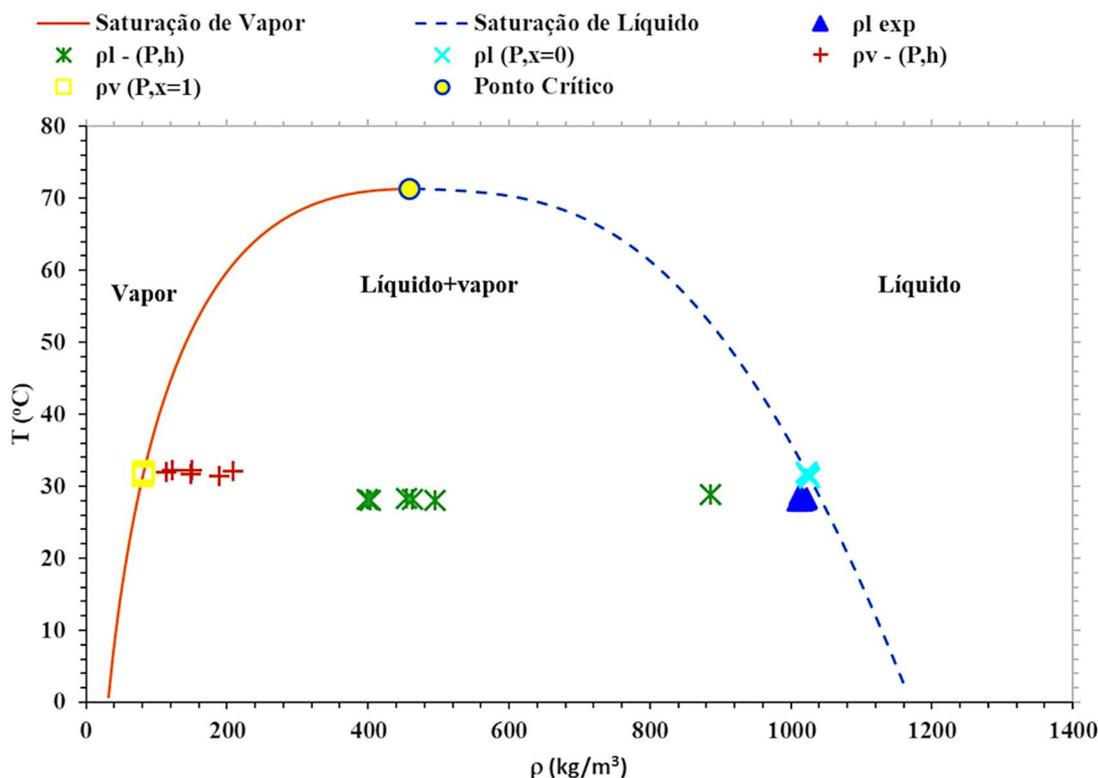


Figura 5.9 – Diagrama $Tx\rho$ para escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara, na qual: ρ_l e ρ_v são a massas específicas de líquido e vapor na saída dos respectivos Coriolis; exp significa medida experimental; a descrição (P,h) refere-se ao método de cálculo da massa específica a partir de pressão e entalpia via balanço de energia; x é o título.

Na Figura 5.9, os pontos da massa específica do vapor com legenda ρ_v (P,h) representam os casos de 7 a 12 da grade de teste (Tabela 5.3) para 20 bara na saída do Coriolis de vapor. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura na saída do Coriolis de vapor ou líquido; as massas específicas lidas pelo Coriolis de líquido estão próximas às massas específicas estimadas para a condição saturada. Para a parte do vapor, as massas específicas do vapor calculadas a partir de (P,x=1) na saída do Coriolis estão sobre a linha de saturação de vapor para a faixa de temperatura na saída do mesmo, sendo, portanto, considerado vapor saturado. Os valores das massas específicas na saída do Coriolis de líquido e de vapor a partir de (P,h) via balanço de energia serão comentados mais à frente.

A Figura 5.10 mostra o diagrama Txh para a pressão de 23 bara:

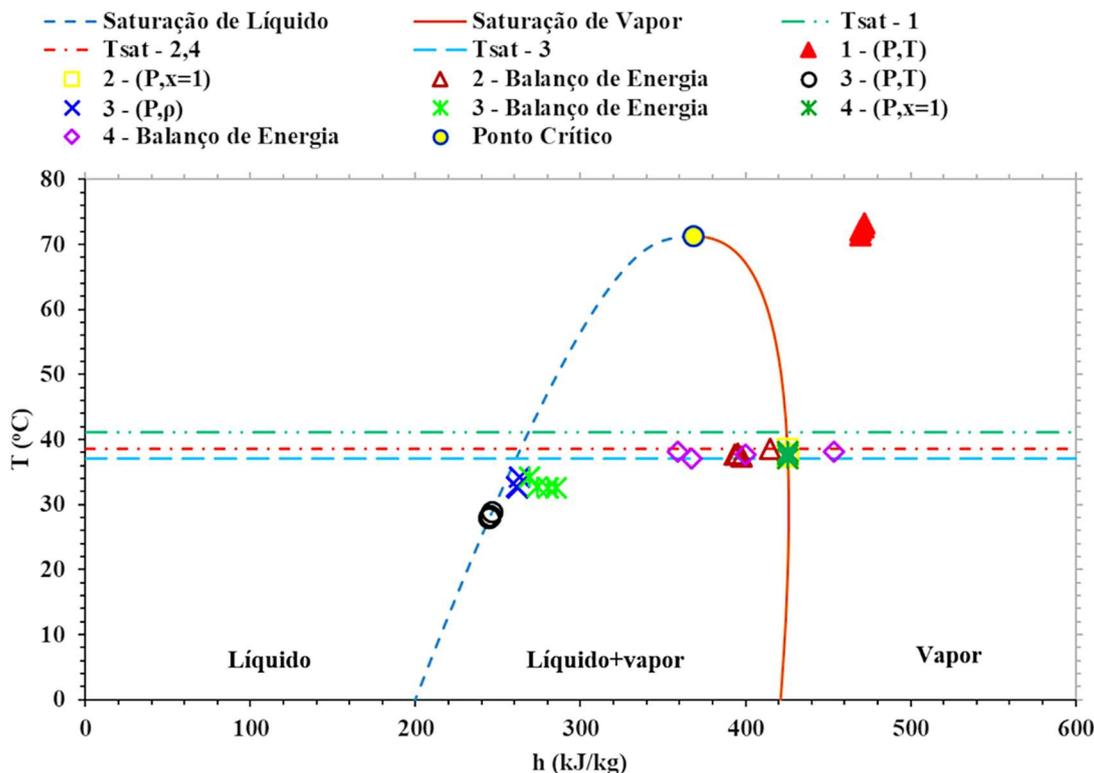


Figura 5.10 – Diagrama T-xh de escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara, na qual: 1 e 2 referem-se à entrada do resfriador de gás e do condensador, respectivamente; 3 e 4 referem-se à saída do Coriolis de líquido e de vapor, respectivamente; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; Tsat é a temperatura de saturação; a descrição (P,ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Figura 5.10, os pontos com legenda 1- (P,T) representam os casos de 13 a 16 da grade de teste (Tabela 5.3) para 23 bara. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura; comparando-se o valor de temperatura de entrada do R410A com a máxima temperatura de saturação no resfriador de gás, observa-se a condição de vapor superaquecido (superaquecimento mínimo de 31,2 °C). Nota-se que os pontos cujas entalpias calculadas via (P,T) na saída do Coriolis de líquido e via (P,ρ) têm temperaturas abaixo da mínima temperatura de saturação dessa localidade, sendo considerados líquido subresfriados (mínimo subresfriamento de 3,94 °C, maior que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). Por outro lado, os pontos cujas entalpias calculadas via (P,T) na entrada do condensador e saída do Coriolis de vapor têm temperaturas muito próximas às máximas

temperaturas de saturação desses locais, respectivamente, sendo considerados vapor saturado (máximo superaquecimento de 0,27 °C, menor que o valor limite de 1 °C adotado nesse trabalho). Os valores de entalpia na saída do Coriolis de líquido e de vapor via balanço de energia serão comentados mais à frente. A Tabela 5.6 mostra os valores das entalpias da Figura 5.10 para os casos de 13 a 16 em 23 bara:

Tabela 5.6 – Valores de entalpia da Figura 5.10,

Caso	P (bara)	Ponto de Referência-Método de Cálculo							
		1-(P,T)	2-(P,x=1)	2-Balanço	3-(P,T)	3-(P, ρ)	3-Balanço	4-(P,x=1)	4-Balanço
13	23	469,6	425,5	415,1	255,7	263,1	269,2	425,6	453,5
14	23	469,7	425,7	397,7	253,1	261,1	274,0	425,7	367,2
15	23	471,9	425,6	395,0	252,7	262,1	285,1	425,6	400,0
16	23	471,2	425,7	393,5	252,8	261,7	280,5	425,6	358,8

sendo: 1 e 2 a entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; 3 e 4 são as saídas do Coriolis de líquido e vapor, respectivamente; a descrição (P,x=1) refere-se à entalpia do vapor saturado; a descrição balanço de energia refere-se ao método de cálculo da entalpia obtida via balanço de energia; a descrição (P,T) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e temperatura; a descrição (P, ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido.

Na Tabela 5.6, para a entrada do condensador, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 7,6%; os valores de entalpia do líquido calculada via (P,T) e os valores calculados via (P, ρ) estão próximos, tendo um desvio máximo entre elas de 3,6%; para a saída do Coriolis de vapor, o máximo desvio entre os valores de entalpia do vapor saturado e aqueles obtidos via balanço de energia é de 13,7%. Uma análise dos valores de entalpia via balanço de energia na saída do Coriolis de líquido e de vapor será comentada mais à frente.

A Figura 5.11 mostra os diagramas Txp para a pressão de 23 bara:

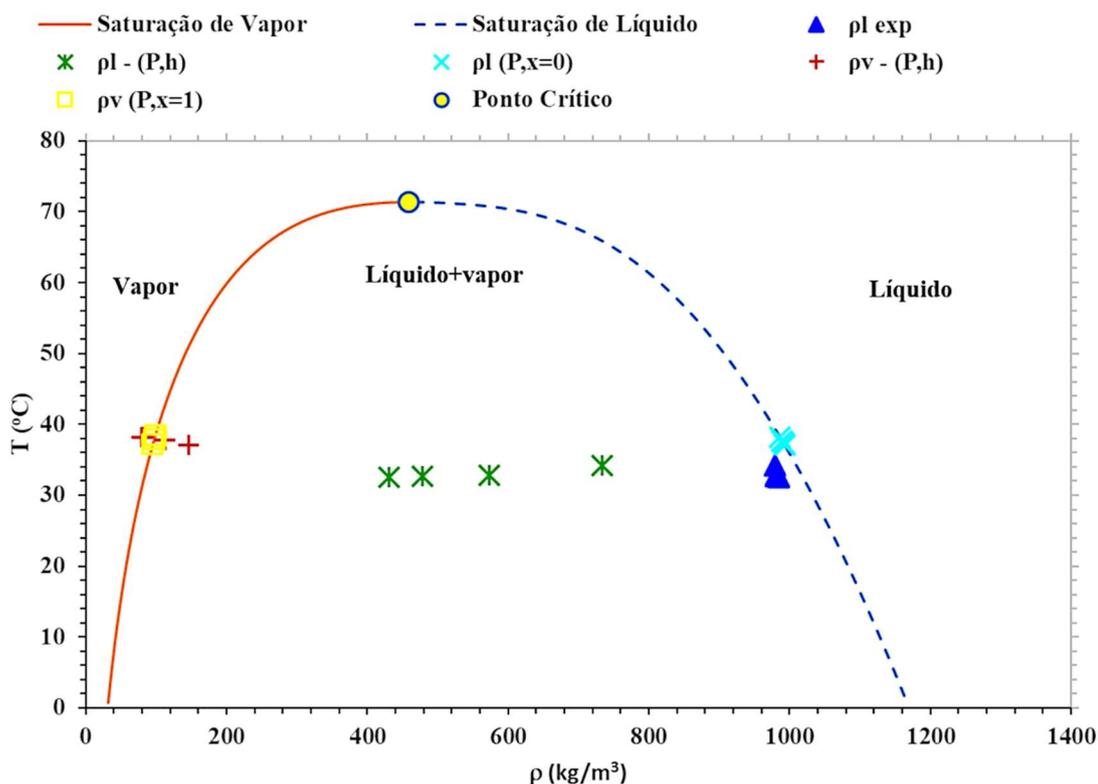


Figura 5.11 – Diagrama T_{xp} para escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara, na qual: ρ_l e ρ_v são a massas específicas de líquido e vapor na saída dos respectivos Coriolis; exp significa medida experimental; a descrição (P,h) refere-se ao método de cálculo da massa específica a partir de pressão e entalpia via balanço de energia; x é o título.

Na Figura 5.11, os pontos da massa específica do vapor com legenda ρ_v -(P,h) representam os casos de 13 a 16 da grade de teste (Tabela 5.3) para 23 bara na saída do Coriolis de vapor. De maneira análoga, isso se aplica para os demais itens da legenda dessa figura na saída do Coriolis de vapor ou líquido; as massas específicas lidas pelo Coriolis de líquido estão próximas às massas específicas estimadas para a condição saturada. Para a parte do vapor, as massas específicas do vapor calculadas a partir de (P,x=1) na saída do Coriolis estão sobre a linha de saturação de vapor para a faixa de temperatura na saída do mesmo, sendo, portanto, considerado vapor saturado. Os valores das massas específicas na saída do Coriolis de líquido e de vapor a partir de (P,h) via balanço de energia serão comentados mais à frente.

As entalpias obtidas via balanço de energia mostradas nas Figura 5.6, Figura 5.8 e Figura 5.10, apresentaram pequenos desvios em relação às condições (P, ρ) esperadas para a saída do Coriolis de líquido; para a pressão de 18 bara, o desvio máximo entre os valores de entalpia via balanço de energia e via (P, ρ) é de 2,1 %. Para a pressão de 20 bara, o desvio

máximo entre os valores de entalpia via balanço de energia e via (P,ρ) é de 2,7%; para a pressão de 23 bara, o desvio máximo entre os valores de entalpia via balanço de energia e via (P,ρ) é de 3,6%.

Para a parte a linha de vapor, esses desvios são maiores. Esses desvios podem ser explicados por meio do cálculo do coeficiente de sensibilidade das entalpias em relação às variáveis independentes e/ou medidas. O objetivo dessa análise é mostrar a sensibilidade e o efeito de pequenas variações das variáveis independentes e/ou medidas no cálculo das entalpias via balanço de energia na saída do Coriolis de vapor.

Para a entalpia na saída do Coriolis de vapor $h_v^{sFT}=f(h^{eRG}, \dot{q}^{RG}, \Delta T^{RG}, \dot{q}^{CD}, \Delta T^{CD}, \dot{m}_l, \dot{m}_v, h_l^{sFT})$, na qual h_v^{sFT} é a entalpia na saída do Coriolis de vapor; h^{eRG} é a entalpia na entrada do resfriador de gás; \dot{q}^{RG} é a vazão volumétrica de água que circula no resfriador de gás; ΔT^{RG} é a diferença de temperatura da água entre saída e entrada no resfriador de gás; \dot{q}^{CD} é a vazão volumétrica de água que circula no condensador; ΔT^{CD} é a diferença de temperatura da água entre saída e entrada no condensador, \dot{m}_l e h_l^{sFT} são a vazão e entalpia do líquido na saída do Coriolis, respectivamente; \dot{m}_v é a vazão de vapor na saída do Coriolis. Os coeficientes de sensibilidade são as derivadas parciais em relação a cada um desses parâmetros. O cálculo dos coeficientes de sensibilidade se encontra no apêndice B (Eqs. B.35 a B.42). Para avaliar o incremento/decremento, por exemplo, da entalpia na saída do Coriolis de vapor causado pela mudança da vazão mássica de líquido, multiplica-se o coeficiente de sensibilidade $\partial h_v^{sFT} / \partial \dot{m}_l$ pela diferença $(\bar{\dot{m}}_l - \dot{m}_l)$, na qual $\bar{\dot{m}}_l$ é uma média dos 15 valores de vazão de líquido de um caso da grade teste e \dot{m}_l é a vazão de líquido de um dos 15 valores desse mesmo caso. De maneira análoga, isso é repetido para os demais parâmetros: h^{eRG} , \dot{q}^{RG} , ΔT^{RG} , \dot{q}^{CD} , ΔT^{CD} , \dot{m}_v , h_l^{sFT} . A Tabela 5.7 mostra os resultados de análise de sensibilidade da entalpia determinada via balanço de energia na saída do Coriolis de vapor para os casos da grade de teste:

Tabela 5.7 – Resultados para análise de sensibilidade da entalpia na saída do Coriolis de vapor,

Variável independente	Variação Absoluta	Variação Percentual	Incremento de entalpia (kJ/kg)
$h^{e\text{RG}}$ (kJ/kg)	$5,5 \times 10^{-1}$	0,1	-3,0 a 0,5
m_l (kg/s)	$1,2 \times 10^{-2}$	2,9	-60,3 a 20,9
m_v (kg/s)	$2,1 \times 10^{-3}$	2,0	-167,5 a 93,8
q^{RG} (m ³ /h)	$1,5 \times 10^{-2}$	2,8	-4,3 a 10,6
ΔT^{RG} (°C)	2×10^{-1}	0,5	-1,8 a 1,5
q^{CD} (m ³ /h)	7×10^{-1}	3,9	-26,2 a 3,7
ΔT^{CD} (°C)	6×10^{-1}	0,6	-4,6 a 14,1
$h_l^{s\text{FT}}$ (kJ/kg)	4×10^{-1}	0,1	-0,2 a 2

Na Tabela 5.7, uma variação absoluta de $2,1 \times 10^{-3}$ kg/s ou de 2,0% na vazão de vapor medida no Coriolis representa uma variação na entalpia na saída do Coriolis de vapor de -167,5 a 93,8 kJ/kg; uma variação absoluta de $1,2 \times 10^{-2}$ kg/s ou de 2,9% na vazão de líquido medida no Coriolis representa uma variação na entalpia na saída do Coriolis de vapor de -60,3 a 20,9 kJ/kg; uma variação absoluta de $7,0 \times 10^{-1}$ m³/h ou de 3,9% na vazão de água que circula no condensador representa uma variação na entalpia na saída do Coriolis de vapor de -26,2 a 3,7 kJ/kg. A entalpia do vapor na saída do Coriolis apresenta menor sensibilidade à entalpia na entrada do resfriador de gás $h^{e\text{RG}}$, vazão de água que circula no resfriador de gás \dot{q}^{RG} , diferença de temperatura da água entre saída e entrada no resfriador de gás ΔT^{RG} , diferença de temperatura da água entre saída e entrada no condensador ΔT^{CD} e entalpia na saída do Coriolis de líquido $h_l^{s\text{FT}}$.

Para os desvios das massas específicas de líquido e de vapor nas Figura 5.7, Figura 5.9 e Figura 5.11 calculadas a partir da pressão e entalpia do balanço de energia, foi realizado uma sensibilidade da entalpia de líquido e vapor para cada nível de pressão (18, 20 e 23 bara). Para tanto, foram tomadas as faixas de entalpia obtidas via balanço de energia mantida a pressão constante. A Tabela 5.8 mostra os resultados da análise de sensibilidade para as massas específicas de líquido variando-se a entalpia do líquido:

Tabela 5.8 – Resultados para análise de sensibilidade da massa específica de líquido na saída do Coriolis,

Pressão (bara)	Entalpia de Líquido (kJ/kg)	Massa Específica de Líquido (kg/m ³)	Temperatura de Líquido (°C)
18	244,5-270	1044,6-360,6	27,74-27,76
20	251,5-280	1023,3-352,8	31,75-31,77
23	261,1-285	989,4-431,1	37,68-37,69

Na Tabela 5.8, para uma pressão constante de 18 bara e uma variação de entalpia de líquido obtida via balanço de energia na saída do Coriolis de 244,5 a 270 kJ/kg, a variação de massa específica é de 1044,6 a 360,6 kg/m³. Para essa variação de entalpia, a variação de temperatura foi de 0,02 °C. De maneira análoga para a pressão de 20 bara, uma variação de líquido de 28,5 kJ/kg corresponde a uma variação de massa específica de líquido de 670,5 kg/m³ e de temperatura de 0,02 °C; para a pressão de 23 bara, uma variação de líquido de 23,9 kJ/kg corresponde a uma variação de massa específica de líquido de 558,3 kg/m³ e de temperatura de 0,01 °C. Para os três níveis de pressão (18, 20 e 23 bara), a incerteza mínima na medição de temperatura na saída do Coriolis de líquido é de 1,13 °C, sendo, portanto, difícil o monitoramento dessas variações de temperatura de 0,01 a 0,02 °C durante a realização dos experimentos por estar dentro da incerteza dessa medição de temperatura.

A Tabela 5.9 mostra os resultados da análise de sensibilidade para as massas específicas de vapor variando-se a entalpia do vapor:

Tabela 5.9 – Resultados para análise de sensibilidade da massa específica de vapor na saída do Coriolis,

Pressão (bara)	Entalpia de Vapor (kJ/kg)	Massa Específica de Vapor (kg/m ³)	Temperatura do Vapor (°C)
18	426,3-300	71,8-203,6	27,86-27,78
20	426,3-320	80,9-183,9	31,87-31,79
23	425,7-370	96,6-139,5	37,80-37,75

Na Tabela 5.9, para uma pressão constante de 18 bara e uma variação de entalpia de vapor obtida via balanço de energia na saída do Coriolis de 426,3 a 300 kJ/kg, a variação de massa específica é de 71,8 a 203,6 kg/m³. Para essa variação de entalpia, a faixa de variação de temperatura foi de 0,08 °C. De maneira análoga para a pressão de 20 bara, uma variação de vapor de 106,3 kJ/kg corresponde a uma variação de massa específica de vapor de 103 kg/m³ e de temperatura de 0,08 °C; para a pressão de 23 bara, uma variação de vapor de 55,7 kJ/kg corresponde a uma variação de massa específica de vapor de 42,9 kg/m³ e de

temperatura de 0,05 °C. Para os três níveis de pressão (18, 20 e 23 bara), a incerteza mínima na medição de temperatura na saída do Coriolis de vapor é de 1,09 °C, sendo, portanto, difícil o monitoramento dessas variações de temperatura de 0,05 a 0,08 °C durante a realização dos experimentos por estar dentro da incerteza dessa medição de temperatura.

Os desvios da entalpia do vapor e líquido obtidos via balanço de energia, nas saídas dos Coriolis, explicam os desvios de massa específica de vapor e líquido mostrados nas Figura 5.7, Figura 5.9 e Figura 5.11 em relação à condição de vapor saturado e líquido subresfriado esperados nessas duas localidades, respectivamente. Diante dos desvios e sensibilidades apresentadas para entalpias e massas específicas via balanço de energia, para esse trabalho foi assumida como forma de cálculo de entalpia de líquido a partir de (P, ρ) ; para a massa específica de líquido, foi assumida o valor medido na saída do Coriolis de líquido como suficiente. Para o vapor, foi assumida a condição de saturação na saída do Coriolis de vapor, determinada a partir $(P_{\text{sat}}, x=1)$.

5.2.2 Escoamento Isentálpico entre Entrada da Seção de Teste e Seção de Medição

Nessa seção serão mostrados os resultados para avaliação do escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e a de medição. Os resultados de escoamento isentálpico são importantes para determinar as velocidades superficiais de líquido e vapor na seção de medição. Essas velocidades superficiais de líquido e vapor na seção de medição serão utilizadas na previsão do padrão de fluxo, levantamento da fração de vazio, análise de *drift* e levantamento dos gradientes de pressão.

O título mássico foi determinado a partir das leituras dos Coriolis de líquido e vapor na entrada da seção de teste. Conforme mostrado na seção 4.4 de metodologia, a entalpia da mistura foi calculada de forma iterativa, assumindo, no início, que o título mássico é igual ao título entálpico na entrada da seção de teste. Uma vez conhecido o título entálpico na entrada da seção de teste, foi determinada a entalpia da mistura, já que as entalpias nos Coriolis de líquido e vapor são conhecidas. O título entálpico na seção de medição a partir da entalpia da mistura, líquido e vapor foi determinado utilizando-se um mecanismo preditor-corretor até que o desvio absoluto fosse menor que 9×10^{-3} . A Tabela 5.10 mostram os resultados obtidos:

Tabela 5.10 –Escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e de medição,

Caso	P (bara)	Entrada da Seção de Teste							Seção de Medição		
		m_l (kg/s)	m_v (kg/s)	$h_l - (P,\rho)$ (kJ/kg)	$h_v - (P,x=1)$ (kJ/kg)	x_m (-)	x_h (-)	h_l (kJ/kg)	$h_l - (P,x=0)$ (kJ/kg)	$h_v - (P,x=1)$ (kJ/kg)	x_h (-)
1	18	0,41	0,04	244,5	426,3	0,092	0,086	260,1	243,3	426,3	0,092
2	18	0,41	0,06	243,4	426,3	0,127	0,121	265,6	242,3	426,3	0,127
3	18	0,41	0,07	244,6	426,3	0,145	0,140	270,1	243,7	426,3	0,145
4	18	0,41	0,08	244,0	426,3	0,164	0,160	273,2	243,1	426,3	0,164
5	18	0,38	0,09	243,7	426,3	0,196	0,192	278,7	242,8	426,3	0,196
6	18	0,36	0,13	245,8	426,3	0,257	0,253	291,5	244,8	426,3	0,257
7	20	0,44	0,03	251,8	426,2	0,066	0,062	262,5	250,9	426,3	0,066
8	20	0,41	0,07	251,4	426,3	0,150	0,146	277,0	250,7	426,3	0,150
9	20	0,40	0,08	252,0	426,3	0,165	0,156	279,2	250,1	426,3	0,165
10	20	0,39	0,09	250,6	426,3	0,186	0,181	282,4	249,6	426,3	0,186
11	20	0,38	0,11	250,9	426,3	0,219	0,215	288,6	250,0	426,3	0,219
12	20	0,35	0,12	251,8	426,2	0,252	0,248	295,0	250,9	426,3	0,252
13	23	0,39	0,03	263,1	425,6	0,074	0,070	274,4	262,3	425,6	0,074
14	23	0,35	0,08	261,1	425,7	0,187	0,183	291,2	260,2	425,8	0,187
15	23	0,30	0,11	262,1	425,6	0,270	0,267	305,8	261,3	425,7	0,270
16	23	0,30	0,12	261,7	425,7	0,277	0,273	306,5	260,9	425,8	0,277

sendo: m_l e m_v as vazões mássicas de líquido e vapor, respectivamente; h_l e h_v são a entalpia de líquido e vapor, respectivamente; a descrição (P,ρ) refere-se ao método de cálculo da entalpia a partir da pressão e massa específica lida no Coriolis de líquido; a descrição $(P,x=1)$ refere-se ao vapor saturado; a descrição $(P,x=0)$ refere-se ao líquido saturado; x_m é o título mássico (razão entre a vazão de vapor e a vazão total de fluido R410A) medida a partir da leitura dos Coriolis de líquido e vapor; x_h é o título entálpico determinado a partir das entalpias de vapor e líquido e entalpia da mistura.

Para os 16 casos da grade de teste da Tabela 5.10, as entalpias do líquido subresfriado na entrada da seção de teste têm valores próximos às da entalpia do líquido saturado na seção de medição. Para o vapor, tanto na entrada de teste quanto na seção de medição, foi considerado que o mesmo estava saturado. A entalpia da mistura na entrada da seção de teste depende do título (Eq. 4.30); o título entálpico fornece o quão próximo a entalpia da mistura está da entalpia de líquido e vapor, sendo o título mássico uma razoável estimativa inicial para o processo iterativo do cálculo do título entálpico entre a entrada de seção de teste e de medição. Após o cálculo iterativo, o máximo desvio no título entálpico entre a entrada da seção de teste e de medição foi de 9×10^{-3} ou 7,5%. Na Tabela 5.10, existem pequenas diferenças entre o título mássico da entrada da seção de teste e o entálpico da seção de medição, tendo um valor máximo menor que 1×10^{-15} . Durante o processo iterativo, não foram observadas reduções significativas dos desvios entre o título entálpico entre a entrada da seção de teste e a de medição, sendo possível reduzir as diferenças entre o título mássico e entálpico para a entrada da seção de teste.

Uma vez que o escoamento é isentálpico entre esses dois pontos, foram determinadas as velocidades superficiais de líquido e vapor a partir do título entálpico e o fluxo mássico total de fluido refrigerante R410A na seção de medição. A Tabela 5.11 mostra os resultados das velocidades superficiais de líquido, vapor e respectivas razões de densidade na seção de medição para os 16 casos da grade de teste:

Tabela 5.11 – Velocidades superficiais de líquido e vapor na seção de medição,

Ponto de Referência	Seção de Medição				
	Caso	P (bara)	j_l (m/s)	j_v (m/s)	ρ_l/ρ_v
1	17		0,71	1,07	15
2			0,71	1,56	15
3			0,71	1,78	15
4			0,70	2,07	15
5			0,64	2,36	15
6			0,62	3,12	15
7	20		0,77	0,70	13
8			0,72	1,62	13
9			0,70	1,81	13
10			0,68	2,03	13
11			0,66	2,40	13
12			0,62	2,67	13
13	23		0,71	0,58	10
14			0,63	1,53	10
15			0,54	2,07	10
16			0,55	2,21	10

na qual j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor calculadas na se o de medi o, respectivamente.

5.2.3 Previsão do Mapa de Fluxo na Se o de Medi o

A Figura 5.12 mostra o mapa de Taitel e Dukler (1980) para escoamento vertical com ar e água a 1 bara e 25  C:

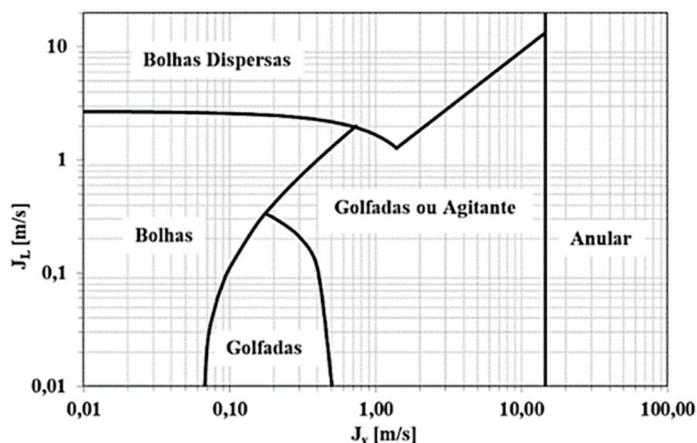


Figura 5.12 – Mapa de fluxo previsto segundo Taitel e Dukler (1980) para água e ar, a 1 bara, 25 °C e 2,5 cm de diâmetro,

na legenda, j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente.

Nessa tese, esse mesmo mapa foi utilizado para verificar o comportamento das linhas de transição entre os padrões de escoamento para as razões de densidade de 10 a 15 da Tabela 5.11. O mapa de fluxo para a razão de densidade de 10 a 15 é mostrado na Figura 5.13. Os pares de velocidade superficial de líquido e vapor para as pressões de 17 a 23 bara são aqueles que constam na Tabela 5.11:

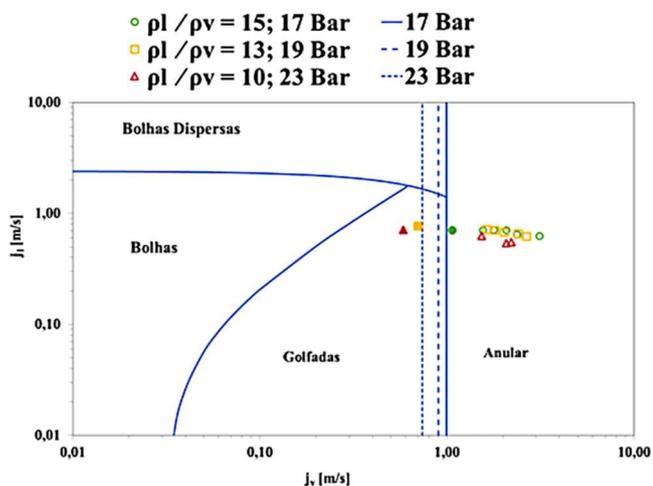


Figura 5.13 – Mapa de fluxo previsto segundo Taitel e Dukler (1980) na seção de medição, na legenda, j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente.

As linhas contínuas representam as transições entre padrões de escoamento calculadas para 17 bara. As duas linhas pontilhadas representam as transições de golfadas para anular em 19 e 23 bara. Os pontos vazados e cheios na figura são os 16 pontos da

Tabela 5.11. Os símbolos cheios representam pontos no padrão golfadas ou perto da transição anular-golfadas; os símbolos vazados representam os pontos no padrão anular.

A Figura 5.13 mostra também que não há variações significativas das linhas de transição bolhas dispersas para bolhas e de bolhas para golfadas para uma variação na razão de densidade na seção de medição de 15 até 10. A região de bolhas dispersas da Figura 5.13 é similar àquela mostrada na Figura 5.12, sendo que essa região começa com uma velocidade superficial de líquido em torno de 2 m/s.

A região do padrão golfadas para baixas velocidades superficiais de líquido (0,01 m/s) começa com baixas velocidades superficiais de vapor (0,035 m/s) e diminui muito pouco com a diminuição da razão de densidade. Se fosse uma mistura ar e água (Figura 5.12), a velocidade superficial de gás seria duas vezes maior.

A linha de transição golfadas-anular tem uma variação significativa, deslocando-se para a esquerda quando há uma diminuição da razão de densidade de 15 para 10. A região do padrão churn desaparece com esse deslocamento dessa linha de transição. A transição golfadas-anular ocorre em menores velocidades superficiais de vapor à medida que a razão de densidade diminui. Se fosse uma mistura ar e água (Figura 5.12), a transição do padrão bolhas dispersas para anular iria ocorrer com velocidades superficiais de líquido superiores a 10 m/s. Na Figura 5.13, a transição começa com 1 m/s e diminui com a diminuição da razão de densidade. Para uma razão de densidade $\rho_l/\rho_v = 15$ e 10 (19 ou 23 bara), as transições ocorrem em 0,9 e 0,75 m/s, respectivamente.

Os dois pontos na região do padrão golfadas e o outro perto da transição golfadas-anular tem velocidades superficiais de vapor abaixo de 1,1 m/s. No circuito experimental, não há janela de visualização, não sendo possível confirmar esses padrões de escoamento. Entretanto, é razoável assumir padrão golfadas para esses pontos. Outros resultados mostrados à frente irão corroborar essa hipótese.

5.2.4 Medição de Fração de Vazio

Nessa seção serão apresentados os resultados das frações de vazio determinados por meio das válvulas de fechamento rápido nos testes estáticos. Uma característica do escoamento anular é o alto escorregamento. A avaliação do escorregamento é realizada por meio da razão de velocidade de escorregamento. As Figura 5.14 e Figura 5.15 mostram a

fração de vazio e a razão da velocidade de escorregamento em função da razão de injeção de vapor, respectivamente:

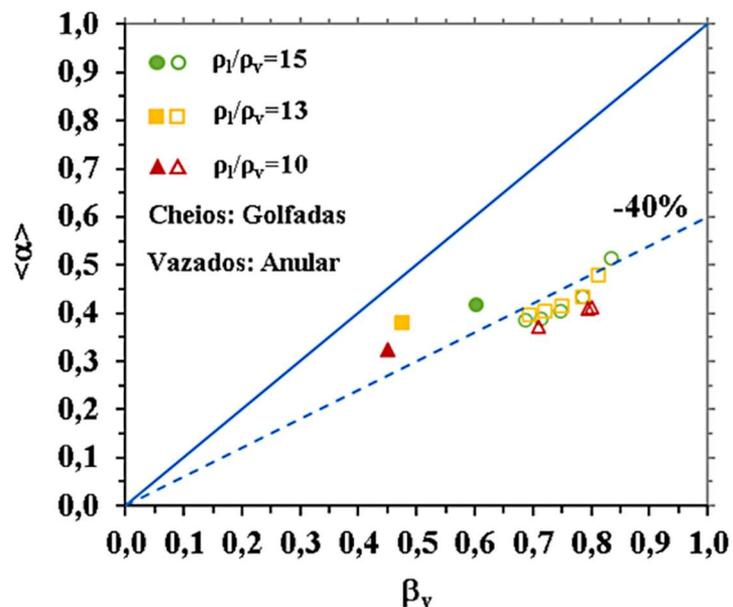


Figura 5.14 – Razão de injeção de vapor em função da fração de vazio,

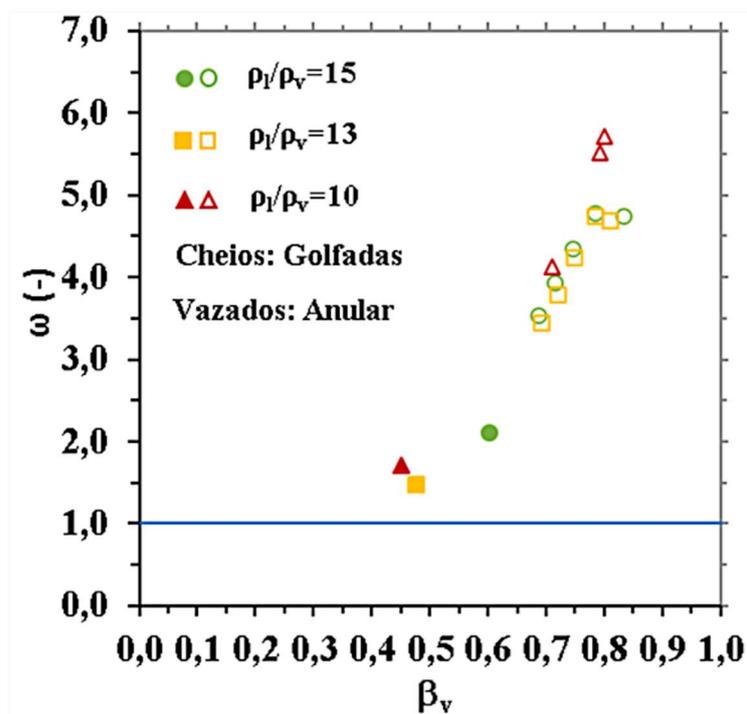


Figura 5.15 – Razão de injeção de vapor em função da razão de velocidade de escorregamento,

sendo α e β as frações de vazio e razão de injeção de vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente; ω é a razão de velocidade de escorregamento.

As frações de vazio medidas são 40% menores que a razão de injeção de vapor. As exceções são os dois pontos no padrão golfadas e o outro perto da transição anular-golfadas. As frações de vazios desses três pontos são 30% menores, sendo mostrados nessas figuras com símbolos cheios. O maior desvio da fração de vazio em relação à razão de injeção de vapor ocorre para $\beta_v > 0,7$. Os desvios são maiores que 40% para esses casos. A Figura 5.15 mostra uma razão de velocidade de escorregamento próxima de 2 para pontos no padrão golfadas. Os pontos identificados como anular com símbolos vazados apresentam razão de velocidade de escorregamento maiores que 3,2. Ribeiro et al. (2020) também observou essa mesma tendência. A razão de densidade não influencia significativamente a fração de vazio e razão de velocidade de escorregamento; ambas aumentam com o aumento da velocidade superficial de vapor:

Maiores desvios da fração de vazio em relação à razão de injeção de vapor indicam alto escorregamento entre as fases. A razão entre a razão de injeção e fração de vazio para o padrão golfadas pode ser obtida da seguintes expressão:

$$\frac{\beta_v}{\alpha} = C_0 + \frac{C_\infty}{Fr}, \quad (5.1)$$

sendo α e β as frações de vazio e razão de injeção de vapor, respectivamente; C_0 é o parâmetro de distribuição, C_∞ é o parâmetro de deslizamento e Fr é o número de Froude baseado na velocidade de mistura ($j_l + j_v$).

A Tabela 5.12 mostra os valores da razão entre a razão de injeção de vapor e a fração de vazio para todos os pontos da grade de teste (Tabela 5.11):

Tabela 5.12 – Valores teóricos e medidos da razão entre a razão de injeção de vapor e fração de vazío,

Caso #	P [Bar]	j_l [m/s]	j_v [m/s]	β Medido	α Medido	Fr (-)	f_e (-)	α_c (-)	ϕ_l (m)	α Teórico	β/α		Desvio
											Medido	Teórico	
1		0,71	1,07	0,60	0,42	3,47	-	-	-	0,46	1,44	1,30	11%
2		0,71	1,56	0,69	0,38	4,43	0,08	0,97	1,77E-03	0,73	1,79	0,95	89%
3	17	0,71	1,78	0,71	0,39	4,87	0,11	0,96	1,75E-03	0,72	1,84	0,99	86%
4		0,70	2,07	0,75	0,40	5,43	0,15	0,95	1,69E-03	0,73	1,85	1,03	79%
5		0,64	2,36	0,79	0,43	5,89	0,17	0,95	1,55E-03	0,75	1,81	1,05	72%
6		0,62	3,12	0,83	0,51	7,34	0,30	0,94	1,48E-03	0,75	1,62	1,12	45%
7		0,77	0,70	0,48	0,38	2,87	-	-	-	0,36	1,25	1,32	-5%
8		0,72	1,62	0,69	0,40	4,58	0,11	0,95	1,76E-03	0,61	1,75	1,14	54%
9	19	0,70	1,81	0,72	0,40	4,92	0,14	0,95	1,66E-03	0,61	1,78	1,19	50%
10		0,68	2,03	0,75	0,41	5,30	0,17	0,95	1,62E-03	0,61	1,81	1,24	46%
11		0,66	2,40	0,78	0,43	5,99	0,23	0,94	1,55E-03	0,60	1,81	1,30	39%
12		0,62	2,67	0,81	0,48	6,44	0,26	0,94	1,47E-03	0,60	1,70	1,34	26%
13		0,71	0,58	0,45	0,32	2,54	-	-	-	0,34	1,39	1,33	4%
14	23	0,63	1,53	0,71	0,37	4,22	0,13	0,95	1,60E-03	0,61	1,91	1,17	63%
15		0,54	2,07	0,79	0,41	5,12	0,20	0,95	1,35E-03	0,61	1,93	1,30	48%
16		0,55	2,21	0,80	0,41	5,39	0,23	0,95	1,37E-03	0,61	1,94	1,32	47%

na qual P é a pressão, j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente; α e β são as frações de vazío e razão de injeção de vapor, respectivamente; Fr é o número de Froude baseado na velocidade de mistura (j_l+j_v); f_e é a fração de entrelhecimento estimada pela correlação de Ishii e Mishima (1989); α_c é a fração de vazío no core de vapor; ϕ_l é a espessura do filme de líquido.

Foram utilizados os valores do parâmetro de distribuição e de deslizamento estimados por Bendiksen (1984) para avaliar a Eq. (5.1). Os pontos no padrão golfadas mostrados no mapa da Figura 5.13 têm $2,5 < Fr < 3,5$. Esses pontos são destacados na Tabela 5.12, em cinza. O maior desvio para esses pontos é de 11% e mostra a baixa influência da razão de densidade no padrão golfadas. Esse fato corrobora a hipótese desses pontos pertencerem à região do padrão golfadas. Os pontos identificados no padrão anular (Figura 5.13) têm desvios de até 89% e diminuem com o aumento do Fr. Além disso, esses desvios diminuem com a diminuição da razão de densidade. A espessura do filme aumenta com o aumento da massa específica do gás.

5.2.5 Análise de Drift

Nessa seção serão mostrados os resultados da análise de *drift* a partir da velocidade superficial de vapor, total e fração de vazío medida na seção de medição. Esses resultados da análise de *drift* são mostrados para cada uma das razões de densidade da Tabela 5.11. Nesse trabalho, os dados experimentais são comparados com dois modelos: Bhagwat and Ghajar (2014) e Ishii (1977).

Zuber and Findlay (1965) propuseram que a relação de *drift* seja determinada por dois parâmetros: distribuição e velocidade de *drift*. A velocidade de *drift* é determinada por meio da medição da velocidade de ascensão de uma bolha em uma coluna de líquido estagnada ou liberando-a em um escoamento monofásico de líquido com vazão controlada. O parâmetro de distribuição é mais difícil, sendo necessário conhecer como a fase dispersa está distribuída na seção transversal, além do perfil de velocidade. Mesmo em circuitos abertos, esses procedimentos são de difícil execução. Nenhum deles pode ser realizado no circuito proposto nesse trabalho. Esses parâmetros para maioria das relações de *drift* são medidos indiretamente por meio de regressões lineares da velocidade adimensional in situ de vapor e o número de Froude. O parâmetro de distribuição é a inclinação dessa curva. A velocidade adimensional de *drift* ou coeficiente de *drift* é obtido extrapolando-se o número de Froude para zero.

A Figura 5.16 mostra os resultados obtidos para os casos de 1 a 16 da grade teste:

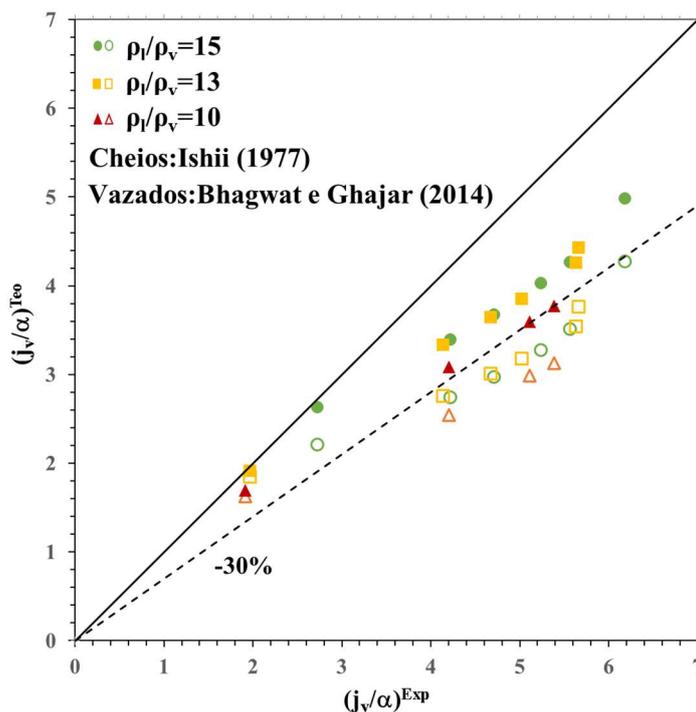


Figura 5.16 – Relação de *drift* teórica e medida para os pontos da grade de teste: símbolos cheios Ishii (1977), símbolos vazados Bhagwat and Ghajar (2014),

sendo, j_v a velocidade superficial de vapor, α a fração de vazio; os subscritos exp e teo significam experimental e teórico, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente.

Ambas correlações subestimam as velocidades in situ de vapor em 30%, com exceção de três pontos. Esses pontos são dois na região do padrão golfadas e um terceiro perto da linha de transição golfadas-anular (Figura 5.13). Não é observada influência da razão de densidade na relação de *drift* para uma faixa de Fr de 2,6 a 7,4. Todos os pontos experimentais seguem a mesma tendência.

A Tabela 5.13 mostra os valores dos parâmetros de distribuição e velocidade de *drift* previstos pelos modelos de Ishii (1977) e de Bhagwat & Ghajar (2014) para os 16 casos da grade de teste:

Tabela 5.13 Parâmetros de distribuição e deslizamento previstos pelos modelos de Ishii (1977) e de Bhagwat e Ghajar (2014),

Caso	ρ_l/ρ_v	j_l (m/s)	j_v (m/s)	j (m/s)	α (-)	Ishii (1977)		Bhagwat e Ghajar (2014)		Padrão de Escoamento	jv/α_{exp}	jv/α_{Ghajar}	jv/α_{Ishii}
						C_0	V_0 (m/s)	C_0	V_0 (m/s)				
1	15	0,70	1,14	1,84	0,42	1,40	0,06	1,13	0,13	Anular	2,72	2,21	2,63
2		0,70	1,62	2,32	0,38	1,44	0,06	1,12	0,14	Anular	4,22	2,74	3,40
3		0,71	1,83	2,54	0,39	1,43	0,05	1,12	0,14	Anular	4,71	2,98	3,68
4		0,70	2,12	2,82	0,40	1,41	0,04	1,11	0,13	Anular	5,24	3,28	4,03
5		0,64	2,41	3,06	0,43	1,39	0,03	1,11	0,13	Anular	5,56	3,52	4,27
6		0,62	3,17	3,79	0,51	1,31	0,01	1,09	0,12	Anular	6,18	4,27	4,99
7	13	0,77	0,75	1,51	0,38	1,14	0,18	1,13	0,14	Golfadas	1,96	1,85	1,91
8		0,72	1,64	2,35	0,40	1,40	0,04	1,12	0,13	Anular	4,14	2,76	3,34
9		0,70	1,89	2,59	0,40	1,39	0,04	1,11	0,13	Anular	4,67	3,01	3,64
10		0,67	2,08	2,75	0,41	1,39	0,03	1,11	0,13	Anular	5,03	3,18	3,85
11		0,66	2,44	3,10	0,43	1,37	0,02	1,10	0,13	Anular	5,63	3,54	4,26
12		0,62	2,71	3,33	0,48	1,33	0,02	1,09	0,12	Anular	5,66	3,76	4,43
13	10	0,71	0,62	1,33	0,32	1,14	0,18	1,13	0,13	Golfadas	1,92	1,63	1,69
14		0,62	1,57	2,19	0,37	1,39	0,04	1,10	0,13	Anular	4,21	2,54	3,08
15		0,54	2,10	2,64	0,41	1,36	0,02	1,09	0,12	Anular	5,11	2,99	3,59
16		0,55	2,22	2,77	0,41	1,36	0,02	1,09	0,12	Anular	5,39	3,13	3,78

sendo: ρ_l/ρ_v a razão de densidade líquido-vapor; j_v e j_l as velocidades superficiais de vapor e líquido, respectivamente; j a velocidade da mistura; α é a fração de vazio; C_0 e V_0 os parâmetros de distribuição e velocidade de *drift*, respectivamente; os subscritos *exp*, Bhagwat e Ghajar (2014) e Ishii (1977) significam experimental e os outros dois se referem aos respectivos autores de cada modelo.

O modelo de Ishii (1977) apresenta resultados um pouco melhor que o modelo de Bhagwat and Ghajar (2014), com um desvio médio de 20%. Bhagwat and Ghajar (2014) tem um desvio médio de 32%. Esse fato também pode ser visto, de forma gráfica, na Figura 5.16. Da Tabela 5.13, os valores do parâmetro de distribuição pelo modelo de Ishii (1977) foram ligeiramente maiores que a do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014) para razão de densidade de 10 a 15, com exceção dos casos 7 e 13 que correspondem aos pontos na região do padrão golfadas. Para esses dois pontos, os valores previstos pelos dois modelos são os mesmos. O modelo de Ishii (1977) prevê velocidades de *drift* menores que 0,06 m/s para os casos no padrão anular. Essas velocidades próximas de zero reforçam o fato de não deslizamento entre

as gotículas de líquido e a fase vapor no *core*, sendo uma das hipóteses para aplicação do modelo de Alves et al. (1991). Para os casos no padrão anular pelo modelo de Ishii (1977), foi aplicado o critério da Eq. (2.77) para determinar se as bolhas eram distorcidas ou não; uma vez que as bolhas do *core* de vapor foram consideradas não distorcidas, foi aplicada a Eq. (2.74) para o cálculo de V_0 . No cenário de bolhas não distorcidas, o escoamento é considerado homogêneo no *core* de vapor.

Para os dois pontos no padrão golfadas, ambos os modelos preveem velocidades de *drift* muito próximas, havendo pequenas diferenças dessas velocidades para o padrão anular e razão de densidade de 10 a 15. No modelo de Bhagwat e Ghajar (2014), não existem diferenças nos valores C_0 e V_0 , para uma razão de densidade de 10 a 15, independentemente do padrão de escoamento. Para o padrão anular e razão de densidade de 10 a 15, não são observadas diferenças significativas nos valores de C_0 e V_0 segundo o modelo de Ishii (1977); há diferenças de C_0 e V_0 quando há mudança no padrão de escoamento quando aplicado o modelo de Ishii (1977):

A relação de *drift* (Eq.2.23) pode ser adimensionalizada, resultando na Eq. 5.2:

$$\frac{j_v}{\alpha} = C_0 j + V_0, \quad (2.84)$$

$$\frac{j_v}{\alpha \sqrt{g D}} = C_0 Fr_j + C_\infty, \quad (5.2)$$

nas quais, j_v é a velocidade superficial de vapor; j é a velocidade da mistura; α é a fração de vazio; C_0 e V_0 são os parâmetros de distribuição e velocidade de *drift*, respectivamente; g é a aceleração da gravidade e D é o diâmetro interno da tubulação; $j_v/[\alpha(gD)^{1/2}]$ é a velocidade adimensional in situ do vapor e Fr_j é o número de Froude da mistura líquido-vapor; C_∞ é o coeficiente de *drift* (velocidade de *drift* adimensional).

O parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift* podem também ser obtidos por regressão linear a partir de um gráfico $j_v/[\alpha(gD)^{1/2}] = f(Fr_j)$. A Figura 5.17 mostra esse gráfico e as incertezas associadas tanto para a velocidade in situ adimensional de vapor quanto para o número de Froude da mistura para os 16 pontos da grade experimental de teste. Na Figura 5.17, a incerteza para o número de Froude da mistura varia de 1,5 a 4,5%; para a velocidade adimensional de vapor varia de 8,3 a 13,5%. A análise de incertezas se encontra no apêndice B:

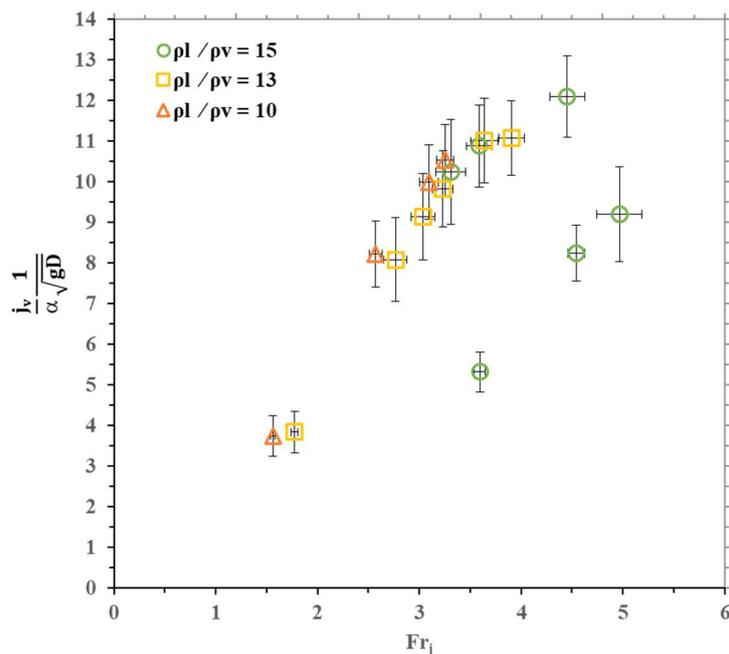


Figura 5.17 – Incertezas da velocidade adimensional de vapor e número de Froude da mistura.

A Figura 5.18 mostra o parâmetro de distribuição e o coeficiente de *drift* obtidos experimentalmente, pelo modelo de Bhagwat and Ghajar (2014) and Ishii (1977) por meio de regressão linear:

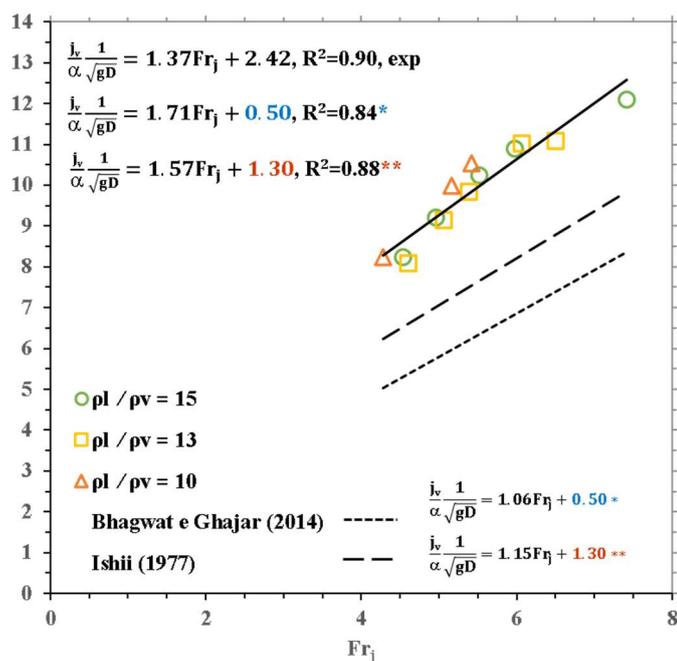


Figura 5.18 – Velocidade in situ adimensional de vapor em função do número de Froude da mistura,

na qual j_v é a velocidade superficial de vapor; α é a fração de vazio; g é aceleração da gravidade e D é o diâmetro interno da tubulação; $j_v/[\alpha(gD)^{1/2}]$ é a velocidade adimensional in situ do vapor e Fr_j é o número de Froude da mistura líquido-vapor; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente; exp se refere à regressão obtida via dados experimentais; a descrição * se refere à regressão obtida inserindo o coeficiente de *drift* do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014); a descrição ** se refere à regressão obtida inserindo o coeficiente de *drift* do modelo de Ishii (1977).

Os modelos foram simplificados para se equiparar ao modelo de Zuber and Findlay (1965) para toda a faixa do regime de Froude. Os dois pontos no padrão golfadas e aquele perto da linha de transição golfadas-anular foram desconsiderados nessa análise. O parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift* obtidos a partir dos dados experimentais foram 1,37 e 2,42, respectivamente. O coeficiente R^2 é 0,90, o que indica um bom ajuste. Os valores obtidos desses parâmetros por meio do modelo de Bhagwat and Ghajar (2014) foram 1,06 e 0,50, respectivamente. Já o modelo de Ishii (1977) previu os valores de 1,15 e 1,30, respectivamente. O coeficiente R^2 para os dois modelos é maior que 0,95. O maior desvio é do modelo de Bhagwat and Ghajar (2014) com 23 e 79% para o parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift*, respectivamente. A correlação de Bhagwat and Ghajar (2014) é um ajuste de uma grande quantidade de dados experimentais por meio de uma simples correlação, sendo esperada uma lacuna em termos de acurácia. Para o modelo de Ishii (1977), o desvio do parâmetro de distribuição entre o modelo de Ishii (1977) e o valor obtido via regressão de dados experimentais foi de 16%; já o desvio do coeficiente de *drift* no modelo de Ishii (1977) e aquele obtido via regressão de dados experimentais foi de 46%.

Os dados experimentais foram extrapolados para $Fr=0$ para obter o coeficiente de *drift*. Entretanto, essa extrapolação não é satisfatória, levando a uma dispersão das velocidades de *drift*, conforme destacado por Alves et al. (1993). É recomendável realizar medições com baixos números de Froude para evitar isso. Entretanto, é virtualmente impossível manter o padrão de fluxo durante o processo. Na prática, são utilizadas velocidades de *drift* medidas ou obtidas por meio de correlações. A Figura 5.18 mostra o valor do parâmetro de distribuição, utilizando os coeficientes de *drift* previstos pelos modelos de Bhagwat and Ghajar (2014) e Ishii (1977). Para os dois casos, o coeficiente R^2 diminui para 0,84 e 0,88, respectivamente, sendo ainda considerado um bom ajuste. Os desvios do parâmetro de distribuição aumentam para os dois casos. Para o modelo de Bhagwat and Ghajar (2014), o desvio no parâmetro de distribuição em relação ao valor original de 1,06 é de 38%. Já para

o modelo de Ishii (1977), o desvio em relação ao valor original de 1,16 é de 27%. É importante salientar que essas diferenças valores do parâmetro de distribuição são consequências do ajuste, em especial do coeficiente de *drift* utilizado. Para um melhor entendimento da influência da razão de densidade na relação de *drift*, é necessário determinar com muito cuidado a velocidade de *drift*.

5.2.6 Gradientes de Pressão Bifásicos

O gradiente de pressão em escoamentos verticais é composto de duas parcelas: hidrostática e de atrito. O principal componente para o escoamento em golfadas é o hidrostático. Para o escoamento anular, ambos são importantes. Nessa seção serão mostrados os resultados do gradiente de pressão total e a parcela por atrito, descritos nas seções 2.2.3 e 2.2.4 da metodologia. A Figura 5.19 mostra o gradiente total medido e teórico para todos os pontos da grade de teste (Tabela 5.11):

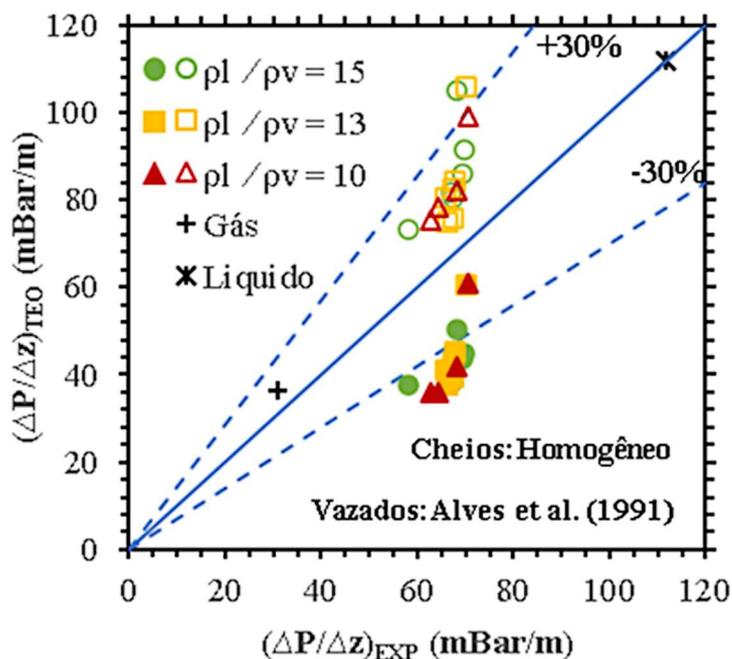


Figura 5.19 – Gradiente de pressão teórico e experimental: Homogêneo e Modelo de Alves et al. (1991),

sendo, $\Delta P/\Delta z$ é o gradiente de pressão; os sobrescritos exp e teo significam experimental e teórico, respectivamente; ρ_l/ρ_v a razão de densidade líquido-vapor.

Na Figura 5.19, também são mostrados os valores desse gradiente para escoamento monofásico de líquido e vapor. Os testes monofásicos com líquido e vapor foram realizados para validar os procedimentos de medição. O número de Reynolds para testes monofásicos de líquido e vapor foram da ordem de 10^5 e 10^6 , respectivamente. O desvio do gradiente total teórico e medido para do teste monofásico com líquido foi de 0,1%. Esse desvio é menor que a incerteza teórica (0,15%) e o erro experimental (0,22%). Nessa análise foi utilizada uma incerteza de 15% do fator de atrito de Colebrook (1939). O desvio da parcela por atrito foi de 3,6% e a incerteza estimada em 21,7%. Para o vapor, o desvio do gradiente total teórico e medido foi de 18%, próximo à incerteza teórica de 16,9%. O maior desvio é para a perda de carga no teste monofásico com gás (26%). Mesmo assim, está próximo da maior incerteza estimada em 21,7%. Os testes monofásicos com líquido e vapor mostraram que o procedimento das medições para pressão foi satisfatório. O cálculo de incerteza teórica dos gradientes por fricção e atrito podem ser encontrados no Apêndice B.

Os símbolos cheios Figura 5.19 representam os gradientes de pressão previstos pelo modelo homogêneo e os símbolos vazados representam os valores previstos pelo modelo de Alves et al. (1991). Não há evidência da influência da razão de densidade no gradiente de pressão. O modelo de Alves et al. (1991) prevê valores de gradiente de pressão mais próximos dos valores experimentais do que o modelo homogêneo, com todos os pontos com desvio menor que 30%, com exceção de três pontos. Desses pontos, dois estão na região do padrão golfadas e um na perto da linha de transição anular-golfadas. Os desvios do gradiente de pressão previstos pelo modelo homogêneo são maiores que 30%, com exceção de três pontos. Desses pontos, dois estão na região do padrão golfadas e um perto da linha de transição anular-golfadas. O modelo homogêneo tende a subestimar o gradiente de pressão enquanto o modelo de Alves et al. (1991) tende a superestimar. As frações de vazio utilizadas no modelo de Alves et al. (1991) são menores que as do modelo homogêneo (Figura 5.14). Assim sendo, a parcela hidrostática do gradiente de pressão prevista pelo modelo de Alves et al. (1991) é maior que a do modelo homogêneo. As medições de fração de vazio mostram que o filme de líquido tem uma espessura maior quando a massa específica do gás aumenta (Tabela 5.12). Isso explica porque o modelo de Alves et al. (1991) tende a superestimar o gradiente de pressão. A parcela por atrito do gradiente de pressão será mostrada mais à frente.

O gradiente de pressão é altamente dependente do atrito interfacial (Oliemans et al., 1986). Tendo em vista a dependência do atrito interfacial, foi proposto um fator de correção

para o fator de atrito em termos do número de Weber modificado. Para tanto, foi implementado um programa em Matlab para determinar os coeficientes desse fator de correção da Eq. (5.3):

$$FC_{\text{total}} = \psi [We']^w, \quad (5.3)$$

sendo FC_{total} é o fator de correção para o gradiente de pressão total, ψ e w são coeficientes do fator de correção proposto e We' é o número de Weber modificado dado pela Eq. (2.46).

O programa em Matlab utiliza o método dos mínimos quadrados para determinar os melhores coeficientes ψ e w que se ajustam aos dados experimentais de gradiente de pressão e aquelas previstas por meio do modelo de Alves et al. (1991). Após a implementação em Matlab foi encontrado $\psi = 2737,5$ e $w = -0,80$. A Figura 5.20 mostra os valores de gradiente de pressão previstos pelo modelo de Alves et al. (1991) antes e depois do ajuste:

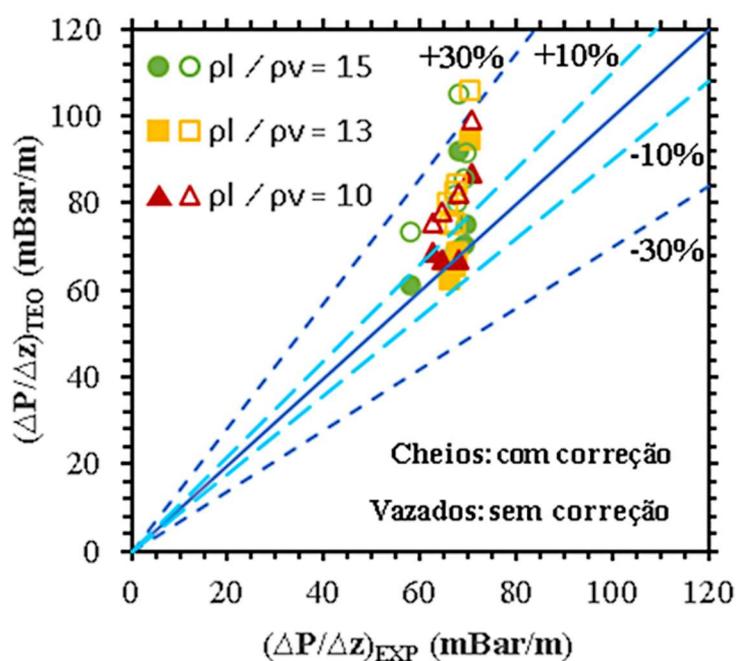


Figura 5.20 – Gradiente de pressão teórico e experimental: Modelo de Alves (1991) e Modelo de Alves (1991) com fator de correção,

sendo, $\Delta P/\Delta z$ é o gradiente de pressão; os sobrescritos exp e teo significam experimental e teórico, respectivamente; ρ_l/ρ_v a razão de densidade líquido-vapor.

Os símbolos cheios representam os valores do gradiente de pressão com o fator de correção e os símbolos vazados sem esse fator. O fator de correção melhora os valores previstos para todos os pontos da grade de teste. O desvio médio é de 26,5 e 8,2% para o modelo original e o modelo com correção, respectivamente. Como esperado, o máximo desvio de 34% ocorre para os dois pontos na região do padrão golfadas e o outro ponto perto da transição anular-golfadas, mesmo utilizando o fator de correção. O modelo de Alves et al. (1991) foi proposto originalmente para escoamento anular, não sendo esperado ter uma boa resposta para o padrão golfadas.

A Tabela 5.14 mostra os parâmetros mais importantes para o cálculo do gradiente de pressão pelo modelo de Alves et al. (1991):

Tabela 5.14-Parâmetros de gradiente de pressão do modelo de Alves et al. (1991),

Caso	P (Bara)	ρ_l/ρ_v (-)	j_l (m/s)	j_v (m/s)	α_c	α	ϕ_l (mm)	f_E (-)	V_F (m/s)	V_c-V_F (m/s)	I (-)	τ_i (N/m ²)	τ_{wl} (N/m ²)	ΔP_F (mBar)	ΔP^{exp} (mBar)
1		15	0,71	1,07	0,82	0,42	3,74	0,32	0,97	1,59	1,71	1,7	2,12	211,5	136,4
2		15	0,71	1,56	0,77	0,38	3,79	0,67	0,46	3,59	1,11	6,1	0,58	183,1	139,4
3	17	15	0,71	1,78	0,76	0,39	3,72	0,77	0,33	4,24	1,08	8,0	0,32	171,5	138,8
4		15	0,70	2,07	0,78	0,40	3,64	0,83	0,25	4,87	1,06	9,6	0,20	162,7	134,3
5		15	0,64	2,36	0,81	0,43	3,50	0,84	0,22	5,23	1,06	9,8	0,15	159,9	135,1
6		14	0,62	3,12	0,85	0,51	2,91	0,87	0,20	5,89	1,06	10,1	0,14	145,2	116,1
7		13	0,77	0,70	0,80	0,38	4,06	0,22	1,14	0,70	4,37	1,0	2,68	212,8	140,6
8		13	0,72	1,62	0,74	0,37	3,80	0,79	0,30	4,08	1,08	8,1	0,26	167,6	135,4
9	19	13	0,70	1,81	0,76	0,40	3,52	0,81	0,29	4,18	1,08	7,9	0,25	165,3	134,4
10		13	0,68	2,03	0,78	0,41	3,53	0,85	0,22	4,68	1,07	9,0	0,16	159,9	131,7
11		13	0,66	2,40	0,80	0,43	3,44	0,90	0,15	5,38	1,06	10,6	0,08	149,9	134,4
12		13	0,62	2,67	0,83	0,48	3,13	0,88	0,17	5,40	1,06	9,7	0,10	148,5	132,5
13		10	0,71	0,58	0,73	0,32	4,33	0,31	0,89	0,92	2,52	1,2	1,64	198,5	141,2
14	23	10	0,63	1,53	0,74	0,37	3,80	0,84	0,19	3,91	1,09	7,5	0,12	163,3	136,3
15		10	0,54	2,07	0,81	0,43	3,55	0,90	0,11	4,73	1,07	8,5	0,05	154,7	128,9
16		10	0,55	2,21	0,81	0,41	3,73	0,94	0,06	5,30	1,06	10,3	0,02	149,2	125,6

sendo: P a pressão, ρ_v e ρ_l as massas específicas de vapor e líquido, respectivamente; j_v e j_l as velocidades superficiais de vapor e líquido, respectivamente; α_c e α as frações de vazio do core de vapor e total, respectivamente; ϕ_l a espessura do filme de líquido; f_e a fração de entrelaçamento do líquido no core de vapor; V_F a velocidade do filme de líquido; V_c-V_F a diferença de velocidade entre o vapor do core e o filme de líquido; I o parâmetro adimensional para cálculo do fator de atrito interfacial; τ_i a tensão na interface entre o core de vapor e o filme de líquido; τ_{wl} a tensão na parede da tubulação; $(\Delta P/\Delta z)$ o gradiente de pressão; o subscrito F se refere ao filme de líquido e exp se refere aos valores experimentais.

A Tabela 5.14 pode explicar os desvios entre os gradientes de pressão total calculado pelo modelo de Alves et al. (1991) e aqueles obtidos experimentalmente para os casos que estão no padrão golfadas ou perto da transição anular-golfadas. Esses pontos estão marcados

em cinza na Tabela 5.14. O gradiente de pressão total depende de um balanço entre as tensões na parede e interfacial entre o filme de líquido e o *core* de vapor (Eq. 2.39):

$$-\tau_w \frac{S_w}{A_F} + \tau_i \frac{S_i}{A_F} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_F - \rho_l g \sin \theta = 0, \quad (2.85)$$

na qual: τ_w e τ_i , são a tensão no líquido exercida pela parede e na interface entre o gás e o filme de líquido, respectivamente; S_w e S_i são o perímetro do duto e da interface gás-líquido, respectivamente; A_F e A_C são a área da seção transversal ocupada pelo filme e pelo *core*, respectivamente; θ é a inclinação da tubulação com a horizontal; $(\Delta P/\Delta z)_F$ é o gradiente de pressão do filme de líquido; ρ_l é a massa específica do líquido no filme.

A tensão na parede na tubulação depende da velocidade do filme de líquido (Eq. 2.51) e a interfacial depende da diferença de velocidade entre o *core* de vapor e o filme de líquido (Eq. 2.53):

$$\tau_w = \rho_l f_F \frac{v_F^2}{8}, \quad (2.86)$$

$$\tau_i = \rho_c f_I \frac{(v_v - v_F)^2}{8}, \quad (2.87)$$

nas quais: ρ_l e ρ_c são as massas específicas de líquido e do *core* de vapor, respectivamente; f_F e f_I são os fatores de atrito do filme de líquido com a parede da tubulação e da interface líquido-gás, respectivamente; v_F e v_v são as velocidades do filme de líquido e do *core* de vapor, respectivamente.

Para os casos destacados em cinza, as velocidades do filme de líquido estimadas pelo modelo são altas, implicando em altas tensões do filme de líquido com a parede e, conseqüentemente, contribuindo para um aumento do gradiente total; a diferença de velocidade entre o *core* de vapor e o filme de líquido calculada pelo modelo são pequenas, implicando em baixas tensões interfaciais, contribuindo também para um aumento do gradiente total previsto pelo modelo. Para esses casos, o aumento da tensão na parede e a redução da tensão interfacial contribuem para um aumento do gradiente total segundo o modelo de Alves et al. (1991). Esse aumento, entretanto, não é coerente com o valor medido experimentalmente, reforçando a hipótese que os casos não estejam no padrão anular.

As Figura 5.21 e Figura 5.22 mostram o comportamento do gradiente de pressão e a respectiva parcela por atrito em função do número de Reynolds:

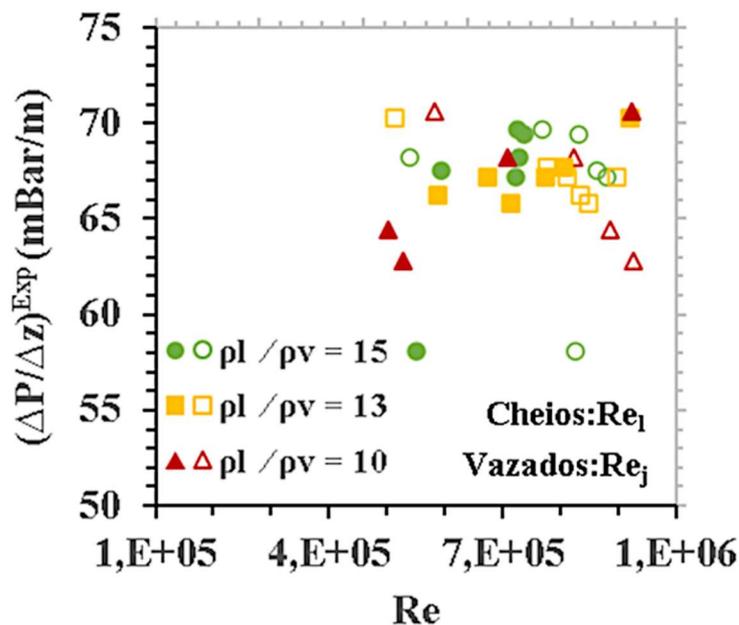


Figura 5.21 – Gradiente de pressão em função do Reynolds,

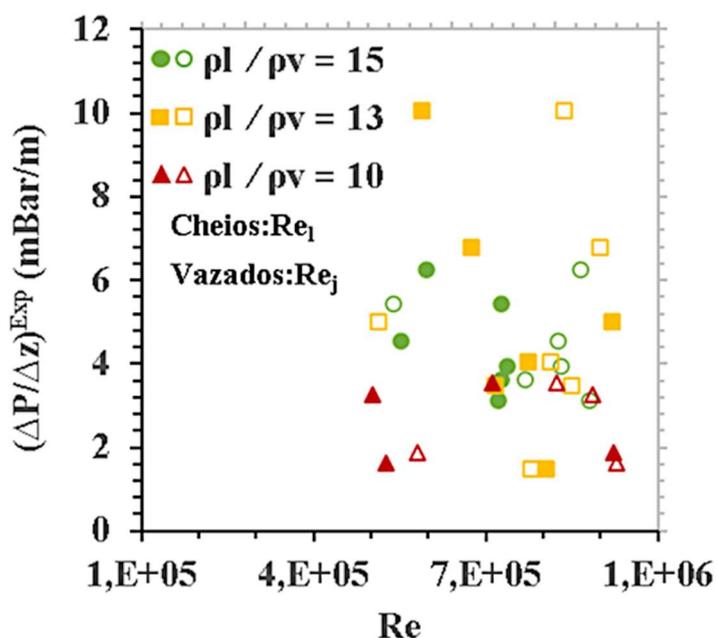


Figura 5.22 – Parcela por atrito do gradiente de pressão em função do Reynolds, sendo: $\Delta P / \Delta z$ o gradiente de pressão; o sobrescrito exp significa experimental; ρ_l / ρ_v a razão de densidade líquido-vapor; o subscripto l se refere ao Reynolds baseado nas propriedades do líquido; o subscripto j se refere ao Reynolds baseado nas propriedades da mistura.

Os símbolos cheios representam o número de Reynolds baseado nas propriedades do líquido; já os vazados são baseados em propriedades médias ponderadas pelas frações de vazio medidas. É difícil cobrir uma grande faixa de Reynolds nesse tipo de instalação. A princípio, é impossível prever as frações de vazio e condições operacionais que definem as propriedades dos fluidos. Entretanto, os resultados mostram nenhuma relação entre a razão de densidade e o gradiente de pressão medido para a faixa de Reynolds dos testes. Os valores dos gradientes de pressão estão dispersos ao longo da faixa de Reynolds testada. O valor máximo e mínimo do gradiente de pressão foram 71 e 58 mbar/m, correspondendo à mínima e máxima razão de densidade, respectivamente. As parcelas por fricção do gradiente de pressão correspondem à 2,6 e 7,8%, respectivamente. A máxima e mínima parcela por atrito do gradiente de pressão são 10 e 1,5 mbar/m, contribuindo com 15,2 e 2,2% do gradiente total, respectivamente. Ambas são para uma razão de densidade de 13.

Para a parcela por fricção do gradiente de pressão, são mostrados os valores medidos e uma comparação com os modelos homogêneo e de Friedel (1979). A Figura 5.23 compara as parcelas por atrito dos gradientes de pressão experimental e teóricos previstos pelos modelos homogêneo e de Friedel (1979):

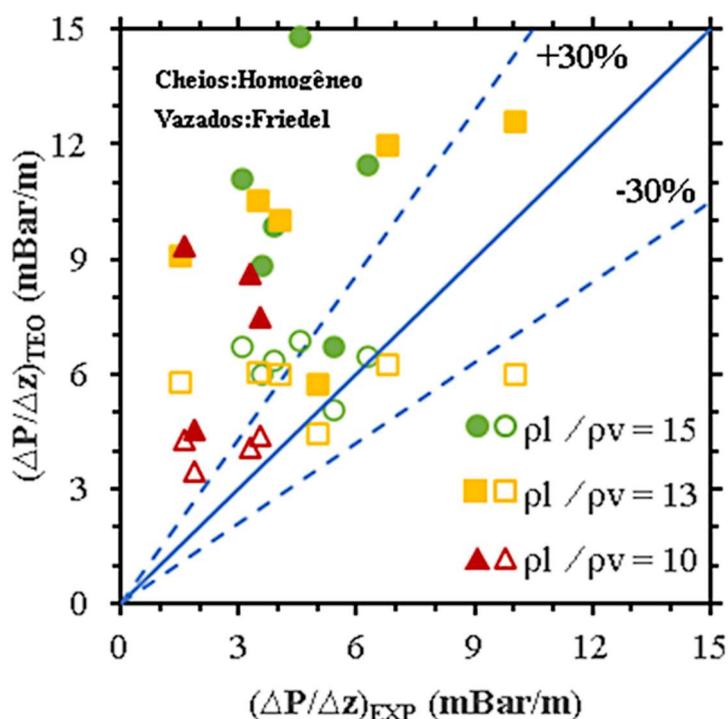


Figura 5.23 – Parcela por atrito do gradiente de pressão experimental e teórico: Homogêneo e Friedel (1979),

sendo, $\Delta P/\Delta z$ é o gradiente de pressão; os sobrescritos exp e teo significam experimental e teórico, respectivamente; ρ_l/ρ_v a razão de densidade líquido-vapor.

Os símbolos cheios e vazados representam o modelo homogêneo e de Friedel (1979), respectivamente. A maioria dos resultados para o modelo homogêneo tem desvios maiores que 30%, com um valor médio de 171%. Para a maioria dos casos, o modelo de Friedel (1979) superestima as parcelas por atrito do gradiente de pressão. Entretanto, para a maioria dos pontos da grade de teste, os valores previstos pelo modelo estão próximos de +30%. O desvio médio é de 67%, sendo que o multiplicador bifásico do modelo de Friedel (1979) varia de 2,5 a 5,7.

O modelo de Friedel (1979) foi desenvolvido a partir de 25.000 pontos experimentais de perda de carga para escoamentos monofásicos e bifásicos horizontal, vertical ascendente e descendente, além de diversos fluidos, geometrias da seção transversal da tubulação e condições operacionais. Essa correlação, baseada nas propriedades do líquido, mostra menores desvios padrão, reproduzindo os dados experimentais para baixos valores de multiplicador bifásico. Em relação à base de dados considerada, isso significa baixos valores de título utilizados nessa correlação, na qual as propriedades do líquido prevalecem (Friedel, 1979). O máximo valor de título mássico utilizado no modelo de Friedel (1979) foi de 0,31. Para esse estudo, o título mássico variou de 0,071 a 0,281. Tendo em vista os baixos valores de título desse trabalho, foi implementado um programa em Matlab para determinar os coeficientes de um fator de correção para o multiplicador em função do título mássico, Eq. (5.4):

$$FC_{\text{atrito}} = \varphi [x_m]^c, \quad (5.4)$$

sendo: FC_{atrito} é o fator de correção para o gradiente de pressão por atrito e x_m é o título mássico dado pela Eq. (2.10).

O programa em Matlab utiliza o método dos mínimos quadrados para determinar os melhores coeficientes φ e c que se ajustam aos dados experimentais de perda de carga por atrito e aquelas previstas por meio do modelo de Friedel (1979). Após a implementação em Matlab foi encontrado $\varphi = 1,11$ e $c = 0,24$. O fator de correção reduz os desvios entre os valores experimentais e aqueles previstos pelo modelo de Friedel (1979), conforme mostrado

na Figura 5.24. As perdas de carga são menores que o modelo original de Friedel (1979), com um desvio médio de 38%:

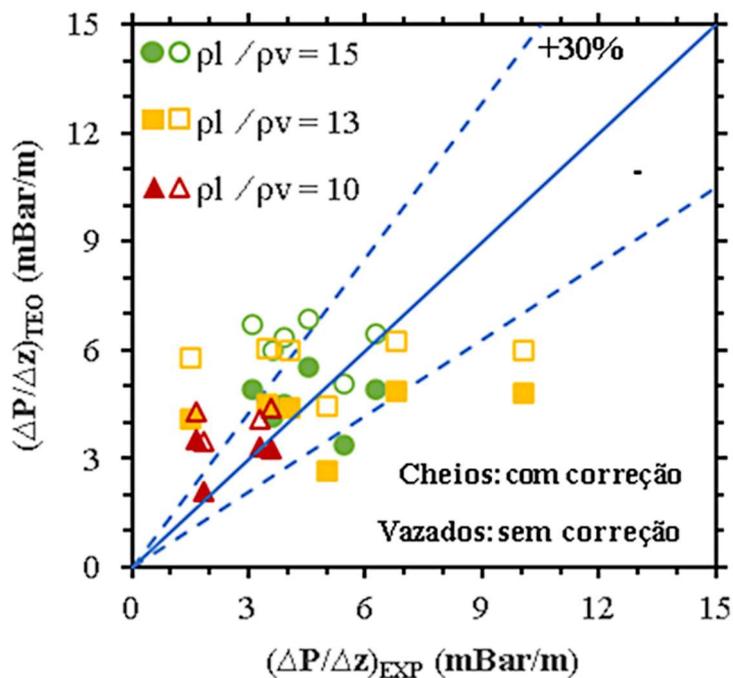


Figura 5.24 – Parcela por atrito do gradiente de pressão teórico: Modelo de Friedel (1979) e Modelo de Friedel (1979) com fator de correção, sendo, $\Delta P/\Delta z$ é o gradiente de pressão; os sobrescritos exp e teo significam experimental e teórico, respectivamente; ρ_l/ρ_v a razão de densidade líquido-vapor.

Alguns pontos dessa seção merecem ser salientados:

- Mapa de Fluxo de Taitel e Dukler (1980): não foram observadas diferenças significativas nas linhas de transição com a diminuição da razão de densidade líquido-vapor (aumento da pressão) para a razão de densidade de 15 a 10, com exceção da transição golfadas-anular; para essa linha de transição, há um deslocamento para esquerda, possibilitando que a mesma ocorra em velocidades superficiais de vapor cada vez menores à medida que a razão de densidade diminui. Nessa translação dessa linha de transição, o padrão agitante desaparece para uma razão de densidade entre 15 e 10.
- Fração de vazio: a faixa de valores medidas foram de 0,38 a 0,51. Frações de vazios no padrão golfadas apresentam menor escorregamento (em torno de

30%), com menores razões de injeção de vapor. Para o padrão anular, frações de vazio apresentam um escorregamento maior (em torno de 40%), com maiores razões de injeção de vapor; não foi observada influência da razão de densidade na fração de vazio ou escorregamento, ambos aumentam com a velocidade superficial de vapor. O desvio entre valor teórico e medido de até 11% na razão β/α reforça a hipótese de três pontos estarem na região do padrão golfadas ou perto da transição anular-golfadas; para esses pontos, a razão da velocidade de escorregamento foi em torno de 2. Pontos na região do anular apresenta desvios maiores que 26% entre valores medidos e teóricos da razão β/α ; esses pontos apresentaram razão de velocidade de escorregamento maior que 3,2.

- Análise de *drift*: os dois modelos utilizados para relação de *drift* subestimam a velocidade in situ de vapor em 30%, com exceção dos pontos na região do padrão golfadas ou perto da transição anular-golfadas. Não foi observada influência da razão de densidade na relação de *drift* para uma faixa de Fr de 2,6 a 7,4. O modelo de Ishii (1977) mostrou menores desvios da velocidade in situ de vapor do que o de Bhagwat e Ghajar (2014) em relação aos dados experimentais. Os valores do parâmetro de distribuição previstos pelo modelo de Ishii (1977) são um pouco maiores (20%) que os valores previstos pelo modelo de Bhagwat e Ghajar (2014) (32%), com exceção dos dois pontos na região do padrão golfadas. Para esses pontos, o valor do parâmetro de distribuição previsto pelos dois modelos é o mesmo. O modelo de Ishii (1977) prevê velocidades de *drift* próxima de zero, coerente com a hipótese de escoamento homogêneo no *core* de vapor (gotículas de líquido como fase dispersa). A hipótese de escoamento homogêneo no *core* de vapor foi utilizada no modelo de Alves et al. (1991) para o cálculo do gradiente total em escoamento anular. Para o padrão golfadas, o modelo de Ishii (1977) e Bhagwat e Ghajar (2014) preveem com boa acurácia o valor dos parâmetros de distribuição C_0 e velocidade de *drift* V_0 , havendo menores desvios por meio do modelo de Ishii (1977) em relação aos dados experimentais. Para todos os casos, o modelo de Bhagwat e Ghajar (2014) não apresenta diferenças nos valores de C_0 e V_0 para padrões anular e golfadas. Já o modelo de Ishii (1977) prevê diferentes valores de C_0 e V_0 para os padrões anular e golfadas, respectivamente. Não foram observadas diferenças significativas nos valores

de C_0 e V_0 para razões de densidade de 15 a 10 (pressões de 17 a 23 bara) dos pontos de anular no modelo de Ishii (1977). Em termos de parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift* obtidos via regressão linear, ambos os modelos apresentaram um bom ajuste com R^2 maior que 0,95. O maior desvio é no modelo de Bhagwat e Ghajar (2014), com 23 e 79% para o parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift*, respectivamente. Quando se utiliza os coeficientes de *drift* obtidos do modelo de Bhagwat e Ghajar (2014) e Ishii (1977), há um aumento do parâmetro de distribuição de 38% e 27%, respectivamente. Nesse cenário, há diminuição do R^2 para 0,84 e 0,88, respectivamente, ainda assim um bom ajuste.

- Influência da razão de densidade e gradiente de pressão em função do número de Reynolds: não foi observada relação entre a razão de densidade e gradiente de pressão em função da faixa do número de Reynolds dos testes; o mesmo comportamento se observa em relação à parcela por atrito do gradiente de pressão.
- Parcela por atrito do gradiente de pressão: foram medidos gradientes de pressão por atrito de 1,5 a 10,1 mbar/m. Os menores gradientes por atrito foram observados com menores razões de densidade (10). Foram utilizadas velocidades superficiais de líquido de 0,54 a 0,77 m/s e de vapor de 0,58 a 3,12 m/s. O modelo homogêneo apresenta maiores desvios em relação aos dados medidos, com um desvio médio de 171%. O modelo de Friedel (1979) apresenta menores desvio, com um médio de 67%. O modelo de Friedel (1979) superestima os gradientes de pressão por atrito. Diante disso, foi proposto um fator de correção do multiplicador bifásico baseado no título mássico. O fator de correção proposto corrige os valores encontrados no modelo para uma faixa de $\pm 30\%$. O desvio médio previsto pelo modelo de Friedel (1979) foi reduzido para 38% com o fator de correção. Para um caso real com pressões maiores, é esperado que a parcela por atrito do gradiente de pressão diminua com o aumento da pressão (menores razões de densidade), uma vez que, por meio do modelo de Friedel (1979), essa parcela por atrito do gradiente de pressão é proporcional à razão de densidade.
- Gradiente de pressão: foram medidos gradientes de pressão de 58 a 70,6 mbar/m. Não há evidencia de influência da razão de densidade no gradiente de pressão. O modelo de Alves et al. (1991) prevê valores de gradiente de

pressão mais próximos dos valores experimentais do que o modelo homogêneo para a maioria dos pontos com desvio menor que 30%, com exceção de três pontos. Desses pontos, dois estão na região do padrão golfadas e um na perto da linha de transição anular-golfadas. Os desvios do gradiente de pressão previstos pelo modelo homogêneo são maiores que 30%, com exceção de três pontos já citados. Para os casos no padrão golfadas, o modelo de Alves et al. (1991), aplicável a escoamento no padrão anular, previu valores de gradiente de pressão acima dos valores medidos experimentalmente, o que reforça a hipótese desses casos estarem na região do padrão golfadas. Para esses pontos, esses desvios podem ser explicados pela alta velocidade do filme de líquido e baixa diferença entre a velocidade do *core* e do filme de líquido. Esses dois fatores contribuem para um aumento do gradiente de pressão previsto pelo modelo de Alves et al. (1991), o que aumenta o desvio em relação ao valor experimental obtido. O modelo homogêneo tende a subestimar o gradiente de pressão enquanto o modelo de Alves et al. (1991) tende a superestimar. Em vista dos resultados obtidos pelo modelo de Alves et al. (1991), foi proposto um fator de correção para o atrito interfacial baseado no número de Weber modificado; esse fator de correção reduziu os desvios 26,5% para 8,2%. Para um caso real com maiores pressões e no padrão anular, os gradientes de pressão tendem a ser menores com o aumento da pressão (diminuição da razão de densidade); nesse cenário, um aumento da pressão implica em menores frações de entranhamento, maiores frações d vazio no *core* de vapor e maiores tensões interfaciais. Maiores tensões interfaciais implicam em menores gradientes de pressão de acordo com balanço de forças (Eq. 2.39).

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Foi proposto nesse trabalho o projeto, instalação e operação de um circuito experimental baseado em um ciclo de refrigeração em cascata modificado, para gerar correntes monofásicas de líquido e vapor. Medidos antes de serem misturados, vapor denso e líquido seguem para uma linha de teste vertical onde são determinadas as frações de vazio, os gradientes de pressão e a respectiva parcela por fricção. A pressão de operação variou entre 17 a 23 bara e razão de densidade líquido-vapor entre 10 e 15, com um fluxo de massa de 733,1 a 882,9 kg.s⁻¹.m⁻². O objetivo geral desse trabalho foi avaliar o gradiente de pressão de uma mistura bifásica vapor denso-líquido escoando em uma tubulação vertical. Para tanto, foram levantadas as frações de vazio a partir de condições de escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e a de medição.

Para os testes monofásicos de líquido e/ou vapor, houve uma boa concordância entre as entalpias na saída do Coriolis obtidas a partir de (P,T) e aquela obtida via balanço de energia. Houve também, uma boa concordância entre o valor das massas específicas obtidas a partir de condições (P,T) e o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia. Para o escoamento monofásico de líquido, o valor da entalpia calculada a partir da pressão e massa específica medida concorda com os valores obtidos via (P,T) e balanço de energia; a massa específica medida na saída do Coriolis também concorda com os valores obtidos a partir de (P,T) e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

Nos testes monofásicos de líquido e vapor, a entalpia e a massa específica para o líquido e vapor calculadas via (P,T) na saída dos respectivos Coriolis são suficientes para a determinação das velocidades de líquido e vapor nesses pontos.

Para os testes monofásicos de líquido e vapor, foi mostrado que o escoamento é isentálpico entre a entrada da seção de teste e a seção de medição.

Os resultados dos fatores de atrito monofásicos de líquido e vapor mostraram uma boa concordância entre os valores experimentais e teóricos, sendo baixos os desvios entre eles. Esses testes confirmaram a acurácia dos instrumentos e técnicas de medição para os escoamentos bifásicos líquido e vapor denso.

Nos testes bifásicos de líquido e vapor denso, as entalpias de vapor na saída do Coriolis calculadas via balanço de energia se mostraram mais sensíveis à vazão de vapor, à vazão de líquido e à vazão de água que circula no condensador. Nesses testes bifásicos, o vapor foi considerado saturado, uma vez que o superaquecimento na saída do Coriolis de vapor foi

menor que o critério de 1°C adotado nesse trabalho. Por outro lado, para a linha de líquido, houve uma boa concordância entre os valores obtidos via (P, ρ) e os valores obtidos via (P,T). Foi adotado o cálculo via (P, ρ) como referência na saída do Coriolis de líquido.

Para os testes bifásicos, foi observada a premissa de escoamento isentálpico entre a entrada da seção de teste e a seção de medição. Assumindo a validade do mapa de Taitel e Dukler (1980), um aumento da pressão implica em um deslocamento significativo da linha de transição do padrão golfadas para anular, não havendo, entretanto, mudanças relevantes nas demais linhas de transição (bolhas dispersas para bolhas e de bolhas para golfadas) para uma razão de densidade de 15 a 10. Esse deslocamento da linha de transição golfadas-anular permite que essa transição ocorra com menores velocidades superficiais de vapor. O padrão agitante desaparece nesse deslocamento dessa linha de transição.

Não foram observados efeitos significativos da razão de densidade na faixa de 15 a 10 nos valores de frações de vazio e na razão de velocidade de escorregamento. No padrão de escoamento, entretanto, diferenças perceptíveis foram observadas.

Em relação aos modelos de *drift*, o modelo de Ishii (1977) mostrou uma melhor concordância com os valores experimentais obtidos para o padrão anular com razão de densidade de 10 a 15. Os dois modelos utilizados para relação de *drift* subestimam a velocidade in situ de vapor em 30%, com exceção dos pontos na região do padrão golfadas ou perto da transição anular-golfadas. Não foi observada influência da razão de densidade na relação de *drift* para uma faixa de Fr de 2,6 a 7,4 e razão de densidade de 10 a 15. Foram observadas diferenças nos valores dos parâmetros de distribuição e velocidade de *drift* entre os modelos de Ishii (1977) e de Bhagwat e Ghajar (2014) para o padrão anular. Para o padrão golfadas, os modelos de Ishii (1977) e Bhagwat e Ghajar (2014) preveem valores próximos dos parâmetros de distribuição e velocidade de *drift*; no entanto, os desvios do modelo de *drift* de Ishii (1977) são menores que os de Bhagwat e Ghajar (2014). Em termos de parâmetro de distribuição e coeficiente de *drift* obtidos via regressão linear, ambos os modelos apresentaram um bom ajuste com R^2 maior que 0,95. Ao inserir o coeficiente de *drift* previstos por cada modelo, há um aumento do parâmetro de distribuição e uma pequena diminuição do R^2 , o que não compromete os ajustes.

Em relação aos gradientes de pressão bifásicos por atrito, o modelo de Friedel (1979) mostrou melhor concordância com os dados experimentais obtidos do que o modelo homogêneo. O modelo de Friedel (1979) superestima os gradientes de pressão por atrito. Diante disso, foi proposto um fator de correção do multiplicador bifásico baseado no título mássico. O fator de correção proposto reduziu o desvio médio original de 67% para 38%.

Para o gradiente de pressão total, não há evidência de influência da razão de densidade no gradiente de pressão para a razão de densidade entre 15 e 10. O modelo de Alves et al. (1991) prevê valores de gradiente de pressão mais próximos dos valores experimentais do que o modelo homogêneo para a maioria dos pontos. Os desvios do gradiente de pressão previstos pelo modelo homogêneo são maiores que 30%. Para os casos no padrão golfadas, o modelo de Alves et al. (1991) previu valores de gradiente de pressão acima dos valores medidos experimentalmente, o que reforça a hipótese desses casos estar em uma região do padrão golfadas. O modelo homogêneo tende a subestimar o gradiente de pressão enquanto o modelo de Alves et al. (1991) tende a superestimar para uma faixa de fração de vazio de 0,37 a 0,51 e razão de densidade de 15 a 10. Em vista dos resultados obtidos pelo modelo de Alves et al. (1991), foi proposto um fator de correção para o atrito interfacial baseado no número de Weber modificado; esse fator de correção reduziu os desvios 26,5% para 8,2%.

Em relação a trabalhos futuros, são sugeridas as seguintes recomendações:

- Estudar o comportamento das linhas limítrofes dos padrões de fluxo do mapa de Taitel e Dukler (1980) para escoamentos bifásicos de gás denso-líquido; comprovar experimentalmente os padrões de fluxo por meio de janela de visualização;
- Verificar o comportamento das linhas de transição entre padrões para escoamentos líquido- gás denso na horizontal; comprovar experimentalmente os padrões de fluxo por meio de janela de visualização;
- Obter outras correlações empíricas para escoamentos vertical e horizontal com líquido- gás denso;
- Obter valores de coeficientes de transferência de calor bifásico em escoamentos líquido- gás denso;
- Estudar a influência da massa específica do gás na formação e deposição de incrustações inorgânicas;
- Realizar o levantamento de dados experimentais adicionais de gradientes de pressão no padrão golfadas em pequenas razões de densidade;
- Realizar o levantamento de dados experimentais adicionais de gradientes de pressão considerando: a não mudança de fases entre líquido e vapor denso (água e SF₆, por exemplo); a mudança de fases entre líquido e vapor denso (R410A); o estudo e comprovação experimental de perfil não linear de pressão em uma

despressurização (fenômeno comum em risers da área de petróleo em região próxima à plataforma).

Referências

ABDUVAYT, P.; MANABE, R.; E ARIHARA, N. Effects of pressure and pipe diameter on gas-liquid two-phase flow behavior in pipelines. In: SPE ANNUAL TECHNICAL CONFERENCE AND EXHIBITION, 2003, Denver. **Anais [...]**. Denver, Colorado, EUA: Society of Petroleum Engineers, 2003, p. 1-15. DOI: <https://doi.org/10.2118/84229-MS>. Disponível em: <https://onepetro.org/SPEATCE/proceedings/03ATCE/All-03ATCE/SPE-84229-MS/137612?searchresult=1>. Acesso em: 22 out. 2019.

ALVES, I. N.; CAETANO, E. F.; MINAMI, K; SHOHAM, O. Modeling annular flow behavior for gas wells. **SPE Production & Operations**, Chicago, v. 6, n. 4, p. 435-440, 1 nov. 1991. DOI: <https://doi.org/10.2118/20384-PA>. Disponível em: <https://onepetro.org/PO/article/6/04/435/53505/Modeling-Annular-Flow-Behavior-for-Gas-Wells>. Acesso em: 15 out. 2019.

ALVES, I. N.; SHOHAM, O.; TAITEL, Y. Drift velocity of elongated bubbles in inclined pipes. **Chemical Engineering Science**, v. 48, n. 17, p. 3063 – 3070, 15 fev. 1993. DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(93\)80172-M](https://doi.org/10.1016/0009-2509(93)80172-M). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/000925099380172M?via%3Dihub>. Acesso em: 20 mar. 2022.

AMERICAN NATIONAL STANDARD. **ISA 5.1: Instrumentation symblos and identification**. EUA, 2009. 128 p. Disponível em: http://integrated.cc/cse/Instrumentation_Symbols_and_Identification.pdf. Acesso em: 05 jul. 2017.

BARBOSA, M. R.. **Estudo da influência da densidade do gás no escoamento bifásico gás-líquido usando um modelo de mistura**. 2017, 128 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2017.

BEGGS, D. H.; BRILL, J. P. A study of two-phase flow in inclined pipes. **Journal of Petroleum Technology**, v. 25, n. 5, p.607-617, mai. 1973. DOI: <https://doi.org/10.2118/4007-PA>. Disponível em: <https://onepetro.org/JPT/article/25/05/607/165212/A-Study-of-Two-Phase-Flow-in-Inclined-Pipes>. Acesso em: 02 mai. 2018.

BENDIKSEN, K. H. **An experimental investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes**. International Journal of Multiphase Flow, v. 10, n. 4, p. 467-483, ago. 1984. DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(84\)90057-0](https://doi.org/10.1016/0301-9322(84)90057-0). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0301932284900570?via%3Dihub>. Acesso em: 03 fev. 2021.

BITZER COMPRESSORES LTDA. **Documentação técnica referente à estação de compressão frigorífica (UMC – Unidade moto compressora)**, Cotia, SP: BITZER, 2018.

BHAGWAT, S. M.; GHAJAR, A. J. A flow pattern independent drift flux model based void fraction correlation for a wide range of gas–liquid two phase flow. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 59, p.186-205, fev. 2014. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2013.11.001>. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301932213001705>. Acesso em: 16 dez. 2018.

BUENO, L. G. **Estudo experimental de escoamentos líquido-gás intermitentes em tubulações inclinadas**. 2010, 151f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7 ed. Tradução: Paulo Maurício Costa Gomes. Porto Alegre: AMGH, 2013. 1048 p. ISBN 978-970-10-7286-8.

CHISHOLM D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, n. 2, p. 347–358, fev. 1973. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90063-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90063-X). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/001793107390063X?via%3Dihub>. Acesso em: 05 jun. 2021.

CHURCHILL, S.W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a a horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 9, p. 1049-0153, set. 1975. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90222-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90222-7). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931075902227?via%3Dihub>. Acesso em: 05 jun. 2021.

CHURCHILL, S.W., CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a a vertical plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 11, p. 1323-1329, nov. 1975. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931075902434?via%3Dihub>. Acesso em: 05 jun. 2021.

COLEBROOK, C.F. Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. **Journal of the Institution of Civil Engineers**, v. 11, n. 4, p. 133-156, fev. 1939. DOI: <https://doi.org/10.1680/ijoti.1939.13150>. Disponível em: <https://www.icevirtuallibrary.com/doi/10.1680/ijoti.1939.13150>. Acesso em: 16 dez. 2021.

CZOP, V.; BARBIER, D.; DONG, S. Pressure drop, void fraction and shear stress measurements in an adiabatic two-phase flow in a coiled tube. **Nuclear Engineering and Design**, v. 149, n. 1-3, p. 323–333, set. 1994. DOI: [https://doi.org/10.1016/0029-5493\(94\)90298-4](https://doi.org/10.1016/0029-5493(94)90298-4). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0029549394902984?via%3Dihub>. Acesso em: 03 mar. 2016.

DIX, G. E. **Vapor void fractions for forced convection with subcooled boiling at low flow rates**. 1971. Tese (Ph. D em Engenharia) – Universidade da Califórnia, Berkley, 1971.

DOVER DO BRASIL LTDA-ENGINEERED SYSTEMS. **Documentação técnica referente aos trocadores de calor**, Jundiaí, SP: DOVER, 2018.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. **3R International**, v.18, n.7, p. 485 - 491, 1979.

GUILHERMETTI, R. M. L.;Junior, S. O. **Uso de bombas de calor em processos industriais**. 2007, 611f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v. 16, n. 2, p. 359-368, 1976.

HANCOX, W. T.; NICOLL, W. B. **Prediction of time-dependent adiabatic two-phase water flows**. Progress in Heat and Mass Transfer, 6, p. 119–135. DOI: <https://doi.org/10.1016/C2013-0-02495-4>.

HARMATHY, T. Z. Velocity of large drops and bubbles in media of infinite or restricted extent. **AIChE Journal**, v. 6, n. 2, p. 281–288, jun. 1960. DOI: <https://doi.org/10.1002/aic.690060222>. Disponível em: <https://aiche.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/aic.690060222>. Acesso em: 02 abr. 2021.

HIBIKI, T.; ISHII, M. One dimensional drift flux model and constitutive equations for relative motion between phases in various two-Phase flows regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, n. 25, p. 4935-4948, jan 2003. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00322-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00322-3). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0017931003003223>. Acesso em: 16 dez. 2018.

HOOGENDOORN, C.; BUITELAAR, A. The effect of gas density and gradual vaporization on gas-liquid flow in horizontal pipes. **Chemical Engineering Science**, v. 16, n. 3-4, p. 208–221, dez. 1961. DOI: [10.1016/0009-2509\(61\)80032-8](https://doi.org/10.1016/0009-2509(61)80032-8). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0009250961800328?via%3Dihub>. Acesso em: 19 ago. 2016.

INCROPERA, F. P.; WITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed. Tradução: Horácio Macedo. Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1992. 455 p. ISBN 8521610513.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **A estimativa da incerteza de medição pelos métodos do VER GUM 95 de simulação de Monte Carlo.** São Paulo: INMETRO, 2008. 34 p. Disponível em: www.inmetro.gov.br/metcientifica/mecanica/.../ISOGUM95_MonteCarlo.pdf. Acesso em: 02 de junho de 2020.

ISHII, M. **One dimensional drift flux model and constitutive equations for relative motion between phases in various two-phase flows regimes.** Illinois: Argonne National Laboratory, 1977. 64 p.

ISHII, M.; MISHIMA, K. Droplet entrainment correlation in annular two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer.** v. 32, n. 10, p. 1835 – 1846, 24 jan. 1989. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90155-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90155-5). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931089901555>. Acesso em: 15 out. 2019.

ISHIKAWA, A.; IMAI, R.; TANAKA T. Experimental study on two-phase flow in horizontal tube bundle using SF₆-Water. **IHI Engineering Review**, v. 46, n. 2, p. 26-31, 2014. Disponível em: https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:45069334. Acesso em: 03 mar. 2016.

LAM LOH, W. et al. Experimental study of the effect of pressure and gas density on the transition from stratified to slug flow in a horizontal pipe. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 85, p. 196–208, 14 jun. 2016. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.06.005>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0301932215301518>. Acesso em: 10 ago. 2016

LI, C. et al. Study on operating parameters of CO₂ supercritical pipelines. In: INTERNATIONAL OIL AND GAS EXHIBITION, 2010, Pequim. **Anais [...]**. Pequim, China: Society of Petroleum Engineers, 2003, p. 1-5. DOI: <https://doi.org/10.2118/131424-MS>. Disponível em: <https://onepetro.org/SPEIOGCEC/proceedings-abstract/10IOGCEC/All-10IOGCEC/SPE-131424-MS/106940> . Acesso em: 03 out. 2016.

LLOYD, J. R.; MORAN, W.R. Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms. **Journal of Heat Transfer**, v. 96, n. 4, p. 443-447, nov. 1974. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3450224>. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/heattransfer/article-abstract/96/4/443/412449/Natural-Convection-Adjacent-to-Horizontal-Surface?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 05 jun. 2021.

LOCKHART, R.W.; MARTINELLI, R.C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, v. 45, n. 1, p. 39-48, jan. 1949. Disponível em: <http://dns2.asia.edu.tw/~ysho/YSHO-English/2000%20CE/PDF/Che%20Eng%20Pro45,%2039.pdf>. Acesso em: 24 set 2020.

MARTINELLI, R. C.; NELSON, D. B. Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water. **Transactions ASME**, v. 70, p. 695–702.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H.N; Boettner, D. D.; Bailey, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7 ed. Tradução: Gisele Maria Ribeiro Vieira, Paulo Pedro Kenedi, Fernando Ribeiro da Silva. Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2013. 820 p. ISBN 978-85-216-2212-3.

NAKAMURA, H. et al. **System Description for Rosa-IV Two Phase Flow Test Facility (TPTF)**. Japan: Japan Atomic Energy Research Institute, JAERI-M 83-042, 1983. 111 p.

NAKAMURA, H. **Slug Flow Transitions in Horizontal Gas/Liquid Two-Phase Flows (Dependence on Channel Height and System Pressure for Air/Water and Steam/Water Two-Phase Flow)**. Japan: Japan Atomic Energy Research Institute, JAERI-Research-96-022, 1996. 148 p.

OLIEMANS, R.V.A.; POTS B.F.M.; TROMPE, N. Modeling of annular dispersed two phase flow in vertical pipes. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 12, n. 5, p. 711-732, out. 1986. DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(86\)90047-9](https://doi.org/10.1016/0301-9322(86)90047-9). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0301932286900479>. Acesso em: 15 out. 2019.

PIOVAN DO BRASIL. **Proposta técnico comercial 023PRR217_rev.1**. Osasco, SP: PIOVAN DO BRASIL, 2017.

RIBEIRO, J. X. F. et al. An assessment of gas void fraction prediction models in highly viscous liquid and gas two-phase vertical flows. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 76, p. 103-107, abr. 2020. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2019.103107>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S18755110019303592>. Acesso em: 16 ago. 2021.

SCHULENBERG, T. Natural convection heat transfer below downward facing horizontal surfaces. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 28, n. 2, p. 467-477, fev. 1985. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(85\)90080-8](https://doi.org/10.1016/0017-9310(85)90080-8). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0017931085900808>. Acesso em: 05 jun. 2021.

SHOHAM, O. **Mechanistic modelling of gas-liquid two-Phase flow in pipes**. EUA: Society of Petroleum Engineers, 2006, 396 p. ISBN 978-1-55563-107-9.

TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. A Model for predicting flow regime transition in horizontal and near horizontal gas liquid flow. **AIChE Journal**, v. 22, n. 1, p. 47–55, jan. 1976. DOI: <https://doi.org/10.1002/aic.690220105>. Disponível em: <https://aiche.onlinelibrary.wiley>.

[com/doi/10.1002/aic.690220105](https://doi.org/10.1002/aic.690220105). Acesso em: 03 fev. 2021.

TAITEL, Y.; BARNEA, D; DUKLER, A.E. Modeling flow pattern transition for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. **AIChE Journal**, v. 26, n. 3, p. 345–354, mai. 1980. DOI: <https://doi.org/10.1002/aic.690260304>. Disponível em: <https://aiche.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/aic.690260304>. Acesso em: 03 fev. 2021.

TAKASE, K. et al. Pressure drop and void fraction in steam water two-phase flow at high pressure. **Journal of Heat Transfer**, v. 135, n. 5, p. 1-13, 11 jul. 2013. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4023678>. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/heattransfer/article-abstract/135/8/081502/374866/Pressure-Drop-and-Void-Fraction-in-Steam-Water-Two?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 26 out. 2019.

TAYEBI, D.; NULAND, S.; FUCHS, P. Droplet transport in oil/gas and water/gas flow at high gas densities. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 26, n. 5, p. 741–761, mai. 2000. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0301-9322\(99\)00054-3](https://doi.org/10.1016/S0301-9322(99)00054-3). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0301932299000543>. Acesso em: 18 fev. 2016.

TZOTZI, C.; BONTOZOGLU, V.; ANDRITSOS, N. Effect of fluid properties on flow patterns in two-phase gas-liquid flow in horizontal and downward pipes. **Chemical Engineering Science**, v. 50, n. 2, p. 645 – 655, 2011. DOI: <https://doi.org/10.1021/ie100239v>. Disponível em: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ie100239v>. Acesso em: 18 ago. 2016.

XIAO, J. J.; SHOHAM, O.; BRILL, J. P. A Comprehensive mechanistic model for two-phase flow in pipelines. In: 65th ANNUAL TECHNICAL CONFERENCE AND EXHIBITION, 1990, New Orleans. **Anais [...]**. New Orleans, Louisiana, EUA : Society of Petroleum Engineers, 1990, p 167-180. DOI: <https://doi.org/10.2118/20631-MS>. Disponível em: <https://onepetro.org/SPEATCE/proceedings-abstract/90SPE/All-90SPE/SPE-20631-MS/67771>. Acesso em: 19 jun. 2021.

ZUBER, N., FINDLAY, J.A., 1965. Average volumetric concentration in two-phase flow Systems. **Journal of Heat Transfer**, v. 87, n. 4, p. 453–468, 1 nov.1965. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3689137>. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/heattransfer/article-abstract/87/4/453/429617/Average-Volumetric-Concentration-in-Two-Phase-Flow?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 05 set. 2020.

WALLIS, G. B. **One Dimensional Two-Phase Flow**. EUA: Mc Graw-Hill Inc, 1969. 408 p. ISBN 978-0070679429.

WEISMAN, J et al. Effects of fluid properties and pipe diameter on two phase flow patterns in horizontal lines. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 5, n. 6, p. 437–462, dez. 1979. DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(79\)90031-4](https://doi.org/10.1016/0301-9322(79)90031-4). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0301932279900314>. Acesso em: 17 ago. 2016.

APÊNDICE A – Modelagem de Transferência de Calor

Esse apêndice mostra a modelagem para determinação da troca térmica para os volumes de controle utilizados nesse trabalho. A quantidade de calor trocada entre um trocador de calor ou tubulação com o meio, foi determinada por meio do modelo de resistências térmicas entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo, expressa pela Eq. (A.1):

$$\dot{Q}_{VC} = \frac{T_{R410a} - T_{\infty}}{\sum R_T}, \quad (A.1)$$

na qual \dot{Q}_{VC} é a quantidade de calor trocada com o meio externo; T_{R410A} é a temperatura do fluido R410A; T_{∞} é a temperatura do meio ambiente e $\sum R_T$ é a soma das resistências térmicas encontradas entre o fluido refrigerante e o meio ambiente.

Para uma tubulação, a Figura 4.2 mostram as resistências térmicas do fluido R410A até o meio externo:

LEGENDA

 AÇO

 REFRIGERANTE R410A

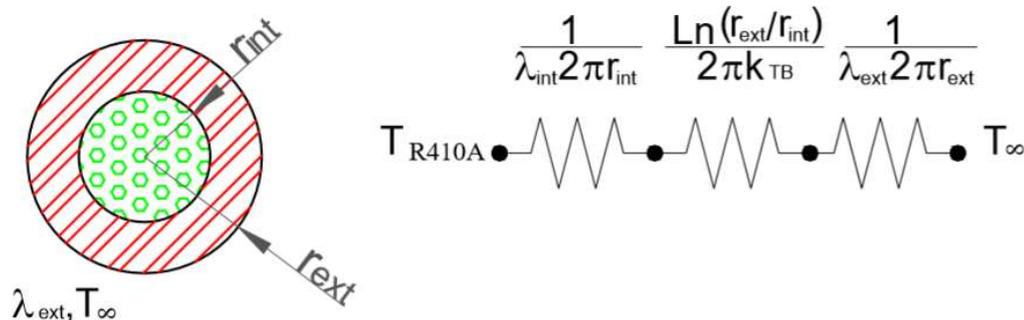


Figura 4.9 – Diagrama esquemático da seção transversal da tubulação.

na qual λ_{int} é o coeficiente de película interno entre o R410A e a parede interna na tubulação; r_{int} é o raio interno da tubulação; r_{ext} é o raio externo da parede da tubulação; k_{TB} é a

condutividade térmica da parede da tubulação e λ_{ext} é o coeficiente de película externo do meio ambiente.

Na Figura 4.2, para a convecção interna ou externa em uma tubulação de diâmetro D , o coeficiente de película λ é determinado a partir do número de Nusselt (Eq. A.2):

$$\text{Nu}_D = \frac{\lambda D}{k_f}, \quad (\text{A.2})$$

na qual k_f e Nu_D são a condutividade térmica do fluido e o número de Nusselt, respectivamente.

O número de Reynolds baseado em uma dimensão característica γ (L ou D) é calculado pela Eq. (A.3):

$$\text{Re}_\gamma = \frac{4\dot{m}_f}{\pi\gamma\mu_f}, \quad (\text{A.3})$$

na qual \dot{m}_f e μ_f são a vazão mássica e viscosidade do fluido, respectivamente.

O número de Prandtl é calculado pela Eq. (A.4):

$$\text{Pr} = \frac{\mu_f}{\rho_f \eta_f}, \quad (\text{A.4})$$

na qual ρ_f e η_f são a massa específica e difusividade térmica do fluido, respectivamente.

O número de Rayleigh baseado em uma dimensão característica γ (L ou D) é calculado pela Eq. (A.5):

$$\text{Ra}_\gamma = \frac{\rho_{\text{ar}} g (T_{\text{R410a}} - T_\infty) \gamma^3}{T_\infty \mu_{\text{ar}} \eta_{\text{ar}}}, \quad (\text{A.5})$$

na qual ρ_{ar} e μ_{ar} são a massa específica e viscosidade dinâmica do ar; η_{ar} é difusividade térmica do ar; T_{ext} é a temperatura em $r=r_{\text{ext}}$ e Ra_γ é o número de Rayleigh.

O coeficiente de película λ_{int} entre a parede interna da tubulação e o fluido refrigerante R410A ar pode ser determinado a partir da Eq. (A.2). Gnielinski (1976) propuseram que o número de Nusselt para esse caso pode ser calculado pela Eq. (A.6):

$$\text{Nu}_{D_{\text{int}}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}_{D_{\text{int}}} - 1000) \text{Pr}_{\text{int}}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\text{Pr}_{\text{int}}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}, \quad (\text{A.6})$$

válida para $0,5 < \text{Pr}_{\text{int}} < 2000$ e $3000 < \text{Re}_{D_{\text{int}}} < 5 \cdot 10^6$; $\text{Re}_{D_{\text{int}}}$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro interno da tubulação, dado pela Eq. (A.3); Pr_{int} é o número de Prandtl baseado nas propriedades do fluido que escoar dentro da tubulação dado pela Eq. (A.4).

O fator de atrito f foi determinado a partir da Equação de Colebrook (1939) (Eq. A.7):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3,7 D_{\text{int}}} + \frac{2,51}{\text{Re}_{D_{\text{int}}} \sqrt{f}} \right), \quad (\text{A.7})$$

na qual D_{int} é o diâmetro interno e e é a rugosidade absoluta da tubulação.

O coeficiente de película λ_{ext} entre a parede externa da tubulação e o ar pode ser determinado a partir da Eq. (A.2). Churchill e Chu (1975) propuseram que o número de Nusselt para esse caso pode ser calculado pela Eq. (A.8):

$$\text{Nu}_{D_{\text{ext}}} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \text{Ra}_{D_{\text{ext}}}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{\text{Pr}_{\text{ext}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{para } \text{Ra}_{D_{\text{ext}}} \leq 10^{12}, \quad (\text{A.8})$$

na qual $\text{Ra}_{D_{\text{ext}}}$ é o número de Rayleigh baseado no diâmetro externo da tubulação, dado pela Eq. (A.5); Pr_{ext} é o número de Prandtl calculado por meio das propriedades do ar, dado pela Eq. (A.4); $\text{Nu}_{D_{\text{ext}}}$ é o número de Nusselt para escoamento externo.

O cálculo desse coeficiente de película externo é realizado de forma iterativa, uma vez que é necessário conhecer o valor da temperatura da parede externa T_{ext} . Para a tubulação, essa temperatura é estimada a partir das resistências térmicas do tubo e do meio ambiente conforme as expressões (A.9) a (A.11):

$$RT_{TB} = \frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}}, \quad (A.9)$$

$$RT_{\infty} = \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}, \quad (A.10)$$

$$T_{extTB} = \left(\frac{T_{R410a}}{RT_{TB}} + \frac{T_{\infty}}{RT_{\infty}} \right) \left(\frac{RT_{TB} RT_{\infty}}{RT_{TB} + RT_{\infty}} \right), \quad (A.11)$$

na qual RT_{TB} , RT_{∞} e T_{extTB} são a resistência térmica do tubo, do meio ambiente e a temperatura da parede externa no trecho de tubulação, respectivamente; o subscrito int e ext se referem à parte interna e externa, respectivamente; r e λ são o raio e coeficiente de película, respectivamente; T_{∞} é a temperatura ambiente.

Para a tubulações do resfriador de gás, a quantidade de calor trocada nessa tubulação (volume de controle 1, Figura 4.3) é calculada pela Eq. (A.12), sendo que os trechos considerados para esse cálculo foram a entrada e saída do resfriador de gás

$$\dot{Q}_{TB}^{RG} = \frac{(T^{eRG} - T_{\infty}) 2\pi L^{eRG}}{\frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}} + \frac{(T^{sRG} - T_{\infty}) 2\pi L^{sRG}}{\frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}}, \quad (A.12)$$

na qual T^{eRG} é a temperatura do R410A na entrada do resfriador de gás; T^{sRG} é a temperatura do R410A na saída do resfriador de gás; L^{eRG} é o comprimento total de tubo na entrada do resfriador de gás; L^{sRG} é o comprimento total de tubo na saída do resfriador de gás.

Nesse projeto, os comprimentos totais de tubo na entrada e saída do resfriador de gás foram 34,5 m e 1,9 m, respectivamente. A temperatura externa da tubulação foi calculada segundo a Eq. (A.11), sendo a temperatura do fluido R410A igual à T^{eRG} e T^{sRG} para os trechos de entrada e saída do resfriador de gás, respectivamente; o subscrito int e ext se referem à parte interna e externa, respectivamente; r e λ são o raio e o coeficiente de película, respectivamente; T_{∞} é a temperatura ambiente; k_{TB} é a condutividade térmica da parede da

tubulação; \dot{Q}_{TB}^{RG} é a quantidade de calor trocado entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo para os trechos de tubulação englobando a entrada e saída do resfriador de gás.

O trecho de entrada do resfriador de gás compreende o trecho desde a descarga do compressor até à entrada do resfriador de gás propriamente dita; o trecho de saída do resfriador de gás compreende o trecho da saída do resfriador de gás até à entrada da válvula de três vias do circuito de alta pressão.

Para a tubulação de vapor, a quantidade de calor trocada nessa tubulação (volume de controle 2, Figura 4.4) é calculada pela Eq. (A.13), sendo que os trechos considerados para esse cálculo foram a entrada e saída do resfriador de gás e a linha de vapor propriamente dita:

$$\dot{Q}_{TB}^{sFIT} = \frac{(T^{eRG} - T_{\infty})2\pi L^{eRG}}{\frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}} + \frac{(T^{eCD} - T_{\infty})2\pi L^{sRG}}{\frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}} + \frac{(T^{eCD} - T_{\infty})2\pi L_v}{\frac{1}{\lambda_{int} r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext} r_{ext}}}, \quad (A.13)$$

na qual T^{eRG} é a temperatura do R410A na entrada do resfriador de gás; L^{eRG} é o comprimento total de tubo na entrada do resfriador de gás; L^{sRG} é o comprimento total de tubo na saída do resfriador de gás e L_v é o comprimento total de tubo da linha de vapor. Nesse projeto, os comprimentos totais de tubo na entrada, na saída do resfriador de gás e da linha de vapor foram 34,5m, 1,9m e 6,4m, respectivamente. A temperatura externa da tubulação foi calculada segundo a Eq. (A.11), sendo a temperatura do fluido R410A igual à T^{eRG} para a entrada do resfriador de gás e T^{eCD} para a saída do resfriador e na linha de vapor; T^{eCD} é a temperatura do R410A na entrada do condensador e T_{∞} é a temperatura ambiente; r e λ são o raio e coeficiente de película, respectivamente; k_{TB} é a condutividade térmica da parede da tubulação; \dot{Q}_{TB}^{sFIT} é a quantidade de calor trocado entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo para os trechos de tubulação englobando a entrada e saída do resfriador de gás e a linha de vapor.

O trecho de entrada do resfriador de gás compreende o trecho desde a descarga do compressor até à entrada do resfriador de gás propriamente dita; o trecho de saída do resfriador de gás compreende o trecho da saída do resfriador de gás até à entrada da válvula

de três vias do circuito de alta pressão; o trecho da tubulação de vapor compreende o trecho entre a saída da válvula de três vias do circuito refrigerante até à saída do Coriolis de vapor.

Para a tubulação de líquido, a quantidade de calor trocada nessa tubulação (volume de controle 3, Figura 4.5) é calculada pela Eq. (A.14), sendo que os trechos considerados para esse cálculo foram a entrada do condensador e a linha de líquido propriamente dita:

$$\dot{Q}_{TB}^{CD} = \frac{(T^{eCD} - T_{\infty})2\pi L^{eCD}}{\frac{1}{\lambda_{int}r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext}r_{ext}}} + \frac{(T_{cond} - T_{\infty})2\pi L_L}{\frac{1}{\lambda_{int}r_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{TB}} + \frac{1}{\lambda_{ext}r_{ext}}}, \quad (A.14)$$

na qual T^{eCD} é a temperatura do R410A na entrada do condensador; T_{cond} é a temperatura de condensação; L^{eCD} é o comprimento total de tubo na entrada do condensador; L_L é o comprimento total de tubo da linha de líquido. Nesse projeto, os comprimentos totais de tubo na entrada do condensador e da linha de líquido foram 1,7 m e 5,2 m, respectivamente. A temperatura externa da tubulação foi calculada segundo a Eq. (A.11), sendo a temperatura do fluido R410A iguais à T^{eCD} e T_{cond} para os trechos na entrada do condensador e na linha de líquido, respectivamente; o subscrito int e ext se referem à parte interna e externa, respectivamente; r e λ são o raio e coeficiente de película, respectivamente; T_{∞} é a temperatura ambiente; k_{TB} é a condutividade térmica da parede da tubulação; \dot{Q}_{TB}^{CD} é a quantidade de calor trocado entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo para os trechos de tubulação englobando a entrada do condensador e a linha de líquido.

O trecho de entrada do condensador compreende o trecho desde a saída da válvula de três vias do circuito de alta pressão até o condensador propriamente dito; o trecho da linha de líquido compreende o trecho desde a saída do condensador até à entrada da seção de teste.

A Figura A.1 mostra um trocador de calor:

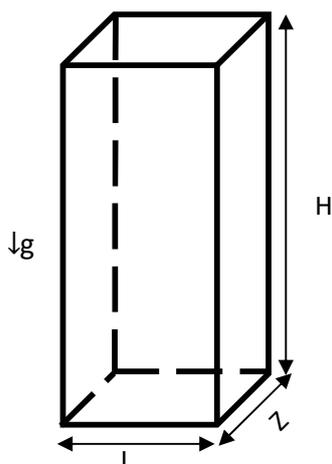


Figura A.1 – Representação de um trocador de calor

Para o caso do trocador de calor, a temperatura de referência do R410A será a temperatura média das temperaturas medidas na entrada e saída do trocador. Para a resistência térmica será considerado que as paredes do trocador de calor são delgadas o suficiente para que a temperatura de sua parede externa seja igual à da de referência, assim a resistência térmica será referente somente a convecção externa (h_o). Na Figura A.1, a convecção externa existente ocorre nas quatro faces verticais, em uma face horizontal superior e em uma outra inferior. Churchill e Chu (1975) propôs para o número de Nusselt de uma placa (Eqs. A.15 e A.16):

$$\text{Nu}_H = \left\{ 0,68 + \frac{0,67\text{Ra}_H^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}_{\text{ext}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \right\}^2 \quad \text{para } \text{Ra}_H \leq 10^9, \quad (\text{A.15})$$

$$\text{Nu}_H = \left\{ 0,825 + \frac{0,387\text{Ra}_H^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}_{\text{ext}}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{para } 10^9 \leq \text{Ra}_H \leq 10^{12}, \quad (\text{A.16})$$

na qual Ra_H é calculado pela Eq. (A.5), sendo H a dimensão característica; Pr_{ext} é o número de Prandtl calculado por meio das propriedades do ar, dado pela Eq. (A.4); Nu_H é o número de Nusselt para as faces verticais do trocador de calor. O coeficiente de película para cada face vertical foi determinado pela Eq. (A.2) a partir de Nu_H .

O comprimento característico ζ foi determinado pela Eq. (A.17) para o cálculo das trocas térmicas nas faces superior e inferior da Figura A.1:

$$\zeta = \frac{LZ}{2(L+Z)}, \quad (A.17)$$

na qual L e Z são a largura e profundidade do trocador de calor da Figura A.1, respectivamente.

Lloyd & Moran (1974) propuseram, para a convecção externa da face superior horizontal do trocador de calor, as correlações das Eqs. (A.18) a (A.21) para o número de Nusselt Nu_ζ :

$$Nu_\zeta = 0,96 Ra_\zeta^{\frac{1}{6}} \quad \text{se } 1 \leq Ra_\zeta \leq 200, \quad (A.18)$$

$$Nu_\zeta = 0,59 Ra_\zeta^{\frac{1}{4}} \quad \text{se } 200 \leq Ra_\zeta \leq 10^4, \quad (A.19)$$

$$Nu_\zeta = 0,54 Ra_\zeta^{\frac{1}{4}} \quad \text{se } 10^4 \leq Ra_\zeta \leq 10^7, \quad (A.20)$$

$$Nu_\zeta = 0,15 Ra_\zeta^{\frac{1}{3}} \quad \text{se } 10^7 \leq Ra_\zeta \leq 10^{11}, \quad (A.21)$$

nas quais Ra_ζ é calculado pela Eq. (A.4), sendo ζ a dimensão característica da Eq. (A.17); Nu_ζ é o número de Nusselt para a convecção externa na face superior do trocador de calor. O coeficiente de película para cada face vertical foi determinado pela Eq. (A.2) a partir de Nu_ζ .

Schulenber (1985) propôs, para a convecção externa da face inferior horizontal do trocador de calor, a correlação da Eq. (A.22) para o número de Nusselt Nu_ζ :

$$\text{Nu}_\zeta = \frac{0,571 \text{Ra}_\zeta^{\frac{1}{5}} \text{Pr}_{\text{ext}}^{\frac{1}{5}}}{\left(1 + 1,156 \text{Pr}_{\text{ext}}^{\frac{3}{5}}\right)^{\frac{1}{3}}}, \quad (\text{A.22})$$

na qual Ra_ζ é calculado pela Eq.(A.4), sendo ζ a dimensão característica da Eq. (A.17); Pr_{ext} é o número de Prandtl calculado por meio das propriedades do ar, dado pela Eq. (A.4); Nu_ζ é o número de Nusselt para a convecção externa na face inferior do trocador de calor.

O coeficiente de película externo da face superior e inferior pode ser obtido a partir da Eq. (A.2). Para o resfriador de gás, a quantidade de calor trocada em todas as faces do trocador é expressa pela Eq. (A.23):

$$\dot{Q}^{\text{RG}} = \frac{\frac{1}{3} \left(T^{\text{eRG}} + T^{\text{eCD}} + T_v^{\text{sFIT}} \right) - T_\infty}{\sum_{i=1}^6 \frac{1}{\lambda_{\text{ext}i} A_i^{\text{RG}}}}, \quad (\text{A.23})$$

na qual T^{eRG} é a temperatura do R410A na entrada do resfriador de gás; T^{eCD} é a temperatura do R410A na entrada do condensador; T_v^{sFIT} é a temperatura do R410A na saída do Coriolis de vapor; T_∞ é a temperatura ambiente; A_i^{RG} e $\lambda_{\text{ext}i}$ são a área e o respectivo coeficiente de película de cada face do resfriador de gás; \dot{Q}^{RG} é a quantidade de calor trocada em todas as faces do resfriador de gás.

Para o condensador, a quantidade de calor trocada em todas as faces do trocador é expressa pela Eq. (A.24):

$$\dot{Q}^{\text{CD}} = \frac{T_{\text{cond}} - T_\infty}{\sum_{i=1}^6 \frac{1}{\lambda_{\text{ext}i} A_i^{\text{CD}}}}, \quad (\text{A.24})$$

na qual T_{cond} é a temperatura de condensação; T_∞ é a temperatura ambiente; A_i^{CD} e $\lambda_{\text{ext}i}$ são a área e o respectivo coeficiente de película de cada face do condensador; \dot{Q}^{CD} é a quantidade de calor trocada em todas as faces do condensador.

Para a região envolvendo a entrada e saída do resfriador de gás (volume de controle 1, Figura 4.3), a quantidade de calor trocada com o meio ambiente \dot{Q}_{VCI} é a soma da quantidade

de calor trocada no resfriador de gás e a respectiva tubulação de entrada e saída, sendo calculada pela Eq. (A.25):

$$\dot{Q}_{VC1} = \dot{Q}^{RG} + \dot{Q}_{TB}^{RG}, \quad (A.25)$$

na qual \dot{Q}^{RG} é quantidade de calor trocada entre o resfriador de gás e o meio externo calculado pela Eq. (A.23); \dot{Q}_{TB}^{RG} é a quantidade de calor trocado no trecho de tubulação que envolve a resfriador de gás calculada pela Eq. (A.12).

Para a linha de vapor (volume de controle 2, Figura 4.4), a quantidade de calor trocada com o meio ambiente \dot{Q}_{VC2} é a soma da quantidade de calor trocada no resfriador de gás, no condensador e nas tubulações de entrada e saída do resfriador de gás, linha de líquido e de vapor, sendo calculada pela Eq. (A.26):

$$\dot{Q}_{VC2} = \dot{Q}^{RG} + \dot{Q}^{CD} + \dot{Q}_{TB}^{CD} + \dot{Q}_{TB}^{sFIT}, \quad (A.26)$$

na qual \dot{Q}^{RG} é quantidade de calor trocada entre o resfriador de gás e o meio externo calculada pela Eq. (A.23); \dot{Q}^{CD} é quantidade de calor trocada entre o condensador e o meio externo calculada pela Eq. (A.24); \dot{Q}_{TB}^{CD} é a quantidade de calor trocado entre o fluido refrigerante R410A e o meio externo para os trechos de tubulação englobando a entrada do condensador e a linha de líquido calculada pela Eq. (A.14); \dot{Q}_{TB}^{sFIT} é a quantidade de calor trocado no trecho de tubulação que envolve o resfriador de gás calculada pela Eq. (A.13).

Para a linha do líquido (volume de controle 3, Figura 4.5), a quantidade de calor trocada com o meio ambiente \dot{Q}_{VC3} é a soma da quantidade de calor trocada no condensador e na tubulação de entrada do condensador e linha de líquido, sendo calculada pela Eq. (A.27):

$$\dot{Q}_{VC3} = \dot{Q}^{CD} + \dot{Q}_{TB}^{CD}, \quad (A.27)$$

na qual \dot{Q}^{CD} é quantidade de calor trocada entre o condensador e o meio externo calculado pela Eq. (A.24); \dot{Q}_{TB}^{CD} é a quantidade de calor trocado no trecho de tubulação que envolve o condensador, calculada pela Eq. (A.14).

APÊNDICE B – Análise e Propagação de Incertezas

Os desvios absoluto e relativo de uma variável qualquer foram calculados segundo as expressões (B.1) e (B.2):

$$\delta\xi_{\text{abs}} = \xi_{\text{teo}} - \xi_{\text{med}}, \quad (\text{B.1})$$

$$\delta\xi_{\text{rel}} = \frac{\xi_{\text{teo}} - \xi_{\text{med}}}{\xi_{\text{med}}}, \quad (\text{B.2})$$

na qual ξ é uma variável qualquer; os subscritos abs e rel significam absoluta e relativo, respectivamente; os subscritos teo e med significam teórico e medido, respectivamente. δ é o desvio.

Para a análise de incertezas foi utilizada a metodologia para variáveis de entrada correlacionadas das Eqs. (B.3) e (B.4) (Inmetro, 2008);

$$\varepsilon F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial F}{\partial x_i} \right]^2 \varepsilon^2(x_i) + 2\Pi}, \quad (\text{B.3})$$

$$\Pi = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial F}{\partial x_i} \frac{\partial F}{\partial x_j} \varepsilon(x_i) \varepsilon(x_j) r(x_i, x_j), \quad (\text{B.4})$$

na qual εF é a incerteza sobre uma variável F qualquer, $\varepsilon(x_i)$ e $\varepsilon(x_j)$ são as incertezas de duas variáveis quaisquer de entrada; $\partial F/\partial x_i$ e $\partial F/\partial x_j$ são os coeficientes de sensibilidade da variável F em relação a duas variáveis quaisquer de entrada x_i e x_j , respectivamente. O coeficiente de correlação $r(x_i, x_j)$ entre duas variáveis quaisquer é dado pela Eq. (B.5):

$$r(x_i, x_j) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)(x_j - \bar{x}_j)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)^2} \sqrt{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x}_j)^2}}, \quad (\text{B.5})$$

na qual x_i e x_j são duas variáveis de entrada quaisquer; \bar{x}_i e \bar{x}_j são os respectivos valores médios das variáveis x_i e x_j .

A Tabela B.1 mostra as incertezas dos instrumentos e comprimentos envolvidos nesse trabalho:

Tabela B.1 – Incertezas dos instrumentos e distâncias,

Incerteza	Valor
εP (Bar)	0,04
εT ($^{\circ}C$)	0,1
$\varepsilon \dot{m}_l^{FIT}$ (kg/s)	5,25E-03
$\varepsilon \rho_l^{FIT}$ (kg/m ³)	10
εT^{FIT} ($^{\circ}C$)	$1+0,005*T_{lido}$
$\varepsilon \dot{m}_v^{FIT}$ (kg/s)	1,75E-03
εP^{ST} (mBar)	20,36
$\varepsilon \Delta P^{ST}$ (mBar)	0,12
εT^{ST} ($^{\circ}C$)	0,5
εq (m ³ /h)	$0,0025*q_{lido}$
εD (m)	0,001
εH_p (m)	0,001
εH_T (m)	0,001

na qual T_{lido} e q_{lido} são a temperatura lida no medidor Coriolis de líquido e a vazão volumétrica de água lida nos medidores eletromagnéticos instalados a montante do evaporador, resfriador de gás ou condensador; P e T são a pressão e temperatura, respectivamente; \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões de líquido e vapor; ρ_l é a massa específica de líquido, \dot{q} é a vazão volumétrica de água dos medidores de vazão eletromagnéticos; D e H_p são o diâmetro interno da tubulação e altura entre as tomadas de pressão da seção de medição, respectivamente; H_T é a distância entre as válvulas de fechamento rápido da seção de medição; o sobrescrito FIT significa saída do medidor Coriolis e o sobrescrito ST refere-se à seção de medição; ε significa incerteza.

A pressão e temperatura lidas com incerteza podem ser estimadas pela Eq. (B.6):

$$P^{\#} = P + \varepsilon P, \quad (B.6)$$

$$T^{\#} = T + \varepsilon T, \quad (\text{B.7})$$

na qual P e T são a pressão e temperatura, respectivamente; o sobrescrito $\#$ significa com incerteza; εP e εT são as incertezas da pressão e temperatura, respectivamente.

A incerteza sobre a temperatura de saturação das tabelas termodinâmicas em um ponto qualquer foi realizada inserindo uma incerteza na pressão medida (Eq. B.6), assumindo que $P^{\#}$ seja igual a pressão de saturação P_{sat} (Eq. B.8):

$$T_{\text{sat}}^{\#} = f(P^{\#}), \quad (\text{B.8})$$

na qual $T_{\text{sat}}^{\#}$ é a temperatura de saturação calculada a partir de pressão com incerteza ($P^{\#}$).

Uma vez determinada os valores de temperatura de saturação com incerteza $T_{\text{sat}}^{\#}$, foi adotado o menor valor entre eles para o cálculo da máxima incerteza sobre a mesma. A máxima incerteza na temperatura de saturação $\varepsilon T_{\text{sat}}$ foi então calculada pela Eq. (B.9):

$$\varepsilon T_{\text{sat}} = T_{\text{sat}} - T_{\text{sat}}^{\#}, \quad (\text{B.9})$$

na qual $\varepsilon T_{\text{sat}}$ é a incerteza estimada na temperatura de saturação. T_{sat} é a temperatura de saturação calculada a partir da pressão de saturação, assumida como sendo igual à pressão medida no ponto de interesse; $T_{\text{sat}}^{\#}$ é a temperatura de saturação estimada com incerteza (Eq. B.8).

A incerteza no superaquecimento $\varepsilon T_{\text{sup}}$ foi calculada pela Eq. (B.10):

$$\varepsilon T_{\text{sup}} = \left\{ (\varepsilon T)^2 + (\varepsilon T_{\text{sat}})^2 - 2(\varepsilon T)(\varepsilon T_{\text{sat}})r(\varepsilon T, \varepsilon T_{\text{sat}}) \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.10})$$

na qual $r(\varepsilon T, \varepsilon T_{\text{sat}})$ é o coeficiente de correlação entre a temperatura medida em um ponto qualquer e a respectiva temperatura de saturação nesse ponto; εT é a incerteza da temperatura medida (Tabela B.1); $\varepsilon T_{\text{sat}}$ é a incerteza da temperatura de saturação calculada pela Eq. (B.9); $\varepsilon T_{\text{sup}}$ é a incerteza sobre o superaquecimento.

A entalpia do vapor superaquecido ou do líquido sub resfriado, estimada com incerteza, foi avaliada por meio de tabelas termodinâmicas, tomando-se as pressões e temperaturas lidas com incerteza em um ponto qualquer (Eq. B.11):

$$h_f^\# = f(P^\#, T^\#) , \quad (\text{B.11})$$

na qual $h_f^\#$ é a entalpia do fluido com incerteza; o subscrito f refere-se a líquido sub resfriado ou vapor superaquecido; $P^\#$ é a pressão calculada com incerteza, Eq. (B.6); $T^\#$ é a temperatura calculada com incerteza, Eq. (B.7).

A entalpia do líquido ou vapor saturado, estimada com incerteza, foi avaliada por meio de tabelas termodinâmicas, tomando-se as pressões de saturação com incerteza em um ponto qualquer pelas Eqs. (B.12) ou (B.13), respectivamente:

$$h_{l\text{ sat}}^\# = f(P^\#, x = 0) , \quad (\text{B.12})$$

$$h_{v\text{ sat}}^\# = f(P^\#, x = 1) , \quad (\text{B.13})$$

na qual $h_{l\text{ sat}}^\#$ e $h_{v\text{ sat}}^\#$ são as entalpias do líquido e vapor saturados, respectivamente, ambas avaliadas com incerteza; x é o título mássico. Nesse caso de saturação de líquido ou vapor, foi assumido que $P^\#$ seja igual a pressão de saturação P_{sat} acrescida da incerteza da medição de pressão εP da Tabela B.1.

Para o cálculo da incerteza na entalpia εh_f , foi adotado o menor valor encontrado de $h_f^\#$ para determinar a máxima incerteza sobre a mesma nos casos de vapor superaquecido ou líquido subresfriado (Eq. B.14):

$$\varepsilon h_f = h_f - h_f^\# , \quad (\text{B.14})$$

na qual εh_f é a incerteza estimada na entalpia do vapor superaquecido ou líquido subresfriado; a entalpia h_f do vapor superaquecido ou líquido sub resfriado foi obtida por meio da Eq. (B.11), utilizando a pressão P e temperatura T do ponto de interesse ao invés de $P^\#$ e $T^\#$; a entalpia $h_f^\#$ do vapor superaquecido ou líquido sub resfriado foi obtida por meio da Eq. (B.11), utilizando a pressão $P^\#$ (Eq. B.6) e temperatura $T^\#$ Eq.(B.7), avaliadas em um ponto de interesse.

Para a condição de saturação de líquido ou vapor, a entalpia $h_{l\text{ sat}}$ e $h_{v\text{ sat}}$ foram avaliadas também por meio da Eqs.(B.12) ou (B.13), respectivamente, mas substituindo-se a $P^\#$ por pelo valor lido da pressão em um ponto qualquer e assumindo-se que essa pressão P seja igual à a pressão de saturação P_{sat} . A seguir, foram determinadas as entalpias de líquido ou

vapor saturado com incerteza por meio das Eqs. (B.12) e (B.13). Para a determinação da incerteza da entalpia do líquido ou vapor saturado, foi utilizada a (B.14).

A incerteza no sub-resfriamento $\varepsilon T_{\text{sub}}$ em um ponto qualquer foi calculada pela Eq. (B.15):

$$\varepsilon T_{\text{sub}} = \left\{ (\varepsilon T_{\text{sat}})^2 + (\varepsilon T)^2 - 2(\varepsilon T)(\varepsilon T_{\text{sat}})r(\varepsilon T, \varepsilon T_{\text{sat}}) \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.15})$$

na qual $r(\varepsilon T, \varepsilon T_{\text{sat}})$ é o coeficiente de correlação entra a temperatura medida em um ponto qualquer e a respectiva temperatura de saturação nesse ponto; εT é a incerteza da temperatura medida (Tabela B.1); $\varepsilon T_{\text{sat}}$ é a incerteza da temperatura de saturação calculada pela Eq. (B.9); $\varepsilon T_{\text{sub}}$ é a incerteza sobre o subresfriamento.

A massa específica do líquido com incerteza $\rho_1^{\#}$ na saída do Coriolis é calculada pela Eq. (B.16):

$$\rho_1^{\#} = \rho_1 + \varepsilon \rho_1, \quad (\text{B.16})$$

na qual $\rho_1^{\#}$ é a massa específica do líquido com incerteza, ρ_1 é a massa específica lida no Coriolis de líquido e $\varepsilon \rho_1$ é a incerteza da massa específica lida no Coriolis de líquido (igual a 10 kg/m^3 da Tabela B.1).

A entalpia do líquido, estimada com incerteza a partir da pressão e massa específica do líquido medida no Coriolis de líquido, foi avaliada por meio de tabelas termodinâmicas, tomando-se as pressões e massas específicas lidas com incerteza (Eq. B.17):

$$h_1^* = f(P^{\#}, \rho_1^{\#}), \quad (\text{B.17})$$

na qual h_1^* é a entalpia do líquido com incerteza. Para o cálculo da incerteza na entalpia εh_1 por meio da Eq. (B.14), foi adotado o menor valor encontrado de h_1^* da Eq. (B.17) para determinar a máxima incerteza sobre a mesma; h_1 foi obtida a partir da Eq. (B.17), tomando-se o valor de P e T medidos em um ponto qualquer de interesse; $P^{\#}$ é a pressão calculada com incerteza, Eq. (B.6); $\rho_1^{\#}$ é a massa específica do líquido com incerteza, Eq. (B.16).

A massa específica do líquido sub resfriado ou vapor superaquecido, estimada com incerteza, foi avaliada por meio de tabelas termodinâmicas, tomando-se as pressões e temperaturas com incerteza em um ponto qualquer pela Eq. (B.18):

$$\rho_f^\# = f(P^\#, T^\#), \quad (\text{B.18})$$

na qual $\rho_f^\#$ é a massa específica do fluido com incerteza; o subscrito f refere-se a líquido subresfriado ou vapor superaquecido; $P^\#$ é a pressão calculada com incerteza, Eq. (B.6); $T^\#$ é a temperatura calculada com incerteza, Eq. (B.7).

As massas específicas do líquido ou vapor saturado, estimadas com incerteza, foram avaliadas por meio de tabelas termodinâmicas, tomando-se as pressões de saturação com incerteza em um ponto qualquer (Eqs. B.19 ou B.20, respectivamente):

$$\rho_{l\text{sat}}^\# = f(P^\#, x = 0), \quad (\text{B.19})$$

$$\rho_{v\text{sat}}^\# = f(P^\#, x = 1), \quad (\text{B.20})$$

na qual $\rho_{l\text{sat}}^\#$ e $\rho_{v\text{sat}}^\#$ são as massas específicas do líquido e vapor saturados, respectivamente, ambas avaliadas com incerteza; x é o título mássico. Nesse caso de saturação de líquido ou vapor saturados, foi assumido que $P^\#$ seja igual a pressão de saturação P_{sat} acrescida da incerteza da medição de pressão εP da Tabela B.1; $P^\#$ é a pressão calculada com incerteza pela Eq. (B.6).

Para o cálculo da incerteza na massa específica $\varepsilon\rho_f$, foi adotado o menor valor encontrado de $\rho_f^\#$ para determinar a máxima incerteza sobre a mesma nos casos de vapor superaquecido ou líquido subresfriado (Eq. B.21):

$$\varepsilon\rho_f = \rho_f - \rho_f^\#, \quad (\text{B.21})$$

na qual $\varepsilon\rho_f$ é a incerteza estimada na massa específica do vapor superaquecido ou líquido subresfriado; a massa específica ρ_f foi obtida também pela Eq. (B.18), tomando-se o valor de P e T medidos em um ponto qualquer de interesse; $\rho_f^\#$ é a massa específica do fluido com incerteza, Eq. (B.18).

Para a condição de saturação de líquido ou vapor, a massa específica $\rho_{l\text{sat}}$ e $\rho_{v\text{sat}}$ foram avaliadas também por meio da Eqs. (B.19) ou (B.20), respectivamente, mas substituindo-se a $P^\#$ pelo valor lido da pressão P em um ponto qualquer e assumindo-se que essa pressão P

seja igual à pressão de saturação P_{sat} . A seguir, foram determinadas as massas específicas de líquido ou vapor saturado com incerteza por meio das Eqs. (B.19) ou (B.20), respectivamente. Para a determinação da incerteza da massa específica do líquido ou vapor saturado, foi utilizada a Eq. (B.21).

B.1 Incertezas no Balanço de Energia no Resfriador de Gás

Para a entrada e saída do resfriador de gás, foram determinadas as incertezas da temperatura de saturação e superaquecimento por meio das Eqs. (B.6) a (B.10). Para o cálculo das incertezas das entalpias de vapor via (P,T) ($\Delta T_{\text{sup}} > 1^\circ\text{C}$) e do vapor saturado ($\Delta T_{\text{sup}} < 1^\circ\text{C}$), foram utilizadas as Eqs. (B.11) e (B.13), respectivamente e em conjunto com a Eq. (B.14). Para a entrada do condensador (saída do resfriador de gás), foi calculada a incerteza via balanço de energia pela Eq. B.22 (volume de controle 1 da Figura 4.3):

$$\varepsilon h^{eCD} = \left\{ \begin{array}{l} \left[\varepsilon h^{eRG} \right]^2 + \left[\frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG}}{\dot{m}_l + \dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon \Delta T^{RG})^2 + \left[\frac{(\rho c_p)_{H20} \Delta T^{RG}}{\dot{m}_l + \dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon \dot{q}^{RG})^2 \\ + \left[\frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2} \right]^2 (\varepsilon \dot{m}_l)^2 + \left[\frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2} \right]^2 (\varepsilon \dot{m}_v)^2 + 2 \Pi \end{array} \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.22})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; h e ρ são a entalpia e massa específica, respectivamente; c_p é o calor específico da água; \dot{q} e ΔT são a vazão volumétrica de água e diferença entre saída e entrada do trocador de calor, respectivamente; \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões de líquido e vapor, respectivamente; o sobrescrito e significa entrada; os sobrescritos RG e CD significam resfriador de gás e condensador, respectivamente; o termo Π é dado pela Eq. (B.4).

Para calcular o termo Π , foram utilizadas como variáveis de entrada no balanço de energia no resfriador de gás: entalpia na entrada do resfriador de gás h^{eRG} , vazão volumétrica de água do resfriador de gás \dot{q}^{RG} , diferença de temperatura entre entrada e saída de água no resfriador de gás ΔT^{RG} , vazões de líquido e vapor \dot{m}_l e \dot{m}_v , respectivamente. Do balanço

de energia para o resfriador de gás, Eq. (4.8), combinando-se uma determinada variável de entrada com as demais, podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eqs. B.23 a B.26):

$$\frac{\partial h^{eCD}}{\partial h^{eRG}} = 1, \quad (\text{B.23})$$

$$\frac{\partial h^{eCD}}{\partial \dot{q}^{RG}} = -\frac{(\rho c_p)_{H20} \Delta T^{RG}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)}, \quad (\text{B.24})$$

$$\frac{\partial h^{eCD}}{\partial \Delta T^{RG}} = -\frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)}, \quad (\text{B.25})$$

$$\frac{\partial h^{eCD}}{\partial \dot{m}_l} = \frac{\partial h^{eCD}}{\partial \dot{m}_v} = \frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG}}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2}, \quad (\text{B.26})$$

A Tabela B.2 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.22) para o teste monofásico com líquido. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,T). O método via (P,T) foi adotado como referência:

Tabela B.2 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento monofásico de líquido,

Caso: Líquido	Valor	Referência
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,05	e RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,16	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,12	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	0,43	e RG
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	0,15	e RG
$\varepsilon h (\%)$	0,03	e RG
$\varepsilon \dot{q} (\text{m}^3/\text{h})$	6,2E-04	RG
$\varepsilon \dot{q} (\%)$	0,25	RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,05	e CD
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,22	e CD
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,12	e CD
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	2,14	e CD
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	0,19	e CD
$\varepsilon h (\%)$	0,04	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\text{kJ/kg})$	0,30	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\%)$	0,07	e CD
$\delta h (\text{kJ/kg})$	1,8	e CD
$\delta h (\%)$	0,4	e CD

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *e RG* e *e CD* significam entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; os subscritos *sat* e *sup* significam saturado e superaquecimento, respectivamente; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. B.22).

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , superaquecimento ΔT_{sup} , entalpia h via (P,T) para a entrada do resfriador de gás e do condensador são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na entrada do condensador via balanço de energia, (Eq. B.22), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo entre a entalpia calculada via (P,T) e via balanço de energia para a entrada do condensador, (Eq. 4.8), são pequenos também. Convém lembrar que, para o escoamento monofásico de líquido, o superaquecimento tanto na entrada do resfriador e do condensador eram significativos, sendo considerado o valor obtido via (P,T) como referência.

A Tabela B.3 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.22) para o escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara. São mostrados também os máximos desvios absoluto e relativo entre os métodos via balanço de energia e aquele para vapor saturado calculado via (P,x=1). O método via (P,x=1) foi adotado como método de referência, ressaltando que o vapor foi considerado superaquecido na entrada do resfriador de gás e saturado na entrada do condensador:

Tabela B.3 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 18 bara,

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
εT_{sat} (°C)	0,04	0,05	0,04	0,04	0,05	0,04	e RG
εT_{sat} (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (°C)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (%)	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,2	e RG
εh (kJ/kg)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	e RG
εh (%)	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	e RG
$\varepsilon \dot{q}$ (m ³ /h)	2,0E-03	2,9E-03	3,0E-03	3,2E-03	3,3E-03	3,5E-03	RG
$\varepsilon \dot{q}$ (%)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	RG
εT_{sat} (°C)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	e CD
εT_{sat} (%)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	e CD
εh (kJ/kg)	9,4E-04	1,4E-03	7,7E-04	1,1E-03	1,2E-03	3,0E-04	e CD
εh (%)	2,2E-04	3,2E-04	1,8E-04	2,5E-04	2,8E-04	7,1E-05	e CD
$\varepsilon h_{balanço}$ (kJ/kg)	0,7	1,1	1,0	1,1	1,2	1,1	e CD
$\varepsilon h_{balanço}$ (%)	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	e CD
δh (kJ/kg)	-21,2	-43,2	-42,8	-43,4	-53,1	-52,4	e CD
δh (%)	-5,0	-10,1	-10,0	-10,2	-12,4	-12,3	e CD

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *e RG* e *e CD* significam entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; os subscritos *sat* e *sup* significam saturado e superaquecimento, respectivamente; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.22).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , superaquecimento ΔT_{sup} , entalpia h na entrada do resfriador de gás são pequenas; para a entrada do condensador, as incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} são pequenas. Para a condição de vapor saturado na

entrada do condensador, os valores de superaquecimento ΔT_{sup} e a respectiva incerteza absoluta são aproximadamente iguais à incerteza da medição de temperatura (0,1 °C da Tabela B.1), o que implica em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na entrada do condensador via balanço de energia (Eq. B.22) são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo entre a entalpia calculada via (P,x=1) e via balanço de energia para a entrada do condensador, (Eq. 4.8), são pequenos quando comparados com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Uma vez adotada a entalpia do vapor saturado como referência, os valores negativos dos desvios absolutos e relativo mostram que os valores de entalpia via balanço de energia foram menores que os valores obtidos via vapor saturado (P,x=1).

A Tabela B.4 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.22) para o escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara. São mostrados também os máximos desvios absoluto e relativo entre os métodos via balanço de energia e aquele para vapor saturado calculado via (P,x=1). O método via (P,x=1) foi adotado como método de referência, ressaltando que o vapor foi considerado superaquecido na entrada do resfriador de gás e saturado na entrada do condensador:

Tabela B.4 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 20 bara,

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	e RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	0,3	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	e RG
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	e RG
$\varepsilon h (\%)$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	e RG
$\varepsilon \dot{q} (\text{m}^3/\text{h})$	1,2E-03	1,9E-03	2,0E-03	2,3E-03	2,5E-03	2,7E-03	RG
$\varepsilon \dot{q} (\%)$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	e CD
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e CD
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	2,5E-03	2,4E-03	2,1E-03	1,9E-03	2,0E-03	2,4E-03	e CD
$\varepsilon h (\%)$	5,8E-04	5,6E-04	5,0E-04	4,4E-04	4,8E-04	5,5E-04	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\text{kJ/kg})$	0,7	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\%)$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	e CD
$\delta h (\text{kJ/kg})$	-13,3	-30,4	-32,2	-38,4	-43,0	-49,4	e CD
$\delta h (\%)$	-3,1	-7,1	-7,6	-9,0	-10,1	-11,6	e CD

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência e_{RG} e e_{CD} significam entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; os subscritos sat e sup significam saturado e superaquecimento, respectivamente; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.22).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , superaquecimento ΔT_{sup} , entalpia h na entrada do resfriador de gás são pequenas; para a entrada do condensador, as incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} são pequenas. Para a condição de vapor saturado na entrada do condensador, os valores de superaquecimento ΔT_{sup} e as respectivas incertezas absolutas são aproximadamente iguais à incerteza da medição de temperatura (0,1 °C da Tabela B.1), o que implica em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na entrada do condensador via balanço de energia (Eq. B.22) são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo entre a entalpia calculada via (P,x=1) e via balanço de energia para a entrada do condensador, (Eq. 4.8), são pequenos quando comparados com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Uma vez adotada a entalpia do vapor saturado como referência, os valores negativos dos desvios absolutos e relativo mostram que os valores de entalpia via balanço de energia foram menores que os valores obtidos via vapor saturado (P,x=1).

A Tabela B.5 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.22) para o escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele para vapor saturado calculado via (P,x=1). O método via (P,x=1) foi adotado como método de referência, ressaltando que o vapor foi considerado superaquecido na entrada do resfriador de gás e saturado na entrada do condensador:

Tabela B.5 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho entre entrada e saída do resfriador de gás com escoamento bifásico líquido-vapor para 23 bara,

Caso	13	14	15	16	Referência
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,04	e RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,1	0,1	0,1	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	0,4	0,3	0,1	0,2	e RG
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	0,2	0,2	0,2	0,2	e RG
$\varepsilon h (\%)$	0,03	0,03	0,03	0,03	e RG
$\varepsilon \dot{q} (\text{m}^3/\text{h})$	9,0E-04	1,4E-03	1,3E-03	1,5E-03	RG
$\varepsilon \dot{q} (\%)$	0,3	0,3	0,3	0,3	RG
$\varepsilon T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,04	e CD
$\varepsilon T_{\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	e CD
$\varepsilon h (\text{kJ/kg})$	7,1E-03	6,4E-03	6,6E-03	6,5E-03	e CD
$\varepsilon h (\%)$	1,7E-03	1,5E-03	1,6E-03	1,5E-03	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\text{kJ/kg})$	0,8	1,1	1,2	0,9	e CD
$\varepsilon h_{\text{balanço}} (\%)$	0,2	0,3	0,3	0,2	e CD
$\delta h (\text{kJ/kg})$	-11,0	-33,1	-31,9	-36,1	e CD
$\delta h (\%)$	-2,6	-7,8	-7,5	-8,5	e CD

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *e RG* e *e CD* significam entrada do resfriador de gás e condensador, respectivamente; os subscritos *sat* e *sup* significam saturado e superaquecimento, respectivamente; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.22).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , superaquecimento ΔT_{sup} , entalpia h na entrada do resfriador de gás são pequenas; para a entrada do condensador, as incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} são pequenas. Para a condição de vapor saturado na entrada do condensador, os valores de superaquecimento ΔT_{sup} e as respectivas incertezas absolutas são aproximadamente iguais à incerteza da medição de temperatura (0,1 °C da Tabela B.1), o que implica em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na entrada do condensador via balanço de energia (Eq. B.22) são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo entre a entalpia calculada via (P,x=1) e via balanço de energia para a entrada do condensador, (Eq. 4.8), são pequenos quando comparados com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Uma vez adotada a entalpia do vapor saturado como referência, os valores negativos dos

desvios absolutos e relativo mostram que os valores de entalpia via balanço de energia foram menores que os valores obtidos via vapor saturado ($P, x=1$).

B.2 Incertezas no Balanço de Energia da Linha de Líquido

Para a saída do Coriolis de líquido, foram determinadas as incertezas da temperatura de saturação e subresfriamento por meio das Eqs. (B.6), (B.8) a (B.9) e (B.15). Para o cálculo das incertezas das entalpias de líquido via (P, T) , ($\Delta T_{\text{sub}} > 1^\circ\text{C}$), e via (P, ρ) , foram utilizadas as Eqs. (B.11), (B.14) e (B.16) a (B.17). Para a saída do Coriolis de líquido, foi calculada a incerteza via balanço de energia pela Eq. (B.27) (volume de controle 3 da Figura 4.5):

$$\varepsilon h_1^{s \text{ FIT}} = \left\{ \left[\varepsilon h^{e \text{ CD}} \right]^2 + \left[\frac{(\rho c_p)_{\text{H20}} \dot{q}^{\text{CD}}}{\dot{m}_1} \right]^2 (\varepsilon \Delta T^{\text{CD}})^2 + \left[\frac{(\rho c_p)_{\text{H20}} \Delta T^{\text{CD}}}{\dot{m}_1} \right]^2 (\varepsilon \dot{q}^{\text{CD}})^2 \right\}^{\frac{1}{2}} + \left[\frac{(\rho c_p)_{\text{H20}} \dot{q}^{\text{CD}} \Delta T^{\text{CD}}}{(\dot{m}_1)^2} \right]^2 (\varepsilon \dot{m}_1)^2 + 2 \Pi \quad , \quad (\text{B.27})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; h e ρ são a entalpia e massa específica, respectivamente; c_p é o calor específico da água; \dot{q} e ΔT são a vazão volumétrica de água e diferença entre saída e entrada do trocador de calor, respectivamente; \dot{m}_1 é a vazão de líquido; os sobrescritos e e s significam entrada e saída, respectivamente; o sobrescrito CD e FIT significam condensador e Coriolis, respectivamente; o subscrito l significa líquido; o termo Π é dado pela Eq. (B.4).

Para calcular esse termo, foram utilizadas como variáveis de entrada no balanço de energia no condensador: entalpia na entrada do condensador $h^{e \text{ CD}}$, vazão volumétrica de água do condensador \dot{q}^{CD} , diferença de temperatura entre entrada e saída de água no condensador ΔT^{CD} e vazão de líquido \dot{m}_1 . Do balanço de energia para o condensador, Eq. (4.10), combinando-se uma determinada variável de entrada com as demais, podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π das Eqs. (B.28) a (B.31):

$$\frac{\partial h_1^{s \text{ FIT}}}{\partial h^{e \text{ CD}}} = 1, \quad (\text{B.28})$$

$$\frac{\partial h_l^{sFIT}}{\partial \dot{q}^{CD}} = -\frac{(\rho c_p)_{H20} \Delta T^{RG}}{\dot{m}_l}, \quad (B.29)$$

$$\frac{\partial h_l^{sFIT}}{\partial \Delta T^{CD}} = -\frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG}}{\dot{m}_l}, \quad (B.30)$$

$$\frac{\partial h_l^{sFIT}}{\partial \dot{m}_l} = \frac{(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG}}{(\dot{m}_l)^2}, \quad (B.31)$$

Para a saída do Coriolis de líquido, foram determinadas entalpia do balanço de energia com incerteza h_l^{**} pela Eq. (B.32):

$$h_l^{**} = h_l^{sFIT} \pm \varepsilon h_l^{sFIT}, \quad (B.32)$$

na qual ε é a incerteza de uma variável; h é a entalpia; os sobrescritos s e FIT referem-se à saída e Coriolis, respectivamente; o sobrescrito $**$ refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia; o subscrito l refere-se ao líquido; h_l^{sFIT} foi calculada pela Eq. (4.10) e a respectiva incerteza pela Eq. (B.27).

Na saída do Coriolis de líquido, a massa específica com incerteza ρ_l^{**} , obtida via pressão e entalpia do balanço de energia é dada pela Eq. (B.33):

$$\rho_l^{**} = f(P^\#, h_l^{**}), \quad (B.33)$$

na qual $P^\#$ é o valor da pressão P com incerteza, (Eq. B.6), e h_l^{**} foi calculada pela Eq. (B.32). A incerteza da massa específica $\varepsilon \rho_l^{**}$, na saída do Coriolis de líquido, obtida via (P, ρ) , foi estimada pela Eq. (B.21), substituindo-se $\rho_f^\#$ por ρ_l^{**} ; a massa específica de líquido ρ_f da Eq. (B.21) foi determinada pela Eq. (B.33), substituindo $P^\#$ pela pressão P medida na saída do Coriolis de líquido e h_l^{**} por h_l que foi calculada pela Eq. (4.10).

A Tabela B.6 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.27) para o teste monofásico com líquido. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P, T) , bem como entre o método via (P, ρ) e o método via (P, T) , sendo o método via (P, T) adotado como referência, devido ao alto subresfriamento.

Tabela B.6 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento monofásico,

Caso: Líquido	Valor	Referência
$\varepsilon \dot{q}$ (m ³ /h)	1,9E-02	CD
$\varepsilon \dot{q}$ (%)	0,25	CD
εT_1 (°C)	1,10	s FIT
εT_1 (%)	5,82	s FIT
εT_{1sat} (°C)	0,05	s FIT
εT_{1sat} (%)	0,20	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sub}$ (°C)	1,09	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sub}$ (%)	17,32	s FIT
εh_l (kJ/kg)	1,80	s FIT
εh_l (%)	0,78	s FIT
$\varepsilon h_{l \text{ balanço}}$ (kJ/kg)	3,03	s FIT
$\varepsilon h_{l \text{ balanço}}$ (%)	1,36	s FIT
εh_l^* (kJ/kg)	3,35	s FIT
εh_l^* (%)	1,47	s FIT
δh_l (kJ/kg)	-7,1	s FIT
δh_l (%)	-1,6	s FIT
δh_l^* (kJ/kg)	-0,7	s FIT
δh_l^* (%)	-0,3	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *CD* e *s FIT* significam condensador e saída do Coriolis, respectivamente; os subscritos *sat* e *sub* significam saturado e subresfriamento, respectivamente; o subscrito *l* significa líquido; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. B.27); o sobrescrito * refere-se à incerteza na entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17).

A análise da temperatura de saturação, superaquecimento e entalpia na entrada do condensador são mostradas na Tabela B.2. Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} e entalpia h_l via (P,T), na saída do Coriolis de líquido, são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa no subresfriamento são maiores que as demais mostradas nessa tabela, sendo consequência de uma parcela grande da incerteza da temperatura de saída do Coriolis de líquido (igual a 1 °C +0,5% do valor lido, da Tabela B.1). As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de líquido via balanço de energia, (Eq. B.27),

são pequenas também. As máximas incertezas absoluta e relativa da entalpia h_l^* , obtida via (P, ρ), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l entre a entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. 4.10), e a calculada via (P,T) são pequenos também, quando comparada com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 230 kJ/kg). Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l^* entre a entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17), e a calculada via (P,T) são pequenos também, quando comparada com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 230 kJ/kg). Os valores negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram um pouco menores que as entalpias calculadas via (P,T), adotadas como referência. De maneira análoga a esses baixos valores de desvio absoluto e relativo, o mesmo comportamento se observa para os desvios δh_l^* entre as entalpias calculadas entre o método via (P, ρ) e via (P,T).

A Tabela B.7 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de líquido saturado e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para o teste monofásico com líquido:

Tabela B.7 – Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento monofásico,

Caso: Líquido	Valor	Referência
$\varepsilon \rho_{l \text{ sat}}$ (kg/m ³)	0,25	s FIT
$\varepsilon \rho_{l \text{ sat}}$ (%)	0,02	s FIT
$\varepsilon \rho_l^{**}$ (kg/m ³)	8,96	s FIT
$\varepsilon \rho_l^{**}$ (%)	0,81	s FIT
$\delta \rho_l$ (kJ/kg)	18,9	s FIT
$\delta \rho_l$ (%)	1,7	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *l* e *sat* significam líquido e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do líquido saturado $\varepsilon \rho_{l \text{ sat}}$ e aquela obtida via pressão e balanço de energia $\varepsilon \rho_l^{**}$ são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza da massa específica do líquido medida que foi em torno de 1109 kg/m³. Os desvios absoluto e relativo $\delta \rho_l$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica medido no Coriolis de líquido;

os máximos desvios $\delta\rho_l$ são pequenos, quando comparados com a ordem de grandeza da massa específica do líquido nesse ponto que foi em torno de 1092 kg/m^3 .

A Tabela B.8 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.27) para os testes bifásicos líquido-vapor em 18 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,T), bem como entre o método via (P, ρ) e o método via (P,T), sendo o método via (P,T) adotado como referência, devido ao alto subresfriamento.

Tabela B.8 – Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
$\varepsilon\dot{q} \text{ (m}^3/\text{h)}$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	CD
$\varepsilon\dot{q} \text{ (%)}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	CD
$\varepsilon T_1 \text{ (}^\circ\text{C)}$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\varepsilon T_1 \text{ (%)}$	4,5	4,6	4,5	4,6	4,7	4,4	s FIT
$\varepsilon T_{1sat} \text{ (}^\circ\text{C)}$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	s FIT
$\varepsilon T_{1sat} \text{ (%)}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	s FIT
$\varepsilon\Delta T_{sub} \text{ (}^\circ\text{C)}$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\varepsilon\Delta T_{sub} \text{ (%)}$	49,5	47,0	42,7	40,4	36,6	39,8	s FIT
$\varepsilon h_l \text{ (kJ/kg)}$	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	s FIT
$\varepsilon h_l \text{ (%)}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	s FIT
$\varepsilon h_{l \text{ balanço}} \text{ (kJ/kg)}$	2,6	2,1	2,1	2,8	2,4	2,3	s FIT
$\varepsilon h_{l \text{ balanço}} \text{ (%)}$	1,1	0,8	0,8	1,0	0,9	0,9	s FIT
$\varepsilon h_l^* \text{ (kJ/kg)}$	0,2	0,2	3,1	3,1	2,6	1,4	s FIT
$\varepsilon h_l^* \text{ (%)}$	0,1	0,1	1,3	1,3	1,1	0,6	s FIT
$\delta h_l \text{ (kJ/kg)}$	11,0	27,6	29,6	34,4	37,1	32,3	s FIT
$\delta h_l \text{ (%)}$	2,6	6,5	6,9	8,1	8,7	7,6	s FIT
$\delta h_l^* \text{ (kJ/kg)}$	4,4	4,4	4,7	4,8	5,3	5,2	s FIT
$\delta h_l^* \text{ (%)}$	1,8	1,8	1,9	2,0	2,2	2,2	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *CD* e *s FIT* significam condensador e saída do Coriolis, respectivamente; os subscritos *sat* e *sub* significam saturado e subresfriamento, respectivamente; o subscrito *l* significa líquido; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. B.27); o sobrescrito * refere-se à incerteza na entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17).

A análise da temperatura de saturação, superaquecimento e entalpia na entrada do condensador são mostradas na Tabela B.3. Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} e entalpia h_l via (P,T), na saída do Coriolis de líquido, são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa no subresfriamento são maiores que as demais mostradas nessa tabela, sendo consequência de uma parcela grande da incerteza da temperatura de saída do Coriolis de líquido (igual a $1\text{ °C} + 0,5\%$ do valor lido, da Tabela B.1). As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de líquido via balanço de energia, (Eq. B.27), são pequenas também. As máximas incertezas absoluta e relativa da entalpia h_l^* , obtida via (P, ρ), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l entre a entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. 4.10), e a calculada via (P,T) são pequenos também, quando comparada com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 230 kJ/kg). Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l^* entre a entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17), e a calculada via (P,T) são pequenos também, quando comparada com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 240 kJ/kg). Os valores negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram um pouco menores que as entalpias calculadas via (P,T), adotadas como referência. De maneira análoga a esses baixos valores de desvio absoluto e relativo, o mesmo comportamento se observa para os desvios δh_l^* entre as entalpias calculadas entre o método via (P, ρ) e via (P,T).

A Tabela B.9 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de líquido saturado e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para testes bifásicos líquido-vapor em 18 bara:

Tabela B.9 – Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
$\varepsilon_{\rho_{l\text{ sat}}} (\text{kg/m}^3)$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	s FIT
$\varepsilon_{\rho_{l\text{ sat}}} (\%)$	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}} (\text{kg/m}^3)$	153,8	40,0	25,8	28,6	24,3	31,0	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}} (\%)$	15,3	7,7	6,2	7,4	6,4	7,0	s FIT
$\delta\rho_l (\text{kJ/kg})$	-332,0	-660,9	-675,3	-722,3	-731,2	-689,3	s FIT
$\delta\rho_l (\%)$	-32,6	-63,7	-64,9	-69,1	-70,5	-66,5	s FIT

na qual s_{FIT} refere-se à saída do Coriolis; os subscritos l e sat significam líquido e saturado, respectivamente; o sobrescrito $**$ refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do líquido saturado $\epsilon_{\rho_{sat}}$ e aquela obtida via pressão e balanço de energia $\epsilon_{\rho_{l}}^{**}$ são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza da massa específica do líquido medida que foi em torno 1030 kg/m^3 . Os desvios absoluto e relativo $\delta\rho_l$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica medida no Coriolis de líquido, adotada como referência; esses desvios são significativos, uma vez que eles trazem consigo os desvios que ocorreram nas entalpias calculadas via balanço de energia. Como explicação complementar para esse fato, podemos citar a sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas (Tabela 5.8).

A Tabela B.10 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.27) para os testes bifásicos líquido-vapor em 20 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,T), bem como entre o método via (P, ρ) e o método via (P,T), sendo o método via (P,T) adotado como referência, devido ao alto subresfriamento.

Tabela B.10 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
$\varepsilon \dot{q}$ (m ³ /h)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	CD
$\varepsilon \dot{q}$ (%)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	CD
εT_1 (°C)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
εT_1 (%)	4,0	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	s FIT
$\varepsilon T_{l\text{sat}}$ (°C)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	s FIT
$\varepsilon T_{l\text{sat}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}}$ (°C)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}}$ (%)	38,5	33,7	28,6	37,2	33,5	31,5	s FIT
εh_l (kJ/kg)	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	s FIT
εh_l (%)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	s FIT
$\varepsilon h_{l\text{ balanço}}$ (kJ/kg)	2,1	2,0	2,3	2,3	2,5	2,4	s FIT
$\varepsilon h_{l\text{ balanço}}$ (%)	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	s FIT
εh_l^* (kJ/kg)	1,3	3,0	3,0	2,2	2,6	1,6	s FIT
εh_l^* (%)	0,5	1,2	1,2	0,9	1,0	0,7	s FIT
δh_l (kJ/kg)	11,0	26,9	27,1	25,6	31,8	33,4	s FIT
δh_l (%)	2,6	6,3	6,3	6,0	7,5	7,8	s FIT
δh_l^* (kJ/kg)	5,4	6,2	6,9	5,7	6,1	6,6	s FIT
δh_l^* (%)	2,2	2,5	2,8	2,3	2,5	2,7	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *CD* e *s FIT* significam condensador e saída do Coriolis, respectivamente; os subscritos *sat* e *sub* significam saturado e subresfriamento, respectivamente; o subscrito *l* significa líquido; o subscrito *balanço* se refere à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.27); o sobrescrito * refere-se à incerteza na entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17).

A análise da temperatura de saturação, superaquecimento e entalpia na entrada do condensador são mostradas na Tabela B.4. Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} e entalpia h_l via (P,T), na saída do Coriolis de líquido, são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa no subresfriamento são maiores que as demais mostradas nessa tabela, sendo consequência de uma parcela grande da incerteza da temperatura de saída do Coriolis de líquido (igual a 1 °C +0,5% do valor lido, da Tabela B.1). As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de líquido via balanço de energia, (Eq. B.27), são pequenas também. As máximas incertezas absoluta e relativa da entalpia h_l^* , obtida via

(P, ρ), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l entre a entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. 4.10), e a calculada via (P,T) nesse ponto são pequenos também, quando comparados com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 245 kJ/kg). Os valores positivos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram um pouco maiores que as entalpias calculadas via (P,T) e adotadas como referência. De maneira análoga a esses baixos valores de desvio absoluto e relativo, o mesmo comportamento se observa para os desvios δh_l^* entre as entalpias calculadas entre o método via (P, ρ) e via (P,T).

A Tabela B.11 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de líquido saturado e obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para testes bifásicos líquido-vapor em 20 bara:

Tabela B.11 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
$\varepsilon_{\rho_{l\ sat}}$ (kg/m ³)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	s FIT
$\varepsilon_{\rho_{l\ sat}}$ (%)	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}}$ (kg/m ³)	122,0	30,2	34,7	44,0	29,6	30,5	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}}$ (%)	12,0	6,2	7,0	8,0	6,8	6,9	s FIT
$\delta\rho_l$ (kJ/kg)	-273,4	-595,8	-586,9	-588,0	-645,3	-643,3	s FIT
$\delta\rho_l$ (%)	-27,0	-58,1	-57,2	-57,4	-63,3	-63,8	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *l* e *sat* significam líquido e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do líquido saturado $\varepsilon_{\rho_{l\ sat}}$ e aquela obtida via pressão e balanço de energia $\varepsilon_{\rho_l^{**}}$ são pequenas quando comparadas com a ordem de grandeza da massa específica do líquido medida que foi em torno de 1015 kg/m³. Os desvios absoluto e relativo $\delta\rho_l$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica medida no Coriolis de líquido, adotada como referência; esses desvios são significativos, uma vez que eles trazem consigo os desvios que ocorreram nas entalpias calculadas via balanço de energia. Como explicação complementar para esse fato, podemos citar a sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas (Tabela 5.8).

A Tabela B.12 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.27) para os testes bifásicos líquido-vapor em 23 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,T), bem como entre o método via (P, ρ) e o método via (P,T), sendo o método via (P,T) adotado como referência, devido ao alto subresfriamento.

Tabela B.12 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,

Caso	13	14	15	16	Referência
$\dot{\epsilon}q$ (m ³ /h)	0,01	0,004	0,003	0,003	CD
$\dot{\epsilon}q$ (%)	0,3	0,3	0,3	0,3	CD
ϵT_1 (°C)	1,2	1,2	1,2	1,2	s FIT
ϵT_1 (%)	3,4	3,6	3,6	3,6	s FIT
ϵT_{1sat} (°C)	0,04	0,04	0,04	0,04	s FIT
ϵT_{1sat} (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\epsilon \Delta T_{sub}$ (°C)	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\epsilon \Delta T_{sub}$ (%)	29,3	27,9	22,1	24,8	s FIT
ϵh_l (kJ/kg)	2,1	2,1	2,1	2,1	s FIT
ϵh_l (%)	0,8	0,8	0,8	0,8	s FIT
$\epsilon h_{l \text{ balanço}}$ (kJ/kg)	2,1	2,5	2,8	2,5	s FIT
$\epsilon h_{l \text{ balanço}}$ (%)	0,8	0,9	1,0	0,9	s FIT
ϵh_l^* (kJ/kg)	1,3	2,2	2,8	1,3	s FIT
ϵh_l^* (%)	0,5	0,9	1,1	0,5	s FIT
δh_l (kJ/kg)	15,5	25,6	35,3	30,5	s FIT
δh_l (%)	3,6	6,0	8,3	7,2	s FIT
δh_l^* (kJ/kg)	7,5	8,3	9,5	9,0	s FIT
δh_l^* (%)	2,9	3,3	3,8	3,5	s FIT

na qual ϵ é a incerteza de uma variável qualquer; a referência *CD* e *s FIT* significam condensador e saída do Coriolis, respectivamente; os subscritos *sat* e *sub* significam saturado e subresfriamento, respectivamente; o subscrito *l* significa líquido; o subscrito *balanço* se refere à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.27); o sobrescrito * refere-se à incerteza na entalpia calculada via (P, ρ), Eq. (B.17).

A análise da temperatura de saturação, superaquecimento e entalpia na entrada do condensador são mostradas na Tabela B.5. Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} e entalpia h_l

via (P,T), na saída do Coriolis de líquido, são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa no subresfriamento são maiores que as demais mostradas nessa tabela, sendo consequência de uma parcela grande da incerteza da temperatura de saída do Coriolis de líquido (igual a $1\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,5\%$ do valor lido, da Tabela B.1). As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de líquido via balanço de energia, (Eq.B.27), são pequenas também. As máximas incertezas absoluta e relativa da entalpia h_l^* , obtida via (P, ρ), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo δh_l entre a entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. 4.10), e a calculada via (P,T) nesse ponto são pequenos também, quando comparados com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 254 kJ/kg). Os valores positivos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram um pouco maiores que as entalpias calculadas via (P,T), adotadas como referência. De maneira análoga a esses baixos valores de desvio absoluto e relativo, o mesmo comportamento se observa para os desvios δh_l^* entre as entalpias calculadas entre o método via (P, ρ) e via (P,T).

A Tabela B.13 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de líquido saturado e obtido via pressão e entalpia do balanço de energia para testes bifásicos líquido-vapor em 23 bara:

Tabela B.13 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de líquido com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,

Caso	13	14	15	16	Referência
$\varepsilon_{\rho_{l\text{ sat}}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	0,2	0,2	0,2	0,2	s FIT
$\varepsilon_{\rho_{l\text{ sat}}} \text{ (%)}$	0,02	0,02	0,02	0,02	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	65,6	65,8	33,9	40,4	s FIT
$\varepsilon_{\rho_l^{**}} \text{ (%)}$	8,4	9,5	7,2	7,5	s FIT
$\delta\rho_l \text{ (kJ/kg)}$	-301,5	-493,5	-583,7	-538,1	s FIT
$\delta\rho_l \text{ (%)}$	-30,8	-49,9	-59,2	-54,8	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *l* e *sat* significam líquido e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do líquido saturado $\varepsilon_{\rho_{l\text{ sat}}}$ e aquela obtida via pressão e balanço de energia $\varepsilon_{\rho_l^{**}}$ são pequenas quando comparadas com a ordem de grandeza da massa específica do líquido medida que foi em torno de 980

kg/m³. Os desvios absoluto e relativo $\delta\rho_l$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica medida no Coriolis de líquido, adotada como referência; esses desvios são significativos, uma vez que eles trazem consigo os desvios que ocorreram nas entalpias calculadas via balanço de energia. Como explicação complementar para esse fato, podemos citar a sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas (Tabela 5.8).

B.3 Balanço de Energia da Linha de Vapor

Para a saída do Coriolis de vapor, foram determinadas as incertezas da temperatura de saturação e superaquecimento por meio das Eqs. (B.6), (B.8) a (B.10). Para o cálculo das incertezas das entalpias de vapor via (P,T), ($\Delta T_{sup} > 1^\circ\text{C}$), e do vapor saturado ($\Delta T_{sup} < 1^\circ\text{C}$), foram utilizadas as Eqs. (B.11), (B.13) e (B.14). Para a saída do Coriolis de vapor, foi calculada a incerteza via balanço de energia pela Eq. (B.34) (volume de controle 2 da Figura 4.4):

$$\varepsilon h_v^{sFIT} = \left\{ \left[\frac{h^{eRG} - h_l^{sFIT}}{\dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon \dot{m}_l)^2 + \left[\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v} + 1 \right]^2 (\varepsilon h^{eRG})^2 + \left[\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon h_l^{sFIT})^2 + \left[\frac{(h_l^{sFIT} - h^{eRG})\dot{m}_l + (\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG} + (\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{CD} \Delta T^{CD}}{(\dot{m}_v)^2} \right]^2 (\varepsilon \dot{m}_v)^2 + \left[\frac{-(\rho c_p)_{H20} \Delta T^{RG}}{\dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon \dot{q}^{RG})^2 + \left[\frac{-(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{RG}}{\dot{m}_v} \right]^2 (\Delta T^{RG})^2 + \left[\frac{-(\rho c_p)_{H20} \Delta T^{CD}}{\dot{m}_v} \right]^2 (\varepsilon \dot{q}^{CD})^2 + \left[\frac{-(\rho c_p)_{H20} \dot{q}^{CD}}{\dot{m}_v} \right]^2 (\Delta T^{CD})^2 + 2\Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.34})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; h e ρ são a entalpia e massa específica, respectivamente; c_p é o calor específico da água; \dot{q} e ΔT são a vazão volumétrica de água e diferença entre saída e entrada do trocador de calor, respectivamente; \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões de líquido e vapor, respectivamente; os sobrescritos e e s significam entrada e saída, respectivamente; os sobrescritos RG e CD significam resfriador de gás e condensador, respectivamente; o sobrescrito FIT refere-se ao Coriolis; os subscritos l e v significam líquido e vapor, respectivamente; o termo Π é dado pela Eq. (B.3).

Para calcular esse termo, foram utilizadas como variáveis de entrada no balanço de energia na saída do Coriolis de vapor: entalpia na entrada do resfriador de gás h^{eRG} , vazão volumétrica de água do resfriador de gás \dot{q}^{RG} , diferença de temperatura entre entrada e saída de água no resfriador de gás ΔT^{RG} , vazão volumétrica de água do condensador \dot{q}^{CD} , diferença de temperatura entre entrada e saída de água no condensador ΔT^{CD} , vazões de líquido e vapor \dot{m}_l e \dot{m}_v , respectivamente; entalpia na saída do Coriolis de líquido h_l^{sFIT} . Do balanço de energia para a saída do Coriolis de vapor, (Eq. 4.9), combinando-se uma determinada variável de entrada com as demais, podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π , Eqs. (B.35) a (B.42):

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial h^{eRG}} = \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v} \right) + 1, \quad (B.35)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \dot{m}_l} = \frac{h^{eRG} - h_l^{sFIT}}{\dot{m}_v}, \quad (B.36)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \dot{m}_v} = \frac{(h_l^{sFIT} - h^{eRG})\dot{m}_l + (\rho c_p)_{H2O} \dot{q}^{RG} \Delta T^{RG} + (\rho c_p)_{H2O} \dot{q}^{CD} \Delta T^{CD}}{(\dot{m}_v)^2}, \quad (B.37)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \dot{q}^{RG}} = \frac{-(\rho c_p)_{H2O} \Delta T^{RG}}{\dot{m}_v}, \quad (B.38)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \Delta T^{RG}} = \frac{-(\rho c_p)_{H2O} \dot{q}^{RG}}{\dot{m}_v}, \quad (B.39)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \dot{q}^{CD}} = \frac{-(\rho c_p)_{H2O} \Delta T^{CD}}{\dot{m}_v}, \quad (B.40)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial \Delta T^{CD}} = \frac{-(\rho c_p)_{H2O} \dot{q}^{CD}}{\dot{m}_v}, \quad (B.41)$$

$$\frac{\partial h_v^{sFIT}}{\partial h_l^{sFIT}} = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_v} \quad (B.42)$$

Para a saída do Coriolis de vapor, foram determinadas a entalpia do balanço de energia com incerteza h_v^{**} pela Eq. (B.43):

$$h_v^{**} = h_v^{sFT} \pm \varepsilon h_v^{sFIT}, \quad (B.43)$$

na qual ε é a incerteza de uma variável; h é a entalpia; os sobrescritos s e FIT referem-se significam saída e Coriolis, respectivamente; o sobrescrito $**$ refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia; o subscrito v refere-se ao vapor; h_v^{sFIT} foi calculada pela Eq. (4.9) e a respectiva incerteza pela Eq. (B.34).

Na saída do Coriolis de vapor, a massa específica com incerteza ρ_v^{**} , obtida via pressão e entalpia do balanço de energia é dada pela Eq. (B.44):

$$\rho_v^{**} = f(P^\#, h_v^{**}), \quad (B.44)$$

na qual $P^\#$ é o valor da pressão P com incerteza (Eq. B.6) e h_v^{**} foi calculada pela Eq. (B.43).

A incerteza da massa específica $\varepsilon_{\rho_v^{**}}$, na saída do Coriolis de vapor, obtida via (P, h) , foi estimada pela Eq. (B.21), substituindo-se $\rho_f^\#$ por ρ_v^{**} ; a massa específica do fluido ρ_f da Eq. (B.21) foi determinada pela Eq. (B.44), substituindo-se $P^\#$ pela pressão P medida na saída do Coriolis de vapor e h_v^{**} pela entalpia do vapor calculada via balanço de energia (Eq. 4.9).

A Tabela B.14 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.34) para o teste monofásico com vapor. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P, T) , sendo o método via (P, T) adotado como referência, devido ao alto superaquecimento:

Tabela B.14 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento monofásico,

Caso: Vapor	Valor	Referência
εT_{sat} (°C)	0,04	e RG
εT_{sat} (%)	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (°C)	0,1	e RG
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (%)	0,4	e RG
εh (kJ/kg)	0,2	e RG
εh (%)	0,03	e RG
$\varepsilon \dot{q}$ (m ³ /h)	5,7E-04	RG
$\varepsilon \dot{q}$ (%)	0,3	RG
$\varepsilon \dot{q}$ (m ³ /h)	0,01	CD
$\varepsilon \dot{q}$ (%)	0,3	CD
$\varepsilon T_{l,sat}$ (°C)	0,04	s FIT
$\varepsilon T_{l,sat}$ (%)	0,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sub}$ (°C)	1,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sub}$ (%)	5,4	s FIT
εh_l (kJ/kg)	1,7	s FIT
εh_l (%)	0,8	s FIT
εT_v (°C)	1,1	s FIT
εT_v (%)	2,8	s FIT
$\varepsilon T_{v,sat}$ (°C)	0,04	s FIT
$\varepsilon T_{v,sat}$ (%)	0,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (°C)	1,1	s FIT
$\varepsilon \Delta T_{sup}$ (%)	19,2	s FIT
εh_v (kJ/kg)	1,7	s FIT
εh_v (%)	0,4	s FIT
$\varepsilon h_{v,balanco}$ (kJ/kg)	3,3	s FIT
$\varepsilon h_{v,balanco}$ (%)	0,8	s FIT
δh_v (kJ/kg)	-5,5	s FIT
δh_v (%)	-1,3	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; na coluna referência, *e* e *s* significam entrada e saída, respectivamente; *CD* e *RG* significam resfriador de gás e condensador, respectivamente; *FIT* refere-se à saída do Coriolis de vapor; os subscritos *sat* e *sup* significam saturado e superaquecimento, respectivamente; o subscrito *sub* significa subresfriamento; os subscritos *l* e *v* significam líquido e vapor, respectivamente; o subscrito *balanço* refere-se à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.34).

Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , superaquecimento ΔT_{sup} , entalpia h via (P,T), para a entrada do resfriador de gás, são pequenas. Para os Coriolis de líquido e vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} e entalpias h_l e h_v , ambas via (P,T), são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa no subresfriamento e superaquecimento são maiores, sendo consequência de uma parcela grande da incerteza da temperatura de saída dos dois Coriolis (igual a $1\text{ }^\circ\text{C} + 0,5\%$ do valor lido, da Tabela B.1). As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de vapor via balanço de energia, (Eq. B.34), são pequenas também. Os máximos desvios absoluto e relativo δh_v entre a entalpia calculada via balanço de energia, (Eq. 4.9), e a calculada via (P,T), na saída do Coriolis de vapor, são pequenos também, quando comparados com a ordem de grandeza da entalpia via (P,T) nesse ponto (em torno de 435 kJ/kg). Os valores negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram um pouco menores que as entalpias calculadas via (P,T). Convém lembrar que, para o escoamento monofásico de vapor, o superaquecimento tanto na entrada do resfriador e saída do Coriolis de vapor eram significativos, sendo considerado o valor obtido via (P,T) como referência.

A Tabela B.15 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de vapor saturado, obtida via (P,T) e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para o teste monofásico com vapor:

Tabela B.15 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento monofásico,

Caso: Vapor	Valor	Referência
$\varepsilon_{\rho_{v\text{sat}}} (\text{kg/m}^3)$	0,1	s FIT
$\varepsilon_{\rho_{v\text{sat}}} (\%)$	0,1	s FIT
$\varepsilon_{\rho_v} (\text{kg/m}^3)$	1,0	s FIT
$\varepsilon_{\rho_v} (\%)$	1,3	s FIT
$\varepsilon_{\rho_v^{**}} (\text{kg/m}^3)$	2,2	s FIT
$\varepsilon_{\rho_v^{**}} (\%)$	2,7	s FIT
$\delta\rho_v (\text{kg/m}^3)$	3,2	s FIT
$\delta\rho_v (\%)$	4,0	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do vapor saturado $\varepsilon_{\rho_{v, \text{sat}}}$, obtida via (P,T) ε_{ρ_v} e aquela obtida via pressão e balanço de energia $\varepsilon_{\rho_v}^{**}$ são pequenas. Os máximos desvios absoluto e relativo $\delta\rho_v$ referem-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica obtida via (P,T); esses desvios são pequenos quando comparados com a ordem de grandeza da massa específica do vapor nesse ponto que foi em torno de $80,6 \text{ kg/m}^3$.

A Tabela B.16 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.34) para os testes bifásicos líquido-vapor em 18 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,x=1), adotado como referência, devido ao superaquecimento ser menor que $1 \text{ }^\circ\text{C}$. As Tabela B.3 e Tabela B.8 são complementares à Tabela B.16, uma vez que mostram as máximas incertezas e desvios para entrada e saída do resfriador de gás e saída do Coriolis de líquido:

Tabela B.16 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara,

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
$\varepsilon_{T_v} (^\circ\text{C})$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\varepsilon_{T_v} (\%)$	3,8	4,0	3,9	3,9	3,8	3,8	s FIT
$\varepsilon_{T_{v, \text{sat}}} (^\circ\text{C})$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	s FIT
$\varepsilon_{T_{v, \text{sat}}} (\%)$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	s FIT
$\varepsilon_{h_v} (\text{kJ/kg})$	3,8E-04	1,5E-03	8,7E-04	1,2E-03	3,8E-04	3,8E-04	s FIT
$\varepsilon_{h_v} (\%)$	8,9E-05	3,5E-04	2,0E-04	2,8E-04	8,9E-05	8,9E-05	s FIT
$\varepsilon_{h_{v, \text{balanço}}} (\text{kJ/kg})$	11,3	20,6	19,1	22,6	15,2	8,7	s FIT
$\varepsilon_{h_{v, \text{balanço}}} (\%)$	3,4	9,8	6,7	7,3	5,3	3,0	s FIT
$\delta h_v (\text{kJ/kg})$	-92,1	-91,9	-147,3	-122,5	-150,6	-132,7	s FIT
$\delta h_v (\%)$	-21,6	-21,6	-34,5	-28,7	-35,3	-31,1	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; na coluna referência, *s FIT* refere-se à saída do Coriolis de vapor; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o subscrito *balanço* se refere à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.34).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 18 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , entalpia h e temperatura na saída do Coriolis de vapor são pequenas. Para a condição de vapor saturado na saída do Coriolis de vapor, os valores de superaquecimento ΔT_{sup} (faixa de 0,05 a 0,16) e as respectivas incertezas

absolutas, próximas à incerteza da medição de temperatura (igual a $1\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,5\%$ do valor lido Tabela B.1), implicam em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de vapor via balanço de energia, (Eq.B.34), são pequenas quando comparadas com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Os máximos desvios absoluto e relativo δh_v entre a entalpia calculada via balanço de energia e a calculada via $(P,x=1)$ são razoáveis, sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor, em primeiro lugar, à vazão de vapor, seguida da vazão de líquido e de água do condensador (análise da Tabela 5.7). Os valores negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram menores que as entalpias calculadas via $(P,x=1)$, adotadas como referência.

A Tabela B.17 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de vapor saturado e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para o teste bifásico líquido-vapor em 18 bara. A Tabela B.9 é complementar à Tabela B.17, uma vez que mostra as máximas incertezas e desvios para a saída do Coriolis de líquido:

Tabela B.17 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 18 bara,

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
$\varepsilon\rho_{v\text{sat}}\text{ (kg/m}^3\text{)}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_{v\text{sat}}\text{ (%)}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}\text{ (kg/m}^3\text{)}$	17,7	17,7	195,1	84,4	170,0	39,0	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}\text{ (%)}$	12,6	12,6	65,9	44,2	51,7	16,7	s FIT
$\delta\rho_v\text{ (kg/m}^3\text{)}$	66,6	66,6	223,9	119,6	255,0	159,5	s FIT
$\delta\rho_v\text{ (%)}$	90,3	90,3	309,4	168,0	347,0	216,7	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do vapor saturado $\varepsilon\rho_{v\text{sat}}$ são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa na massa específica $\varepsilon\rho_v^{**}$, obtida via pressão e balanço de energia, apresenta desvios significativos, devido à análise de sensibilidade da entalpia do vapor nesse ponto calculada via balanço de energia (Tabela 5.7); o efeito dos desvios das entalpias do vapor via balanço de energia são refletidos nos valores

das incertezas das massas específicas $\varepsilon_{\rho_v^{**}}$, sendo observados pela sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas para o cálculo dessa massa específica via (P,h) (Tabela 5.9). Os máximos desvios absoluto e relativo $\delta\rho_v$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica obtida via (P,x=1); esses desvios são significativos quando comparados com a ordem de grandeza da massa específica do vapor nesse ponto que foi em torno de 72 kg/m^3 , sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor via balanço de energia (Tabela 5.7 e 5.9).

A Tabela B.18 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.34) para os testes bifásicos líquido-vapor em 20 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,x=1), adotado como referência, devido ao superaquecimento ser menor que $1 \text{ }^\circ\text{C}$. As Tabelas B.4 e B.10 são complementares à Tabela B.18, uma vez que mostram as máximas incertezas e desvios para entrada e saída do resfriador de gás e saída do Coriolis de líquido.

Tabela B.18 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara,

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
ε_{T_v} ($^\circ\text{C}$)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
ε_{T_v} (%)	3,4	3,4	3,4	3,5	3,5	3,4	s FIT
$\varepsilon_{T_{v\text{sat}}}$ ($^\circ\text{C}$)	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	s FIT
$\varepsilon_{T_{v\text{sat}}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
ε_{h_v} (kJ/kg)	2,3E-03	2,3E-03	2,0E-03	1,8E-03	2,0E-03	2,3E-03	s FIT
ε_{h_v} (%)	5,4E-04	5,3E-04	4,7E-04	4,2E-04	4,6E-04	5,4E-04	s FIT
$\varepsilon_{h_{v\text{balanço}}}$ (kJ/kg)	46,4	13,1	15,9	11,0	11,4	11,7	s FIT
$\varepsilon_{h_{v\text{balanço}}}$ (%)	15,2	3,7	4,5	3,6	3,5	3,7	s FIT
δh_v (kJ/kg)	-125,6	-73,1	-77,4	-125,0	-101,1	-116,4	s FIT
δh_v (%)	-29,5	-17,1	-18,1	-29,3	-23,7	-27,3	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; na coluna referência, *s FIT* refere-se à saída e Coriolis de vapor, respectivamente; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o subscrito *balanço* se refere à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.34).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 20 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , entalpia *h* e temperatura na saída do Coriolis de vapor são pequenas. Para a condição de vapor saturado na saída do Coriolis de vapor, os

valores de superaquecimento ΔT_{sup} (faixa de -0,05 a 0,55) e as respectivas incertezas absolutas, próximas à incerteza da medição de temperatura (igual a $1\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,5\%$ do valor lido Tabela B.1), implicam em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de vapor via balanço de energia, (Eq. B.34), são pequenas quando comparadas com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Os máximos desvios absoluto e relativo δh_v entre a entalpia calculada via balanço de energia e a calculada via (P,x=1) são razoáveis, sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor, em primeiro lugar, à vazão de vapor, seguida da vazão de líquido e de água do condensador (análise da Tabela 5.7). Os valores negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço foram menores que as entalpias calculadas via (P,x=1), adotadas como referência.

A Tabela B.19 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de vapor saturado e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para o teste bifásico líquido-vapor em 20 bara. A Tabela B.11 é complementar à Tabela B.19, uma vez que mostra as máximas incertezas e desvios para a saída do Coriolis de líquido:

Tabela B.19 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 20 bara,

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
$\varepsilon\rho_{v\text{sat}}$ (kg/m ³)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_{v\text{sat}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}$ (kg/m ³)	523,0	16,6	22,1	47,1	25,1	39,0	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}$ (%)	215,9	12,6	16,2	20,2	14,6	18,5	s FIT
$\delta\rho_v$ (kg/m ³)	160,7	35,7	56,1	151,2	82,9	126,5	s FIT
$\delta\rho_v$ (%)	197,1	44,1	69,8	185,7	95,9	155,1	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do vapor saturado $\varepsilon\rho_{v\text{sat}}$ são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa na massa específica $\varepsilon\rho_v^{**}$, obtida via pressão e balanço de energia, apresenta desvios significativos, devido à análise de sensibilidade da entalpia do vapor nesse ponto calculada via balanço de energia (Tabela 5.7); o efeito dos desvios das entalpias do vapor via balanço de energia são refletidos nos valores

das incertezas das massas específicas $\varepsilon_{\rho_v^{**}}$, sendo observados pela sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas para o cálculo dessa massa específica via (P,h) (Tabela 5.9). Os máximos desvios absoluto e relativo $\delta\rho_v$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica obtida via (P,x=1); esses desvios são significativos quando comparados com a ordem de grandeza da massa específica do vapor nesse ponto que foi em torno de 81 kg/m^3 , sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor via balanço de energia (Tabela 5.7 e 5.9).

A Tabela B.20 mostra as máximas incertezas para a Eq. (B.34) para os testes bifásicos líquido-vapor em 23 bara. São mostrados também os máximos desvios absolutos e relativos entre os métodos via balanço de energia e aquele calculado via (P,x=1), adotado como referência, devido ao superaquecimento ser menor que $1 \text{ }^\circ\text{C}$. As Tabelas B.5 e B.12 são complementares à Tabela B.20, uma vez que mostram máximas as incertezas e desvios para entrada e saída do resfriador de gás e saída do Coriolis de líquido.

Tabela B.20 - Máximas incertezas e desvios de entalpias para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara,

Caso	13	14	15	16	Referência
$\varepsilon T_v (^\circ\text{C})$	1,1	1,1	1,1	1,1	s FIT
$\varepsilon T_v (\%)$	2,9	3,0	3,0	3,8	s FIT
$\varepsilon T_{v\text{sat}} (^\circ\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,05	s FIT
$\varepsilon T_{v\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,2	s FIT
$\varepsilon h_v (\text{kJ/kg})$	7,0E-03	6,3E-03	6,6E-03	3,8E-04	s FIT
$\varepsilon h_v (\%)$	1,6E-03	1,5E-03	1,6E-03	8,9E-05	s FIT
$\varepsilon h_{v\text{balanço}} (\text{kJ/kg})$	48,1	6,9	10,9	11,3	s FIT
$\varepsilon h_{v\text{balanço}} (\%)$	10,6	2,1	2,7	3,3	s FIT
$\delta h_v (\text{kJ/kg})$	62,1	-101,7	-39,9	-83,4	s FIT
$\delta h_v (\%)$	14,6	-23,9	-9,4	-19,6	s FIT

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; na coluna referência, *s FIT* refere-se à saída e Coriolis de vapor, respectivamente; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o subscrito *balanço* se refere à incerteza na entalpia calculada via balanço de energia (Eq. B.34).

Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , entalpia h e temperatura na saída do Coriolis de

vapor são pequenas. Para o escoamento bifásico líquido-vapor em 23 bara, as máximas incertezas absoluta e relativa da temperatura de saturação T_{sat} , entalpia h e temperatura na saída do Coriolis de vapor são pequenas. Para a condição de vapor saturado na saída do Coriolis de vapor, os valores de superaquecimento ΔT_{sup} (faixa de -0,27 a 0,17) e as respectivas incertezas absolutas, próximas à incerteza da medição de temperatura (igual a $1\text{ }^{\circ}\text{C} + 0,5\%$ do valor lido Tabela B.1), implicam em valores altos de incerteza relativa. As máximas incertezas absoluta e relativa para a entalpia na saída do Coriolis de vapor via balanço de energia, (Eq. B.34), são pequenas quando comparadas com o valor da entalpia nesse ponto (em torno de 426 kJ/kg). Os máximos desvios absoluto e relativo δh_v entre a entalpia calculada via balanço de energia e a calculada via (P,x=1) são razoáveis, sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor, em primeiro lugar, à vazão de vapor, seguida da vazão de e de líquido e de água do condensador (análise da Tabela 5.7). Os valores positivos ou negativos desses desvios mostram que os valores de entalpia via balanço podem ser maiores ou menores que as entalpias calculadas via (P,x=1), respectivamente. As entalpias calculadas via (P,x=1) foram adotadas como referência.

A Tabela B.21 mostra as máximas incertezas das massas específicas na saída do Coriolis para os casos de vapor saturado e aquela obtida via pressão e entalpia do balanço de energia para o teste bifásico líquido-vapor em 23 bara. A Tabela B.13 é complementar à Tabela B.21, uma vez que mostra as máximas incertezas e desvios para a saída do Coriolis de líquido:

Tabela B.21 - Máximas incertezas e desvios de massa específica para o trecho na saída do Coriolis de vapor com escoamento bifásico em 23 bara,

Caso	13	14	15	16	Referência
$\varepsilon\rho_{v,sat}$ (kg/m ³)	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_{v,sat}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}$ (kg/m ³)	32,3	20,7	10,2	14,7	s FIT
$\varepsilon\rho_v^{**}$ (%)	35,2	9,5	8,2	11,4	s FIT
$\delta\rho_v$ (kg/m ³)	-918,6	-877,5	-864,8	55,6	s FIT
$\delta\rho_v$ (%)	-93,1	-88,4	-87,4	75,6	s FIT

na qual *s FIT* refere-se à saída do Coriolis; os subscritos *v* e *sat* significam vapor e saturado, respectivamente; o sobrescrito **** refere-se à condição obtida via pressão e entalpia do balanço de energia.

As máximas incertezas absoluta e relativa da massa específica do vapor saturado $\varepsilon_{\rho_{\text{sat}}}$ são pequenas. As máximas incertezas absoluta e relativa na massa específica $\varepsilon_{\rho_v^{**}}$, obtida via pressão e balanço de energia, apresenta desvios significativos, devido à análise de sensibilidade da entalpia do vapor nesse ponto calculada via balanço de energia (Tabela 5.7); o efeito dos desvios das entalpias do vapor via balanço de energia são refletidos nos valores das incertezas das massas específicas $\varepsilon_{\rho_v^{**}}$, sendo observados pela sensibilidade das equações de estado das tabelas termodinâmicas para o cálculo dessa massa específica via (P,h) (Tabela 5.9). Os máximos desvios absoluto e relativo $\delta\rho_v$ refere-se ao desvio entre o valor obtido via pressão e entalpia do balanço de energia e o valor da massa específica obtida via (P,x=1); esses desvios são significativos quando comparados com a ordem de grandeza da massa específica do vapor nesse ponto que foi em torno de 97 kg/m^3 , sendo explicados pela sensibilidade da entalpia do vapor via balanço de energia (Tabela 5.7 e 5.9).

B.4 Experimentos Monofásicos com Líquido ou Vapor

Para o cálculo da incerteza sobre o a perde carga de atrito medida (Eq. 4.19), foi necessário determinar-se a incerteza sobre a massa específica na seção de medição $\varepsilon_{\rho^{\text{ST}}}$, calculada a partir da Eq. (B.45):

$$\varepsilon_{\rho^{\text{ST}}} = \left\{ \left[\frac{1}{gH_p} \right]^2 [\varepsilon\Delta p]^2 + \left[-\frac{\Delta p}{gH_p^2} \right]^2 [\varepsilon H_p]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.45})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; Δp é o diferencial de pressão na seção de medição; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; as incertezas $\varepsilon\Delta p$ e εH_p são mostradas na Tabela B.1; g é a aceleração da gravidade.

Nos testes monofásicos com líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa na massa específica $\varepsilon_{\rho^{\text{ST}}}$, na seção de medição, foram de $0,95 \text{ kg/m}^3$ e $0,09\%$, respectivamente.

Para o cálculo da incerteza sobre o a perde carga atrito medida (Eq. 4.19), foi utilizada a expressão da Eq. (B.46):

$$\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}} = \left\{ [\varepsilon \Delta p]^2 + [g H_p]^2 [\varepsilon \rho^{\text{ST}}]^2 + [(\rho^{\text{ST}} - \rho_{\text{sil}}) g]^2 [\varepsilon H_p]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.46})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; Δp_{atrito} é a perda de carga por atrito medida na seção de medição, Eq. (4.19), ρ^{ST} é a massa específica do fluido na seção de medição, ρ_{sil} é a massa específica do silicone do fluido manométrico do *tubing* (934 kg/m³); as incertezas $\varepsilon \Delta p$ e εH_p são mostradas na Tabela B.1.

Nos testes monofásicos com líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre a perda de carga por atrito $\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}$ foram de 0,21 mbar e 4,11%, respectivamente. Os valores máximos dos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos para a perda de carga por atrito foram de 1,07 mbar e 0,34%, respectivamente.

Para o escoamento monofásico de vapor, a massa específica foi estimada a partir das leituras de (P,T) da seção de medição (superaquecimento mínimo de 3,65 °C). A incerteza da massa específica na seção de medição $\varepsilon \rho^{\text{ST}}$ foi estimada a partir da Eq. (B.18) e (B.21). Nos testes monofásicos com vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre a massa específica $\varepsilon \rho^{\text{ST}}$, na seção de medição, foram de 0,70 kg/m³ e 0,84%, respectivamente. De maneira análoga ao líquido, foi utilizada a Eq. (B.46) para a estimativa da incerteza da perda de carga por atrito medida. Nos testes monofásicos com vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre a perda de carga por atrito $\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}$ foram de 0,21 mbar e 0,46%, respectivamente. Os valores dos máximos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos foram de 11,54 mbar e 25,30%, respectivamente.

Para os testes monofásicos com líquido e vapor, foi assumido que não houve variações significativas das velocidades superficiais entre a entrada da seção de teste e a seção de medição. Para os testes monofásicos com líquido, foi utilizada a Eq. (4.24) com $x=0$. De maneira análoga ao líquido, para os testes monofásicos com vapor, foi utilizada a Eq. (4.25) com $x=1$. Uma vez realizada essas considerações nas Eqs. (4.24) e (4.25) para os testes monofásicos com líquido e vapor, respectivamente, a incerteza na velocidade superficial de líquido ou vapor na entrada da seção de teste εj_f foi calculada pela Eq. (B.47):

$$\varepsilon j_f = \left\{ \left[\frac{4}{\rho_f \pi D^2} \right]^2 [\varepsilon \dot{m}_f]^2 + \left[-\frac{4 \dot{m}_f}{\rho_f^2 \pi D^2} \right]^2 [\varepsilon \rho_f]^2 + \left[-\frac{8 \dot{m}_f}{\rho_f \pi D^3} \right]^2 [\varepsilon D]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.47})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; o subscrito f refere-se ao líquido ou vapor, dependendo do caso; ρ é a massa específica; D é o diâmetro interno da tubulação; \dot{m}_f é a vazão

mássica do fluido; para a incerteza sobre a massa específica do líquido ε_{ρ_l} foi utilizada a incerteza da medição da massa específica do Coriolis de líquido (10 kg/m^3 , vide Tabela B.1); para o vapor, a incerteza na massa específica ε_{ρ_v} foi estimada por meio das Eqs. (B.18) e (B.21) (superaquecimento mínimo de $5,75 \text{ }^\circ\text{C}$). A incerteza sobre o diâmetro D é encontrada na Tabela B.1.

Para o líquido ou vapor, das Eqs. (4.24) e (4.25) com $x=0$ e $x=1$, respectivamente, podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eqs. B.48 e B.49):

$$\frac{\partial \dot{j}_f}{\partial \dot{m}_f} = \frac{4}{\rho_f \pi D^2}, \quad (\text{B.48})$$

$$\frac{\partial \dot{j}_f}{\partial \rho_f} = -\frac{4 \dot{m}_f}{\rho_f^2 \pi D^2}, \quad (\text{B.49})$$

As máximas incertezas absoluta e relativa sobre a massa específica do vapor ε_{ρ_v} , na entrada da seção de teste, foram de $0,57 \text{ kg/m}^3$ e $0,71\%$, respectivamente. Na entrada da seção de teste, os valores máximos das incertezas absoluta e relativa da velocidade superficial de líquido foram $0,06 \text{ m/s}$ e $7,6\%$, respectivamente. Para os testes dinâmicos de escoamento monofásico de vapor, os valores máximos das incertezas absoluta e relativa foram $0,68 \text{ m/s}$ e $7,6\%$, respectivamente.

O fator de atrito monofásico pode ser calculado pela Eq. (B.50):

$$f_f = \frac{2 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f H_p j_f^2}, \quad (\text{B.50})$$

na qual o subscrito f refere-se ao fluido, podendo ser líquido ou vapor; a perda de carga por atrito Δp_{atrito} é calculada pela Eq. (4.19); D é o diâmetro interno da tubulação; a massa específica no fluido ρ_f é medida, no caso de líquido, ou estimada via (P,T), no caso do vapor superaquecido; em ambos os casos, medida ou estimada nas saídas dos respectivos Coriolis; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; as velocidades superficiais de líquido ou vapor j_f foram determinadas por meio das Eqs. (4.24) ou (4.25), com $x=0$ ou $x=1$, respectivamente.

A incerteza sobre o fator de atrito medido εf_f , da Eq. (B.50), foi calculada pela Eq. (B.51):

$$\varepsilon f_f = \left\{ \left[\frac{2D}{\rho_f H_p j_f^2} \right]^2 [\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}]^2 + \left[\frac{2 \Delta p_{\text{atrito}}}{\rho_f H_p j_f^2} \right]^2 (\varepsilon D)^2 + \left[\frac{-2 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f^2 H_p j_f^2} \right]^2 (\varepsilon \rho_f)^2 + \left[\frac{-2 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f H_p^2 j_f^2} \right]^2 (\varepsilon H_p)^2 + \left[\frac{-4 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f H_p j_f^3} \right]^2 (\varepsilon j_f)^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.51})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; o subscripto f refere-se ao líquido ou vapor, dependendo do caso; D é o diâmetro interno da tubulação; a massa específica no fluido ρ_f é medida no caso de líquido ou estimada via (P,T) no caso do vapor superaquecido; em ambos os casos, medida ou estimada nas saídas dos respectivos Coriolis; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; as velocidades superficiais de líquido ou vapor j_f foram determinadas por meio das Eqs. (4.24) ou (4.25), com $x=0$ ou $x=1$, respectivamente; Δp_{atrito} foi determinada pela Eq. (4.19). A incerteza sobre a perda de carga por atrito medida $\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}$ pode ser calculada pela Eq. (B.46); as incertezas sobre o diâmetro interno εD e εH_p são encontradas na Tabela B.1; a incerteza sobre o massa específica do líquido $\varepsilon \rho_l$ é igual a 10 kg/m^3 e, no caso do vapor superaquecido $\varepsilon \rho_v$, pode ser calculada por meio das Eqs. (B.18) e (B.21); a incerteza sobre a velocidade superficial do fluido j_f foi determinada pela Eq. (B.47).

Para o líquido ou vapor, podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eqs. B.52 a B.56):

$$\frac{\partial f_f}{\partial \Delta p_{\text{atrito}}} = \frac{2D}{\rho_f H_p j_f^2}, \quad (\text{B.52})$$

$$\frac{\partial f_f}{\partial D} = \frac{2 \Delta p_{\text{atrito}}}{\rho_f H_p j_f^2}, \quad (\text{B.53})$$

$$\frac{\partial f_f}{\partial \rho_f} = \frac{-2 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f^2 H_p j_f^2}, \quad (\text{B.54})$$

$$\frac{\partial f_f}{\partial H_p} = \frac{-2 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f H_p^2 j_f^2}, \quad (\text{B.55})$$

$$\frac{\partial f_f}{\partial j_f} = \frac{-4 \Delta p_{\text{atrito}} D}{\rho_f H_p j_f^3}, \quad (\text{B.56})$$

Para os testes dinâmicos de escoamento monofásico de líquido, os valores máximos das incertezas absoluta e relativa do fator de atrito foram 0,00579 e 16,4%, respectivamente. Os valores dos máximos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos foram de 0,012 e 33,5%, respectivamente. Para os testes dinâmicos de escoamento monofásico de vapor, os valores máximos das incertezas absoluta e relativa do fator de atrito foram 0,00298 e 15,6%, respectivamente. Os valores dos máximos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos foram de 0,005 e 25,3%, respectivamente.

A perda de carga por atrito teórica pode ser calculada pela Eq. (B.57), a partir do fator de atrito teórico determinado por meio da Eq. (4.21) de Colebrook (1939):

$$\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}} = f_f^{\text{teo}} \frac{\rho_f H_p j_f^2}{2D}, \quad (\text{B.57})$$

na qual o subscrito f refere-se ao fluido, podendo ser líquido ou vapor; o sobrescrito teo se refere ao cálculo teórico a partir do fator de atrito teórico de Colebrook (1939) (Eq. 4.21); o subscrito atrito se refere à perda de carga por atrito teórica; D é o diâmetro interno da tubulação; a massa específica no fluido ρ_f é medida, no caso de líquido, ou estimada via (P,T), no caso do vapor superaquecido; em ambos os casos, medida ou estimada nas saídas dos respectivos Coriolis; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; as velocidades superficiais de líquido ou vapor j_f foram determinadas por meio das Eqs. (4.24) ou (4.25), com $x=0$ ou $x=1$, respectivamente; $\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}$ é a perda de carga por atrito teórica.

Adotando-se uma incerteza teórica de 15% para o fator de atrito de Colebrook (1939), a incerteza relativa sobre perda de carga por atrito teórica pode ser calculada pela Eq. (B.58):

$$\frac{\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}}{\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}} = \left\{ \left[\frac{1}{\rho_f} \right]^2 [\varepsilon \rho_f]^2 + \left[\frac{\varepsilon f_f^{\text{teo}}}{f_f^{\text{teo}}} \right]^2 + \left[\frac{1}{H_p} \right]^2 (\varepsilon H_p)^2 + \left[\frac{4}{j_f^2} \right] (\varepsilon j_f)^2 + \left[\frac{1}{D} \right]^2 (\varepsilon D)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.58})$$

na qual $\varepsilon f_f^{\text{teo}}/f_f^{\text{teo}}$ se refere à incerteza relativa do fator de atrito teórico de Colebrook (1939), igual a 15%; na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer.

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa da perda de carga por atrito teórica foram 1,39 mbar e 21,7%, respectivamente. Os valores dos máximos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos foram de 3,03 mbar e 0,34%, respectivamente. Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa da perda de carga por atrito teórica foram 12,4 mbar e 21,7%, respectivamente. Os valores dos máximos desvios absolutos e relativos entre os valores teóricos e medidos foram de 11,54 mbar e 25,3%, respectivamente.

A incerteza sobre a parcela por atrito do gradiente de pressão total pode ser calculada pela Eq. (B.59):

$$\frac{\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}}{H_p} = \left\{ \left[\frac{1}{H_p} \right]^2 [\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}]^2 + \left[\frac{\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}}{H_p^2} \right]^2 (\varepsilon H_p)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.59})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; $\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}$ é a perda de carga por atrito teórica; H_p é a distância entre as tomadas de pressão.

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa da parcela por atrito do gradiente de pressão foram 0,7 mbar/m e 21,8%, respectivamente. Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa da parcela por atrito do gradiente de pressão foram 6,22 mbar/m e 21,7%, respectivamente.

A parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição foi determinada pela Eq. (B.60):

$$\Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}} = \rho_f^{\text{ST}} g H_p, \quad (\text{B.60})$$

na qual o subscrito f refere-se ao fluido, podendo ser líquido ou vapor; o sobrescrito teo se refere ao cálculo teórico; o subscrito grav se refere à parcela gravitacional da variação de

pressão na seção de medição; o sobrescrito ST se refere à seção de medição; g é a aceleração da gravidade; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; $\Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}}$ é a parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição.

Para o escoamento monofásico de líquido, a faixa de variação da parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição foi de 214,5 a 218,8 mbar. Para o escoamento monofásico de vapor, a faixa de variação da parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição foi de 15,75 a 15,91 mbar.

A incerteza sobre a parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição pode ser calculada pela Eq. (B.61):

$$\varepsilon \Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}} = \left\{ [g H_p]^2 [\varepsilon \rho_f^{\text{ST}}]^2 + [\rho_f^{\text{ST}} g]^2 (\varepsilon H_p)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (\text{B.61})$$

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa da parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição foram 0,22 mbar e 0,10%, respectivamente. Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa da parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição foram 0,13 mbar e 0,84%, respectivamente.

A variação total de pressão na seção de medição é a soma da parcela gravitacional (Eq. B.60) e a parcela por atrito (Eq. B.57). A incerteza sobre a variação total de pressão na seção de medição é dada pela Eq. (B.62):

$$\varepsilon \Delta p^{\text{total}} = \left\{ [\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}]^2 [\varepsilon \Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}}]^2 + [\Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}}]^2 (\varepsilon \Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}})^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.62})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; $\Delta p_{\text{grav}}^{\text{teo}}$ é a parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição; $\Delta p_{\text{atrito}}^{\text{teo}}$ é a perda de carga por atrito teórica; a incerteza da parcela gravitacional da variação de pressão na seção de medição é dada pela Eq. (B.61); a incerteza da perda de carga por atrito teórica é dada produto da incerteza relativa da Eq. (B.58) e o respectivo valor da mesma.

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre a variação total de pressão na seção de medição foram 1,37 mbar e 0,63%, respectivamente. Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e

relativa sobre a variação total de pressão na seção de medição foram 12,44 mbar e 16,97%, respectivamente.

A incerteza sobre o gradiente de pressão total na seção de medição pode ser calculada pela Eq. (B.63):

$$\frac{\varepsilon \Delta p^{\text{total}}}{H_p} = \left\{ \left[\frac{1}{H_p} \right]^2 [\varepsilon \Delta p^{\text{total}}]^2 + \left[\frac{\Delta p^{\text{total}}}{H_p^2} \right]^2 (\varepsilon H_p)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.63})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; Δp^{total} é a variação total de pressão na seção de medição; H_p é a distância entre as tomadas de pressão.

Para o escoamento monofásico de líquido, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre o gradiente de pressão total na seção de medição foram 0,69 mbar/m e 0,15%, respectivamente. Para o escoamento monofásico de vapor, as máximas incertezas absoluta e relativa sobre o gradiente de pressão total na seção de medição foram 6,22 mbar/m e 17,0%, respectivamente.

B.5 Experimentos Bifásicos Líquido-Vapor

A incerteza sobre a altura de líquido remanescente εH_l , após o acionamento das válvulas de fechamento rápido, pode ser calculada pela Eq. (B.64):

$$\varepsilon H_l = \left\{ \left[\frac{1}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^2 [\varepsilon \Delta p_{\text{est}}]^2 + \left[\frac{\Delta p_{\text{est}}}{g(\rho_l - \rho_v)^2} + \frac{(\rho_{\text{sil}} - \rho_l) H_p}{(\rho_l - \rho_v)^2} \right]^2 [\varepsilon \rho_l]^2 + \left[\frac{\Delta p_{\text{est}}}{g(\rho_l - \rho_v)^2} + \frac{(\rho_{\text{sil}} - \rho_l) H_p}{(\rho_l - \rho_v)^2} \right]^2 [\varepsilon \rho_v]^2 + \left[\frac{(\rho_{\text{sil}} - \rho_l)}{(\rho_l - \rho_v)^2} \right]^2 [\varepsilon H_p]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.64})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente; g é a aceleração da gravidade; Δp_{est} é o diferencial de pressão da seção de medição em condição estática; ρ_{sil} é a massa específica do silicone do fluido manométrico do *tubing* (934 kg/m³); H_p é a distância entre as tomadas de pressão; H_l é calculada a partir da Eq. (4.16); as incertezas das massas específicas do líquido e vapor na

seção de medição $\varepsilon\rho_l$ e $\varepsilon\rho_v$ foram calculadas por meio das Eqs. (B.19) a (B.21). As incertezas do diferencial de pressão da seção de medição em condição estática $\varepsilon\Delta p_{\text{est}}$ e a distância entre as tomadas de pressão εH_p são encontradas na Tabela B.1.

Para a incerteza na altura de líquido H_l , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eqs. B.65 a B.67):

$$\frac{\partial H_l}{\partial \Delta p_{\text{est}}} = \frac{1}{g(\rho_l - \rho_v)}, \quad (\text{B.65})$$

$$\frac{\partial H_l}{\partial \rho_l} = \frac{\partial H_l}{\partial \rho_v} = \frac{\Delta p_{\text{est}}}{g(\rho_l - \rho_v)^2} + \frac{(\rho_{\text{sil}} - \rho_l)H_p}{(\rho_l - \rho_v)^2}, \quad (\text{B.66})$$

$$\frac{\partial H_l}{\partial H_p} = \frac{(\rho_{\text{sil}} - \rho_l)}{(\rho_l - \rho_v)^2}, \quad (\text{B.67})$$

A estimativa da incerteza sobre a fração de vazio $\varepsilon\alpha$, medida com a válvula de fechamento rápido, foi determinada pela Eq. (B.68):

$$\varepsilon\alpha = \left\{ \left[\frac{1}{H_p} \right]^2 [\varepsilon H_l]^2 + \left[\frac{H_l}{H_p^2} \right]^2 [\varepsilon H_p]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.68})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; H_p é a distância entre as tomadas de pressão; H_l é calculada a partir da Eq. (4.16); α é calculada a partir da Eq. (4.14); a incerteza sobre a altura de líquido remanescente εH_l foi calculada pela Eq.(B.64); a incerteza εH_p é encontrada na Tabela B.1.

A Tabela B.22 mostra as incertezas absoluta e relativa da altura remanescente de líquido εH_l , das massas específicas do líquido $\varepsilon\rho_l$, do vapor na seção de medição $\varepsilon\rho_v$ e da fração da vazios $\varepsilon\alpha$:

Tabela B.22 - Máximas incertezas de variáveis para as frações de vazio α_T

Caso	ρ_l (kg/m ³)	$\varepsilon\rho_l$ (kg/m ³)	$\varepsilon\rho_l$ (%)	ρ_v (kg/m ³)	$\varepsilon\rho_v$ (kg/m ³)	$\varepsilon\rho_v$ (%)	εH_l (m)	εH_l (%)	$\varepsilon\alpha_T$ (-)	$\varepsilon\alpha_T$ (%)
1	1049	10,5	1,0	70,6	0,08	0,1	0,01	1,1	4,3E-05	1,1E-02
2	1052	10,8	1,0	69,4	0,07	0,1	0,01	1,1	5,1E-05	1,4E-02
3	1048	10,4	1,0	70,9	0,08	0,1	0,01	1,0	4,7E-05	1,4E-02
4	1050	10,6	1,0	70,3	0,08	0,1	0,01	1,1	4,4E-05	1,1E-02
5	1050	10,6	1,0	70,0	0,08	0,1	0,01	1,0	3,8E-05	9,4E-03
6	1044	10,0	1,0	72,3	0,08	0,1	0,01	1,0	2,7E-05	5,5E-03
7	1025	8,5	0,8	80,3	0,08	0,1	0,01	0,9	3,0E-05	8,2E-03
8	1026	8,5	0,8	80,1	0,08	0,1	0,01	0,9	3,2E-05	9,0E-03
9	1028	8,7	0,8	79,3	0,08	0,1	0,01	0,9	3,4E-05	8,7E-03
10	1030	8,8	0,9	78,5	0,08	0,1	0,01	1,0	3,3E-05	8,3E-03
11	1028	8,7	0,8	79,1	0,08	0,1	0,01	0,9	2,8E-05	6,8E-03
12	1025	8,5	0,8	80,3	0,08	0,1	0,01	1,0	3,4E-05	8,0E-03
13	989	6,2	0,6	97,1	0,08	0,1	0,01	0,7	2,6E-05	8,6E-03
14	997	6,6	0,7	94,5	0,08	0,1	0,01	0,7	2,2E-05	6,2E-03
15	993	6,4	0,6	95,7	0,08	0,1	0,01	0,6	1,4E-05	3,5E-03
16	993	6,5	0,65	95,6	0,08	0,1	0,01	0,6	1,3E-05	3,2E-03

Na Tabela B.22, as máximas incertezas absoluta e relativa das frações de vazio para os casos de 1 a 16 da matriz de teste são pequenas. As máximas incertezas das velocidades superficiais de líquido e vapor nos testes bifásicos líquido-vapor foram determinadas por meio da Eq. (B.47).

A incerteza sobre o título mássico εx_m foi calculada pela Eq. (B.69):

$$\varepsilon x_m = \left\{ \left[\frac{\dot{m}_l}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2} \right]^2 [\varepsilon \dot{m}_v]^2 + \left[\frac{\dot{m}_v}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2} \right]^2 [\varepsilon \dot{m}_l]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.69})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; x_m é o título mássico calculado pela Eq. (4.26); \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões mássicas de líquido e vapor, respectivamente; as incertezas das vazões mássicas dos Coriolis de líquido $\varepsilon \dot{m}_l$ e de vapor $\varepsilon \dot{m}_v$ são mostradas na Tabela B.1.

Para a incerteza sobre o título mássico x_m , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.70 e B.71):

$$\frac{\partial x_m}{\partial \dot{m}_v} = \frac{\dot{m}_l}{(\dot{m}_l + \dot{m}_v)^2}, \quad (\text{B.70})$$

$$\frac{\partial x_m}{\partial \dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_1}{(\dot{m}_1 + \dot{m}_v)^2}, \quad (\text{B.71})$$

A incerteza sobre a entalpia da mistura líquido-vapor εh_j , na entrada da seção de teste, foi calculada pela Eq. (B.72):

$$\varepsilon h_j = \left\{ [1 - x_m]^2 [\varepsilon h_l]^2 + [x_m]^2 [\varepsilon h_v]^2 + [h_v - h_l]^2 [\varepsilon x_m]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.72})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; x_m é o título mássico calculado pela Eq. (4.26); h é a entalpia; os subscritos l e v significam líquido e vapor, respectivamente; o subscrito j refere-se à mistura; a entalpia da mistura h_j foi calculada pela Eq. (4.30); a incerteza sobre a entalpia de líquido, na entrada da seção de teste, pode ser calculada por meio das Eq. (B.11) e (B.14); a incerteza sobre a entalpia de vapor, na entrada da seção de teste, pode ser calculada por meio das Eq. (B.13) e (B.14). A incerteza sobre o título mássico εx_m foi determinado pela Eq. (B.62).

Para a incerteza sobre a entalpia da mistura h_j , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.73 a B.75):

$$\frac{\partial h_j}{\partial h_l} = 1 - x_m, \quad (\text{B.73})$$

$$\frac{\partial h_j}{\partial h_v} = x_m, \quad (\text{B.74})$$

$$\frac{\partial h_j}{\partial x_m} = h_v - h_l, \quad (\text{B.75})$$

Para a determinação das incertezas das velocidades superficiais na seção de medição, foi utilizada a definição de fluxo mássico total ($G = \dot{m}/A$) nas Eqs. (4.25) e (4.26), resultando na Eqs. (B.76) e (B.77):

$$j_l = (1 - x_m) \frac{G}{\rho_l}, \quad (\text{B.76})$$

$$j_v = x_m \frac{G}{\rho_v}, \quad (\text{B.77})$$

na qual G é o fluxo mássico total e x_m é o título mássico, ambos medidos na entrada da seção de teste a partir das vazões de líquido e vapor medidos nos respectivos Coriolis; j_l e j_v são as velocidades superficiais de líquido e vapor, respectivamente; ρ_l e ρ_v são as massas específicas de líquido e vapor, respectivamente.

O fluxo mássico total pode ser determinado pela Eq. (B.78):

$$G = \frac{4(\dot{m}_l + \dot{m}_v)}{\pi D^2}, \quad (\text{B.78})$$

na qual \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões mássicas de líquido e vapor, respectivamente; D é o diâmetro interno da tubulação.

A incerteza sobre o fluxo mássico total εG foi determinada pela Eq. (B.79):

$$\varepsilon G = \left\{ \left[\frac{4}{\pi D^2} \right]^2 [\varepsilon \dot{m}_l]^2 + \left[\frac{4}{\pi D^2} \right]^2 [\varepsilon \dot{m}_v]^2 + \left[\frac{-8(\dot{m}_l + \dot{m}_v)}{\pi D^3} \right]^2 [\varepsilon D]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.79})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; \dot{m}_l e \dot{m}_v são as vazões mássicas de líquido e vapor, respectivamente; D é o diâmetro interno da tubulação. As incertezas das vazões mássicas dos Coriolis de líquido $\varepsilon \dot{m}_l$, de vapor $\varepsilon \dot{m}_v$ e do diâmetro interno εD são mostradas na Tabela B.1.

Para a incerteza sobre o fluxo mássico total εG , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.80 e B.81):

$$\frac{\partial G}{\partial \dot{m}_l} = \frac{\partial G}{\partial \dot{m}_v} = \frac{4}{\pi D^2}, \quad (\text{B.80})$$

$$\frac{\partial G}{\partial D} = \frac{-8(\dot{m}_l + \dot{m}_v)}{\pi D^3}, \quad (\text{B.81})$$

A incerteza sobre o título entálpico εx_h , na seção de medição, (Eq. 4.41) foi calculado pela Eq. (B.82):

$$\varepsilon x_h = \left\{ \left[\frac{1}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2} \right]^2 [\varepsilon h_j]^2 + \left[\frac{h_j - h_v^{ST}}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2} \right]^2 [\varepsilon h_l^{ST}]^2 + \left[\frac{h_j - h_l^{ST}}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2} \right]^2 [\varepsilon h_v^{ST}]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.82})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; os subscritos h refere-se ao título entálpico; os subscritos l e v significam líquido e vapor, respectivamente; os subscritos j refere-se à mistura; o sobrescrito ST refere-se à seção de medição; as incertezas sobre as entalpias εh_l^{ST} e εh_v^{ST} podem ser calculadas por meio da Eqs. (B.12) a (B.14). A incerteza sobre a entalpia da mistura do líquido-vapor εh_j foi calculada pela Eq. (B.72).

Para a incerteza sobre o título entálpico εx_h , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.83 a B.85):

$$\frac{\partial x_h}{\partial h_j} = \frac{1}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2}, \quad (\text{B.83})$$

$$\frac{\partial x_h}{\partial h_l^{ST}} = \frac{h_j - h_v^{ST}}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2}, \quad (\text{B.84})$$

$$\frac{\partial x_h}{\partial h_v^{ST}} = \frac{h_j - h_l^{ST}}{(h_v^{ST} - h_l^{ST})^2}, \quad (\text{B.85})$$

A incerteza sobre a velocidade superficial de vapor εj_v^{ST} , na seção de medição, foi determinada pela Eq. (B.86):

$$\varepsilon j_v^{ST} = \left\{ \left[\frac{x_h}{\rho_v^{ST}} \right]^2 [\varepsilon G]^2 + \left[\frac{G}{\rho_v^{ST}} \right]^2 [\varepsilon x_h]^2 + \left[-\frac{G x_h}{(\rho_v^{ST})^2} \right]^2 [\varepsilon \rho_v^{ST}]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.86})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; os subscritos v e h referem-se ao vapor e ao título entálpico, respectivamente; o sobrescrito ST refere-se à seção de medição; ρ_v^{ST} é a massa específica do vapor, na seção de medição, calculada pela Eq. (4.43); a incerteza dessa a massa específica do vapor $\varepsilon\rho_v^{ST}$ pode ser calculada por meio da Eqs. (B.20) a (B.21). As incertezas sobre o fluxo mássico total εG e sobre o título entálpico εx_h podem ser determinadas pelas Eqs. (B.79) e (B.82). Para a incerteza sobre a velocidade superficial de vapor na seção de medição j_v^{ST} , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.87 a B.89):

$$\frac{\partial j_v^{ST}}{\partial G} = \frac{x_h}{\rho_v^{ST}}, \quad (\text{B.87})$$

$$\frac{\partial j_v^{ST}}{\partial x_h} = \frac{G}{\rho_v^{ST}}, \quad (\text{B.88})$$

$$\frac{\partial j_v^{ST}}{\partial \rho_v^{ST}} = -\frac{G x_h}{(\rho_v^{ST})^2}, \quad (\text{B.89})$$

A incerteza sobre a velocidade superficial de líquido na seção de medição foi determinada pela Eq. (B.90):

$$\varepsilon j_l^{ST} = \left\{ \left[\frac{1-x_h}{\rho_l^{ST}} \right]^2 [\varepsilon G]^2 + \left[\frac{G}{\rho_l^{ST}} \right]^2 [\varepsilon x_h]^2 + \left[-\frac{G(1-x_h)}{(\rho_l^{ST})^2} \right]^2 [\varepsilon \rho_l^{ST}]^2 + 2 \Pi \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.90})$$

na qual ε é a incerteza de uma variável qualquer; os subscritos l e h referem-se ao líquido e ao título entálpico, respectivamente; o sobrescrito ST refere-se à seção de medição; ρ_l^{ST} é a massa específica do líquido, na seção de medição, calculada pela Eq. (4.42); a incerteza dessa a massa específica do líquido $\varepsilon\rho_l^{ST}$ pode ser calculada por meio da Eqs. (B.19) e (B.21). As incertezas sobre o fluxo mássico total εG e sobre o título entálpico εx_h podem ser determinadas pelas Eqs. (B.79) e (B.82).

Para a incerteza sobre a velocidade superficial de líquido na seção de medição j_l^{ST} , podemos escrever os seguintes coeficientes de sensibilidade do termo Π (Eq. B.91 a B.93):

$$\frac{\partial j_l^{ST}}{\partial G} = \frac{1-x_h}{\rho_l^{ST}}, \quad (\text{B.91})$$

$$\frac{\partial j_l^{ST}}{\partial x_h} = -\frac{G}{\rho_l^{ST}}, \quad (\text{B.92})$$

$$\frac{\partial j_l^{ST}}{\partial \rho_l^{ST}} = -\frac{G(1-x_h)}{(\rho_l^{ST})^2}, \quad (\text{B.93})$$

As Tabelas B.23 a B.28 mostram as máximas incertezas absolutas e relativas calculadas pelas Eqs. (B.69) a (B.93) para a entrada e a seção de teste e seção de medição para os três níveis de pressão estudados:

Tabela B.23 – Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 18 bara

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
εj_l (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	e ST
εj_l (%)	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	e ST
$\varepsilon \rho_{v \text{ sat}}$ (kg/m ³)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
$\varepsilon \rho_{v \text{ sat}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
εG (kg/s/m ²)	63,3	64,9	66,6	67,4	65,1	68,1	e ST
εG (%)	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	e ST
εj_v (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	e ST
εj_v (%)	8,6	8,0	7,9	7,8	7,8	7,6	e ST
εx_m (-)	4E-03	4E-03	3E-03	4E-03	4E-03	4E-03	e ST
εx_m (%)	4,1	2,9	2,4	2,1	1,8	1,6	e ST
εh_j (kJ/kg)	0,7	0,8	3,0	1,4	1,9	1,6	e ST
εh_j (%)	0,3	0,3	1,1	0,5	0,7	0,5	e ST

Na Tabela B.23, as máximas incertezas absolutas e relativas das velocidades superficiais de líquido e vapor e propriedades termodinâmicas, na entrada da seção de teste, são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das respectivas variáveis; a descrição *e ST* significa entrada da seção de teste.

Tabela B.24 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 18 bara

Caso	1	2	3	4	5	6	Referência
$\varepsilon T_{l\text{ sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	ST
$\varepsilon T_{l\text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{ sub}} (^{\circ}\text{C})$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{ sub}} (\%)$	193,9	231,5	292,9	246,9	238,6	469,8	ST
$\varepsilon T_{v\text{ sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	ST
$\varepsilon T_{v\text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{ sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,77	0,63	0,64	0,75	0,75	0,62	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{ sup}} (\%)$	194,8	182,4	183,8	215,4	209,7	498,6	ST
$\varepsilon h_{l\text{ sat}} (\text{kJ/kg})$	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	ST
$\varepsilon h_{l\text{ sat}} (\%)$	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	ST
$\varepsilon h_{v\text{ sat}}^{\text{ST}} (\text{kJ/kg})$	1E-03	1E-03	1E-03	1E-03	1E-03	6E-04	ST
$\varepsilon h_{v\text{ sat}} (\%)$	3E-04	3E-04	2E-04	3E-04	3E-04	1E-04	ST
$\varepsilon X_h (-)$	4E-03	4E-03	2E-02	8E-03	1E-02	8E-03	ST
$\varepsilon X_h (\%)$	4,0	3,1	11,0	4,5	6,2	3,3	ST
$\varepsilon \rho_{l\text{ sat}} (\text{kg/m}^3)$	10,5	10,8	10,4	10,5	10,6	10,0	ST
$\varepsilon \rho_{l\text{ sat}} (\%)$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	ST
$\varepsilon \rho_{v\text{ sat}} (\text{kg/m}^3)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \rho_{v\text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon j_v (\text{m/s})$	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2	0,2	ST
$\varepsilon j_v (\%)$	7,0	4,8	8,5	6,1	6,3	6,4	ST
$\varepsilon j_l (\text{m/s})$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon j_l (\%)$	7,6	7,6	8,9	8,6	9,0	8,2	ST

Com exceção do subresfriamento e superaquecimento da Tabela B.24, as máximas incertezas absolutas e relativas das demais variáveis são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das mesmas. As incertezas absoluta e relativa para o subresfriamento ΔT_{sub} e superaquecimento ΔT_{sup} são significativas, uma vez que cada um deles tem valores próximos à incerteza do medidor não intrusivo de temperatura instalado na seção de medição; a descrição *ST* refere-se à seção de medição.

Tabela B.25 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 20 bara

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
ε_{j_l} (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	e ST
ε_{j_l} (%)	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	e ST
$\varepsilon_{\rho_{v \text{ sat}}}$ (kg/m ³)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
$\varepsilon_{\rho_{v \text{ sat}}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
ε_G (kg/s/m ²)	65,4	66,6	66,4	67,0	66,6	65,5	e ST
ε_G (%)	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	e ST
ε_{j_v} (m/s)	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	e ST
ε_{j_v} (%)	9,6	7,9	7,8	7,8	7,7	7,7	e ST
ε_{x_m} (-)	4E-03	4E-03	3E-03	4E-03	3E-03	3E-03	e ST
ε_{x_m} (%)	5,8	2,5	2,1	2,0	1,5	1,3	e ST
ε_{h_j} (kJ/kg)	1,6	2,7	2,9	2,1	2,4	1,5	e ST
ε_{h_j} (%)	0,6	1,0	1,0	0,8	0,8	0,5	e ST

Na Tabela B.25, as máximas incertezas absolutas e relativas das velocidades superficiais de líquido e vapor e propriedades termodinâmicas, na entrada da seção de teste, são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das respectivas variáveis; a descrição *e ST* significa entrada da seção de teste.

Tabela B.26 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 20 bara

Caso	7	8	9	10	11	12	Referência
$\varepsilon T_{l\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	ST
$\varepsilon T_{l\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}} (^{\circ}\text{C})$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}} (\%)$	181,0	158,2	189,7	265,8	226,1	125,4	ST
$\varepsilon T_{v\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	ST
$\varepsilon T_{v\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	0,68	0,79	0,66	0,62	0,47	0,44	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	164,9	171,1	164,0	192,1	136,0	85,0	ST
$\varepsilon h_{l\text{sat}} (\text{kJ/kg})$	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	ST
$\varepsilon h_{l\text{sat}} (\%)$	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	ST
$\varepsilon h_{v\text{sat}}^{\text{ST}} (\text{kJ/kg})$	1E-03	1E-03	1E-03	9E-04	1E-03	1E-03	ST
$\varepsilon h_{v\text{sat}} (\%)$	3E-04	3E-04	3E-04	2E-04	2E-04	3E-04	ST
$\varepsilon X_h (-)$	9E-03	2E-02	2E-02	1E-02	1E-02	8E-03	ST
$\varepsilon X_h (\%)$	12,1	10,9	10,0	6,6	6,2	3,3	ST
$\varepsilon \rho_{l\text{sat}} (\text{kg/m}^3)$	8,5	8,5	8,7	8,8	8,7	8,5	ST
$\varepsilon \rho_{l\text{sat}} (\%)$	0,8	0,8	0,8	0,9	0,8	0,8	ST
$\varepsilon \rho_{v\text{sat}} (\text{kg/m}^3)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \rho_{v\text{sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon j_v (\text{m/s})$	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	ST
$\varepsilon j_v (\%)$	14,7	9,8	9,0	5,8	6,6	6,5	ST
$\varepsilon j_l (\text{m/s})$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon j_l (\%)$	7,6	8,3	8,3	8,9	8,7	8,8	ST

Com exceção do subresfriamento e superaquecimento da Tabela B.26, as máximas incertezas absolutas e relativas das demais variáveis são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das mesmas. As incertezas absoluta e relativa para o subresfriamento ΔT_{sub} e superaquecimento ΔT_{sup} são significativas, uma vez que cada um deles tem valores próximos à incerteza do medidor não intrusivo de temperatura instalado na seção de medição; a descrição *ST* refere-se à seção de medição.

Tabela B.27 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na entrada da seção de teste para 23 bara

Caso	13	14	15	16	Referência
ε_{j_l} (m/s)	0,1	0,1	0,0	0,0	e ST
ε_{j_l} (%)	7,7	7,7	7,8	7,8	e ST
$\varepsilon_{\rho_{v \text{ sat}}}$ (kg/m ³)	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
$\varepsilon_{\rho_{v \text{ sat}}}$ (%)	0,1	0,1	0,1	0,1	e ST
ε_G (kg/s/m ²)	58,4	59,7	56,6	58,3	e ST
ε_G (%)	7,6	7,6	7,6	7,6	e ST
ε_{j_v} (m/s)	0,1	0,1	0,2	0,2	e ST
ε_{j_v} (%)	9,5	7,8	7,7	7,7	e ST
ε_{x_m} (-)	4E-03	4E-03	4E-03	4E-03	e ST
ε_{x_m} (%)	5,4	1,9	1,4	1,3	e ST
ε_{h_j} (kJ/kg)	1,5	2,3	2,3	1,3	e ST
ε_{h_j} (%)	0,6	0,8	0,8	0,4	e ST
ε_{β} (-)	0,04	0,05	0,05	0,05	e ST
ε_{β} (%)	10,1	6,7	6,1	6,2	e ST

Na Tabela B.27, as máximas incertezas absolutas e relativas das velocidades superficiais de líquido e vapor e propriedades termodinâmicas, na entrada da seção de teste, são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das respectivas variáveis; a descrição *e ST* significa entrada da seção de teste.

Tabela B.28 - Máximas incertezas de propriedades termodinâmicas e velocidades superficiais na seção de medição para 23 bara

Caso	13	14	15	16	Referência
$\varepsilon T_{l \text{ sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,03	0,03	0,03	0,03	ST
$\varepsilon T_{l \text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}} (^{\circ}\text{C})$	0,5	0,5	0,5	0,5	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sub}} (\%)$	61,1	96,7	72,3	91,8	ST
$\varepsilon T_{v \text{ sat}} (^{\circ}\text{C})$	0,03	0,03	0,03	0,03	ST
$\varepsilon T_{v \text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (^{\circ}\text{C})$	1,03	1,00	1,02	0,91	ST
$\varepsilon \Delta T_{\text{sup}} (\%)$	113,4	148,7	128,2	133,8	ST
$\varepsilon h_{l \text{ sat}} (\text{kJ/kg})$	0,05	0,05	0,05	0,05	ST
$\varepsilon h_{l \text{ sat}} (\%)$	0,02	0,02	0,02	0,02	ST
$\varepsilon h_{v \text{ sat}}^{\text{ST}} (\text{kJ/kg})$	5E-03	4E-03	4E-03	4E-03	ST
$\varepsilon h_{v \text{ sat}} (\%)$	1E-03	1E-03	1E-03	1E-03	ST
$\varepsilon x_h (-)$	9E-03	1E-02	1E-02	8E-03	ST
$\varepsilon x_h (\%)$	12,1	7,4	5,2	3,0	ST
$\varepsilon \rho_{l \text{ sat}} (\text{kg/m}^3)$	6,2	6,6	6,4	6,5	ST
$\varepsilon \rho_{l \text{ sat}} (\%)$	0,6	0,7	0,6	0,7	ST
$\varepsilon \rho_{v \text{ sat}} (\text{kg/m}^3)$	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon \rho_{v \text{ sat}} (\%)$	0,1	0,1	0,1	0,1	ST
$\varepsilon j_v (\text{m/s})$	0,1	0,1	0,1	0,2	ST
$\varepsilon j_v (\%)$	11,1	5,6	6,4	7,1	ST
$\varepsilon j_l (\text{m/s})$	0,1	0,1	0,0	0,0	ST
$\varepsilon j_l (\%)$	8,2	8,9	9,0	8,4	ST

Com exceção do subresfriamento e superaquecimento da Tabela B.28, as máximas incertezas absolutas e relativas das demais variáveis são pequenas, quando comparadas com a ordem de grandeza das mesmas. As incertezas absoluta e relativa para o subresfriamento ΔT_{sub} e superaquecimento ΔT_{sup} são significativas, uma vez que cada um deles tem valores próximos à incerteza do medidor não intrusivo de temperatura instalado na seção de medição; a descrição *ST* refere-se à seção de medição.

A velocidade superficial total é dada pela soma da velocidade superficial de líquido e vapor (Eq. B.94):

$$j = j_l + j_v, \quad (\text{B.94})$$

na qual j é a velocidade superficial total, j_l é a velocidade superficial de líquido e j_v é a velocidade superficial de vapor.

A incerteza sobre a velocidade superficial total é dada pela Eq. (B.95):

$$\varepsilon_j = \left[(\varepsilon_{j_l})^2 + (\varepsilon_{j_v})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.95})$$

na qual ε_j é a incerteza sobre a velocidade superficial total, ε_{j_l} é a incerteza sobre velocidade superficial de líquido e ε_{j_v} é a velocidade superficial de vapor.

As máximas incertezas absoluta e relativa sobre a velocidade superficial total foram 0,26 m/s ou 9,34%, respectivamente.

O número de Froude da mistura líquido-vapor por ser calculado pela Eq. (B.96):

$$\text{Fr} = \frac{j}{\sqrt{gD}}, \quad (\text{B.96})$$

na qual Fr é o número de Froude baseado na velocidade superficial total, g é aceleração da gravidade e D é o diâmetro interno da tubulação.

A incerteza sobre o número de Froude da mistura líquido-vapor pode ser calculada pela Eq. (B.97):

$$\varepsilon(\text{Fr}) = \left[\left(\frac{1}{\sqrt{gD}} \right)^2 (\varepsilon_j)^2 + \left(\frac{j}{2\sqrt{g}D^{3/2}} \right)^2 (\varepsilon_D)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.97})$$

na qual ε_D é a incerteza sobre o diâmetro interno da tubulação; ε_{Fr} é a incerteza sobre o número de Froude baseado na velocidade da mistura.

As máximas incertezas absoluta e relativa sobre o número de Froude baseado na velocidade superficial total foram 0,28 ou 4,54%, respectivamente. A velocidade adimensional do gás pode ser calculada pela Eq. (B.98):

$$v^{\text{adim}} = \frac{j_v}{\alpha} \frac{1}{\sqrt{gD}}, \quad (\text{B.98})$$

na qual v^{adim} é a velocidade adimensional do gás do modelo *Drift-Flux* e α é fração de vazio.

A incerteza sobre a velocidade adimensional do gás do modelo *Drift-Flux* pode ser calculada pela Eq. (B.99):

$$\varepsilon(v^{\text{adim}}) = \left[\left(\frac{1}{\alpha\sqrt{gD}} \right)^2 (\varepsilon j_v)^2 + \left(\frac{j_v}{\alpha^2\sqrt{gD}} \right)^2 (\varepsilon\alpha)^2 + \left(\frac{j_v}{2\alpha\sqrt{g} D^{3/2}} \right)^2 (\varepsilon D)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (\text{B.99})$$

na qual $\varepsilon v^{\text{adim}}$ é a incerteza sobre a velocidade adimensional do gás do modelo *Drift-Flux*.

As máximas incertezas absoluta e relativa sobre a velocidade adimensional do gás do modelo *Drift-Flux* foram 1,19 ou 13,5%, respectivamente.

APÊNDICE C – Pontos de Atenção para Futuros Projetos

Nesse apêndice, serão listados alguns pontos de atenção para futuros projetos. Os TAG'S se referem àqueles mostrados nas Figura D.1 e D.2, ambas do Apêndice D:

- Conexões da Válvula de Três do Circuito de Alta Pressão (TAG RF-RG-LG-01): no início do projeto havia sido selecionada conexões roscadas ASME B.1.20.1, 300# NPT. Durante o comissionamento, foi constatado que esse padrão de conexão não era estanque, ocasionando vazamentos. Foi sugerido pela empresa de montagem a mudança para um padrão de conexões flangeadas ASME 16.5 300#. Após uma análise técnica, a sugestão foi aceita e implementada, obtendo êxito quanto à estanqueidade da linha de vapor, não ocorrendo mais vazamentos;
- Substituição de válvula magnética na descarga do compressor: essa válvula foi adquirida com pressão de projeto ligeiramente acima da pressão de operação (por volta de 33 bara). No entanto, o teste de estanqueidade foi realizado com 42 bara de pressão. Após contatos com o fornecedor, a válvula foi substituída por uma angular com pressões de projeto de 42 bara;
- Formação de vapor no Coriolis de líquido: foi constatado durante os experimentos que, ao se aproximar do ponto de saturação em um teste bifásico líquido-vapor, havia a vaporização do R410A após a saída do Coriolis de líquido. A solução implementada foi a operação com um grau de subresfriamento mínimo de 2,3 °C;
- Formação de trinca em corpo de acrílico da janela de visualização: nesse projeto estava previsto uma janela de visualização na saída da seção de medição. Essa janela tinha como objetivo visualizar, filmar e fotografar os padrões de escoamento vapor-líquido em alta pressão. Durante o comissionamento da linha, o gás de botija em alta pressão foi inserido nessa linha que estava em vácuo (uma etapa do comissionamento). Essa comunicação de pressões diferentes gerou um resfriamento do R410A gasoso após uma expansão do mesmo. Acredita-se que as paredes internas em acrílico da janela de visualização possuíam microporos que não são removidos durante o processo de usinagem. O R410A gasoso, por sua vez, deve ter ocupado esse microporo e, com a posterior elevação súbita da pressão na linha por conta de injeção do R410A, houve a formação e propagação de uma

micro trinca que aumentou de tamanho durante o processo de enchimento da linha. Após a troca por uma janela convencional para resistir a pressões de até 60 bara, a mesma apresentou diferenças no diâmetro interno de passagem da mistura bifásica, desconfigurando o padrão de escoamento bifásico. Um ponto para melhoria é a verificação do que pode ser melhorado no processo de usinagem para evitar a existência de microporos;

- Vedação das conexões roscadas do circuito de água: as vedações das conexões roscadas do circuito de água em pressões relativamente altas (até 10 bara), podem ser realizadas pela passagem de teflon nessas conexões. A passagem de uma cola sugerida pela empresa de montagem, na época, não foi eficaz, sendo realizada a vedação convencional com teflon que obteve sucesso;
- Nivelamento do projeto de montagem da instalação: antes de iniciar a montagem, a empresa responsável deve apresentar o projeto consolidado de montagem, contemplando eventuais modificações quanto à disposição dos equipamentos que possam implicar em recálculos e validações de mudanças em relação ao projeto. Houve mudança da disposição física das válvulas de três vias do circuito de água (TAG FV-RG-LW-01, FV-CD-LW-01, FV-PC-LW-01) com a consequente avaliação de todo o projeto das perdas de carga.

APÊNDICE D – Resultados Experimentais dos Testes

Nesse apêndice são mostrados os resultados não processados dos experimentos monofásicos com líquido, vapor e bifásicos líquido-vapor, tanto estáticos quanto dinâmicos. Além disso, são mostrados os PID's e detalhes do aparato experimental.

A Figura D.1 apresenta o diagrama de processo e controle para o circuito proposto seguindo a norma ISA 5.1(2009). As linhas em laranja e amarela representam as linhas de vapor refrigerante do circuito de alta temperatura. As linhas em magenta representam a linha de teste e as em azul representam o circuito de água. Seguindo o fluido refrigerante (R410A) da esquerda para a direita na Figura D.1, o circuito proposto é composto pelo skid de compressão, resfriador de gás, válvula de três vias, condensador, seção de teste, pós-condensador, válvula de expansão, evaporador, instrumentação, painel de alimentação e controle, Chiller de resfriamento, central de bombeamento de água e acessórios.

Para cada componente do circuito proposto foi atribuído um TAG de identificação. A lista completa dos TAGs para o circuito de alta e baixa temperatura pode ser obtida na Tabela D.3. Os TAGs de instrumentação são compostos de quatro campos separados por hifens (AA-BB-CC-001). O primeiro campo representa o tipo de instrumento, o segundo a área de localização, o terceiro a fase ou o fluido em que se localiza a medição e o último é um número sequencial para distinguir TAGs similares. A Tabela D.1 apresenta os códigos dos TAGs e seus significados.

Tabela D.1 - Nomenclatura dos TAGs utilizados para os instrumentos.

Campo	Código	Significado
1	PIT	Medidor de pressão absoluta
	TIT	Medidor de temperatura
	FIT	Medidor de vazão volumétrica ou mássica
2	CP	Compressor
	RG	Resfriador de gás
	CD	Condensador
	PC	Pós-condensador
	EX	Válvula de expansão
	EV	Evaporador
	CH	Chiller
	BCH	By-pass do Chiller
	TS	Seção de teste
BTS	By-pass da seção de teste	
3	LG	Vapor
	LL	Líquido
	TP	Saturação líquido-vapor
	LW	Água

As Tabela D.3 a D.7 mostram o significado de cada tag e o respectivo equipamento/instrumento para as áreas do compressor/resfriador de gás, linha de líquido, linha de vapor, seção de medição, pós condensador e área da válvula de expansão/evaporador, nessa ordem.

D.1 Skid de Compressão

O skid de compressão está representado na Figura D.1 pelo TAG UMC-CP-LG-01 e é composto por: compressor, motor elétrico, pressostatos de segurança, separador de óleo na descarga do compressor e de líquido em sua entrada, válvulas de bloqueio e para o enchimento do circuito, sistema de pré-aquecimento de óleo, painel de acionamento e controle, entre outros componentes. Os pressostatos de segurança na descarga e o separador de líquido na sucção do compressor garantem a segurança de sua operação. Óleo é necessário ao funcionamento do compressor, mas acaba circulando junto com o fluido refrigerante R410A. Devido as dimensões da linha, mesmo sendo pequena a quantidade circulante, pode fazer falta e prejudicar a operação do compressor. Assim, para evitar a falta de óleo no compressor, foi adicionado em sua descarga um separador de óleo (COS1). Existem, ainda,

dois pressostatos Danfoss de alta pressão regulados para desligar o compressor caso a pressão de descarga atinja 46,5 bara. O skid de compressão possui ainda um quadro elétrico completo com alarmes em caso de falha e de acordo com o tipo e natureza da mesma. Há ainda um botão de desligamento em caso de emergência.

D.2 Seção de Teste

A Figura D.2 apresenta o PID para a seção de teste seguindo a norma ISA 5.1(2009). Os TAGs mostrados na Figura D.2 também são compostos por quatro campos, com o primeiro representando o tipo de instrumento ou equipamento, o segundo sua localização, o terceiro a fase do fluido e o quarto é um número sequencial. O significado de cada campo é apresentado na Tabela D.2:

Tabela D.2 - Nomenclatura dos TAGs utilizados na seção de teste.

Campo	Código	Significado
1	PIT	Medidor de pressão absoluta
	PDIT	Medidor de pressão diferencial
	TIT	Medidor de temperatura
	YZ	Válvula de fechamento rápido
	ZC	Válvula de retenção
	HV	Válvula de esfera manual
	YI	Indicador de posição
2	TS	Linha de teste
	BTS	By-pass da linha de teste
3	LG	Vapor
	LL	Líquido
	TP	Saturação líquido-vapor

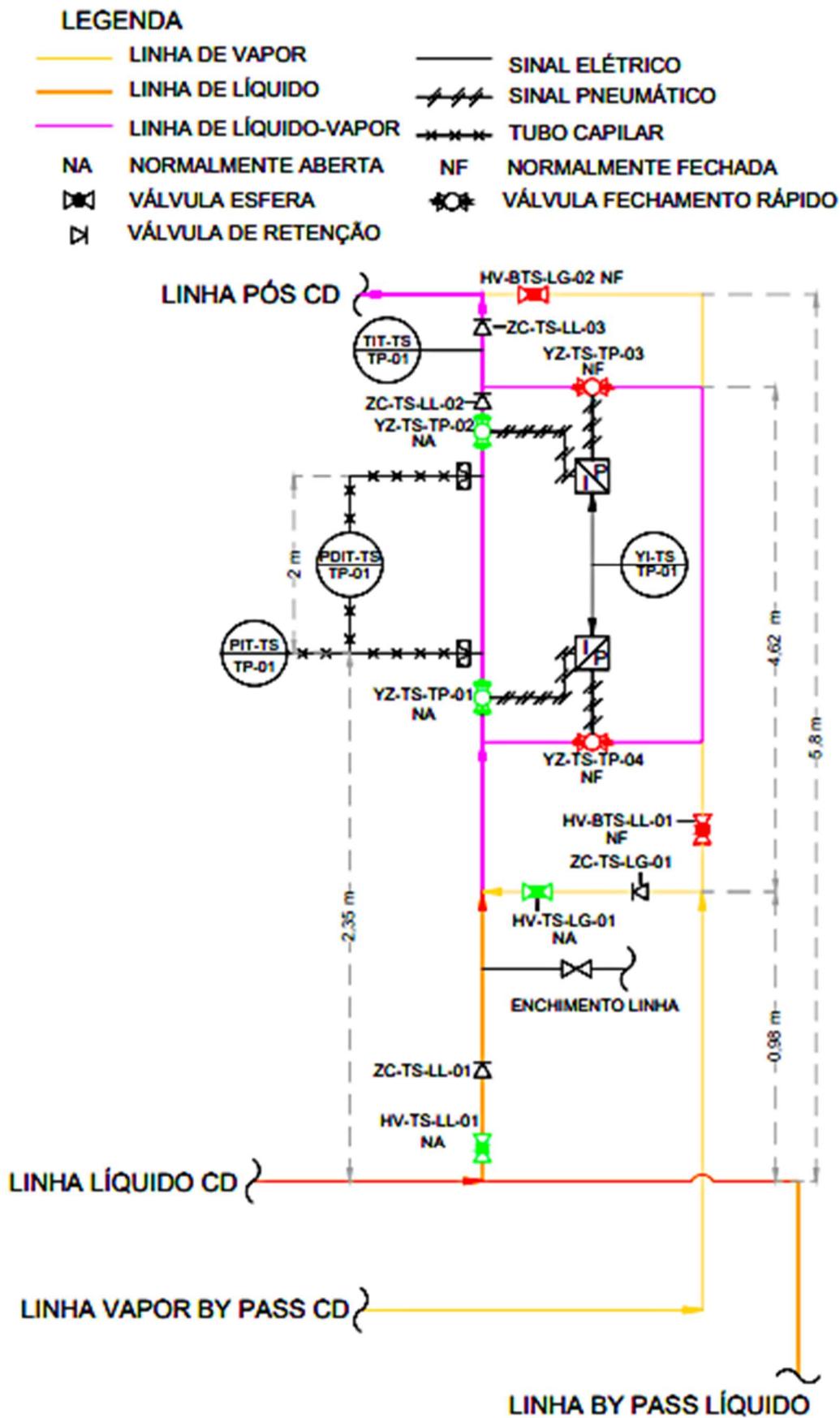


Figura D.2 – Diagrama PID da Seção de Teste do Ciclo de Alta Pressão.

D.3 Skid de Expansão

Os equipamentos do skid de expansão são representados na Figura D.1, pelos TAGs TDV-EX-LL-01, TDC-EX-LL-01, PE-EV-LG-01 e TE-EV-LG-01, respectivamente. Cada um deles representa a válvula de expansão, o driver controlador, os sensores de pressão e temperatura, respectivamente. A função de cada um deles foi descrita no capítulo de aparato experimental.

D.4 Equipamentos Auxiliares – Circuito R410a

Para o perfeito funcionamento do sistema, alguns equipamentos auxiliares foram incorporados. O primeiro é um filtro secador, adicionado antes do evaporador e representado na Figura D.1 por MC-PC-LL-01. A finalidade do filtro secador é remover umidade que pode estar presente no ciclo de alta pressão, cujo fabricante é a Danfoss, modelo DCR-0489. A Figura D.3 mostra o filtro secador e seus acessórios. Esse filtro é confeccionado em cobre, tem pressão máxima de trabalho de 46 bara, diâmetro nominal das conexões de 11,25 mm e um núcleo sólido intercambiável que retém a umidade propriamente dita, em pedra porosa. Para que se possa intercambiar o núcleo sólido, duas válvulas de bloqueio de esfera em cobre com diâmetro nominal 11,25 mm, modelo GBC 28s e duas válvulas Schrader para enchimento ou esvaziamento do trecho, foram adicionadas antes e após o filtro. A finalidade das válvulas de bloqueio é isolar do restante da linha, enquanto que a válvulas Schrader é utilizada para retirar e preencher novamente de R410A o trecho onde o filtro está instalado, quando for necessário realizar a troca do elemento secador.

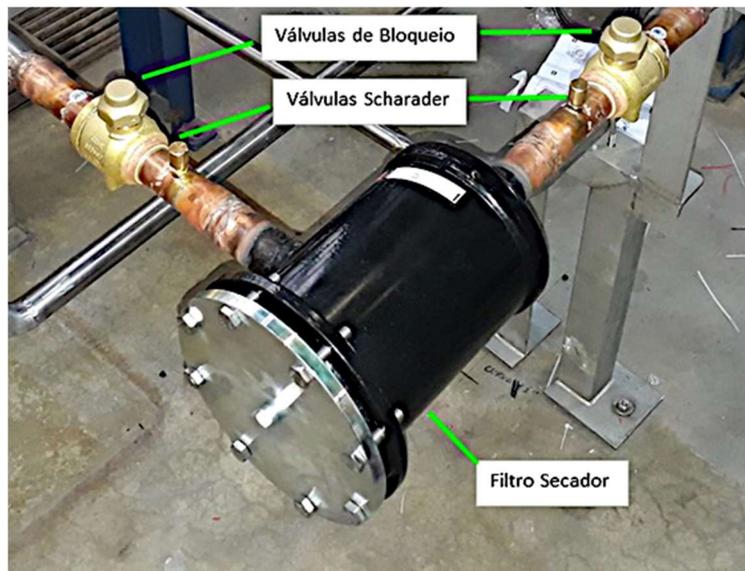


Figura D.3 – Filtro secador e acessórios (válvulas esfera e Schrader).

Válvulas de retenção magnéticas foram adicionadas em diversas junções do circuito de teste e a Figura D.4 mostra uma dessas válvulas. Essas válvulas tinham a função de permitir o fluxo de refrigerante no sentido do escoamento na linha. Todas as válvulas utilizadas nesse aparato são de cobre, com pressão máxima de trabalho de 46 bara e são fabricadas pela Emerson. A jusante do condensador foi instalada a válvula ACK-34 com diâmetro externo de 53,975 mm e compatível com tubulação de diâmetro nominal de 38,1 mm. A jusante de cada um dos medidores Coriolis e a montante das junções da linha principal da seção de teste e o by pass da mesma foram instaladas válvulas do modelo ACK-22, da Emerson, com diâmetro nominal de 28,575 mm, compatível com tubulações de diâmetro nominal de 26,64 mm.



Figura D.4 – Válvula de Retenção Magnética.

Os dados experimentais que foram coletados nos testes monofásicos com líquido, vapor e bifásico líquido-vapor podem ser encontrados no endereço: <https://doi.org/10.25824/redu/ZJCB7C>. Para os experimentos monofásicos com líquido, há duas sub pastas: uma para o balanço de energia e outra para a perda de carga na seção de medição. Cada uma delas são subdivididas em aberto e fechado que se referem aos testes dinâmicos e estáticos, respectivamente; as pastas aberto e fechado contém aquisições de 1 a 15, conforme mencionado no capítulo 4 (metodologia). Para o vapor, há somente as aquisições de 1 a 15. Para os testes bifásicos, há uma divisão em sub pastas que correspondem aos casos de 1 a 16 da matriz de teste; cada um desses casos contém duas sub pastas: aberto e fechado que se referem aos testes dinâmicos e estáticos, respectivamente; as pastas aberto e fechado contém aquisições de 1 a 15, conforme mencionado no capítulo 4 (metodologia).

Tabela D.3 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área do compressor e resfriador de gás

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
UMC-CP-LG-01	Status Funcionamento	Unidade de Compressão UMC-4NDC-20Y AS	Bitzer	R410A
TIT-RG-LG- 01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100 com Termopogo Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
PIT-RG-LG-01	Pressão	Transmissor de Pressão Absoluta 2051TA3A2B21AS5M5D4Q4 com Manifold Integral 0306RT12AA11 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
TC-RG-10	Resfriador de Gás	Trocador de calor de placas brasado para resfriamento de gás, fluido de trabalho R410 (circuito principal) e água (circuito auxiliar), modelo B8THx60/1P-SC-M2x28U+2x1/2”.	Swep	R410A
FV-RG-LG- 01	Vazão	Válvula Três Vias para Controle de Vazão de líquido, Serie 40-CF8M-D-1,5-300-NPT-ADSDDR-BB Posicionador Eletro-Pneumático, Sinal de Entrada: 4 a 20 mA, Sinal de saída: 0 a 40 psig	YGB	R410A
TIT-RG-LG- 02	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100 com Termopogo Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
PIT-RG-LG-02	Pressão	Transmissor de Pressão Absoluta 2051TA3A2B21AS5M5D4Q4 com Manifold Integral 0306RT12AA11 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
FV-RG-LW-01	Vazão	Válvula Esfera 03 VIAS - 1 1/2" - CV=37,0, modelo B340, com atuador proporcional 24 VCA/VCC, modelo ARB24-SR-T Sinal de entrada na Válvula: 4 a 20 mA	Belimo	Água
TE-RG-LW-01	Temperatura	Sensor de temperatura PT 100 3 fios	Emerson	Água
TDIT-RG-LW-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644SANAJ2B4M4F6Q4 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	Água
TE-RG-LW-02	Temperatura	Sensor de temperatura PT 100 3 fios	Emerson	Água
FIT-RG-LW-01	Vazão	Medidor de vazão eletromagnético 8750WDMR1A1FTHE005CA1M4Q4, Saídas do transmissor: 4-20 mA; HART digital; pulso escalável	Emerson	Água

Tabela D.4 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da linha de líquido

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
TC-CD-10	Condensador	Trocador de calor de placas brasado para condensação de gás, fluido de trabalho R410 (circuito principal) e água (circuito auxiliar), modelo B210THx90/1P-SC-M 2x42U+2x 1 ½”&35,1.	Swep	R410A
PIT-CD-LL-01	Pressão	Transmissor de Pressão Absoluta 2051TA3A2B21AS5M5D4Q4 com Manifold Integral 0306RT12AA11 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
FIT -CD-LL-01	Vazão	Medidor de vazão mássica de líquido tipo corilois R050S114NQBGPZYZZB1 com transmissor 2700R12BBGPZZZPKB1 Saída: A saída de mA; dois canais de S / S configuráveis - padrão de 2 mA, 1 Frequência de saída	Emerson	R410A
DIT -CD-LL-01	Massa Específica	Medidor de massa específica de líquido tipo corilois R050S114NQBGPZYZZB1 com transmissor 2700R12BBGPZZZPKB1 Saída: A saída de mA; dois canais de S / S configuráveis - padrão de 2 mA, 1 Frequência de saída	Emerson	R410A
TIT -CD-LL-01	Temperatura	Medidor de temperatura de líquido tipo corilois R050S114NQBGPZYZZB1 com transmissor 2700R12BBGPZZZPKB1 Saída: A saída de mA; dois canais de S / S configuráveis - padrão de 2 mA, 1 Frequência de saída	Emerson	R410A
FV-CD-LW-01	Vazão	Válvula Esfera 03 VIAS - 1 1/2" - CV=37,0 modelo B340, com atuador proporcional 24 VCA/VCC, modelo ARB24-SR-T Sinal de entrada na Válvula: 4 a 20 mA	Belimo	Água
TE-CD-LW-01	Temperatura	Sensor de temperatura PT 100 3 fios	Emerson	Água
TDIT-CD-LW-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644SANAJ2B4M4F6Q4 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	Água
TE-CD-LW-02	Temperatura	Sensor de temperatura PT 100 3 fios	Emerson	Água
FIT-CD-LW-01	Vazão	Medidor de vazão eletromagnético 8750WDMR1A1FTHE005CA1M4Q4, Saídas do transmissor: 4-20 mA; HART digital; pulso escalável	Emerson	Água

Tabela D.5 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da linha de vapor

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
PIT-CD-LG-01	Pressão	Transmissor de Pressão Absoluta 2051TA3A2B21AS5M5D4Q4 com Manifold Integral 0306RT12AA11 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
FIT -CD-LG-01	Vazão	Medidor de vazão mássica de gás tipo corilois CMFS075M329N2BGPKZB1 com transmissor 1700R12ABGPZZZPKB1 Saída: A saída de mA; dois canais de S / S configuráveis - padrão de 2 mA, 1 Frequência de saída	Emerson	R410A
TIT -CD-LG-01	Temperatura	Medidor de temepertura de gás tipo corilois CMFS075M329N2BGPKZB1 com transmissor 1700R12ABGPZZZPKB1 Saída: A saída de mA; dois canais de S / S configuráveis - padrão de 2 mA, 1 Frequência de saída	Emerson	R410A

Tabela D.6 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da seção de medição

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
YZ-TS-TF-01 YZ-TS-TF-02 YZ-TS-TF-03 YZ-TS-TF-04	Fração de Vazio	Válvula esfera tripartida ON-OFF diâmetro 1 polegada, VET 1"-800#-SW-PP-CF8M-TRS/SA75 + SOL, com acionamento pneumático simples ação com retorno por mola (Normal Abre) modelo RAT SA75 e solenoide Thermoval 3/2 vias - 24V	YGB	R410A
PIT-TS-TF-01	Pressão	Transmissor de pressão absoluta do multivariável escalável 3051SMV5P12A3R2B12A1AB4M5Q4 com 2 selos remotos 1199DDB52AWFW24LALN Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
PDIT-TS-TF-01	Diferencial de Pressão	Transmissor de pressão multivariável escalável 3051SMV5P12A3R2B12A1AB4M5Q4 com 2 selos remotos 1199DDB52AWFW24LALN Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
TIT-TS-TF-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 3144PD1A1NAPTM5C1Q4HR7XA com Sensor de Temperatura Não Intrusivo 0085N3P1J0080P0034AXA Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A

Tabela D.7 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área do pós-condensador

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
TC-PC-10	Pós Condensador	Trocador de calor de placas brasado para condensação de gás, fluido de trabalho R410 (circuito principal) e água (circuito auxiliar), B210THx90/1P-SC-M 2x35.1+2x 1½”&35,1.	Swep	R410A
PIT-PC-LL-01	Pressão	Transmissor de Pressão Diferencial 2051TG3A2B21AE2M5Q4 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo Hart	Emerson	R410A
TIT-PC-LL-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100 com Termopogo Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
MC-PC-LL-01	Umidade	Filtro Secador para Retenção e Remoção de Umidade, modelo DCR-0489, material do corpo em cobre, pressão máxima de trabalho de 46 Bar, diâmetro das conexões de 11,25 mm	Danfoss	R410A
FV-PC-LW-01	Vazão	Válvula Esfera 03 VIAS - 1 1/2" - CV=19 modelo B338, com atuador proporcional 24 VCA/VCC, modelo ARB24-SR-T Sinal de entrada na Válvula: 4 a 20 mA	Belimo	Água
TIT-PC-LW-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100 Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	Água

Tabela D.8 - Descrição dos tag's e respectivos equipamentos/instrumentos - área da válvula de expansão e evaporador

Tag Instrumento	Variável Medida/Controlada Equipamento	Descrição	Fabricante	Circuito
TDCV-EX-LL-01	Superaquecimento	Válvula de Expansão Eletrônica Bipolar, modelo E3V55ASR00 Comunicação Via Protocolo Mod Bus.	Carel	R410A
TC-EV-10	Evaporador	Trocador de calor de placas brasado para evaporação de gás, fluido de trabalho R410 (circuito principal) e água (circuito auxiliar), P120THx50/1P-SC-M 22U+35.1+2x 1 ½”.	Swep	R410A
TIT-EV-LG-02	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100 com Termopogo Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	R410A
CH-LW-01	Chiller	Resfriamento da água de retorno do processo, contém uma bomba centrífuga para escoar a água do circuito auxiliar	Piovan	Água
TIT-EV-LW-01	Temperatura	Transmissor de Temperatura 644HANAJ6M4F6Q4 + PT100, Saída do Transmissor: 4 a 20 mA com sinal digital baseado no protocolo HART	Emerson	Água
FIT-EV-LW-01	Vazão	Medidor de vazão eletromagnético 8750WDMR1A1FTHE005CA1M4Q4, Saídas do transmissor: 4-20 mA; HART digital; pulso escalável	Emerson	Água

ANEXO A – Descrição Técnica Complementar de Equipamentos/Skid's do Circuito de Alta e Baixa Pressão

Nesse Anexo, são mostrados detalhes dos seguintes equipamentos: compressor, trocadores de calor, Chiller e da válvula de três vias do ciclo de alta pressão. A Figura A.2 mostra um arranjo do skid de compressão com os componentes do lado de alta pressão e de baixa pressão:

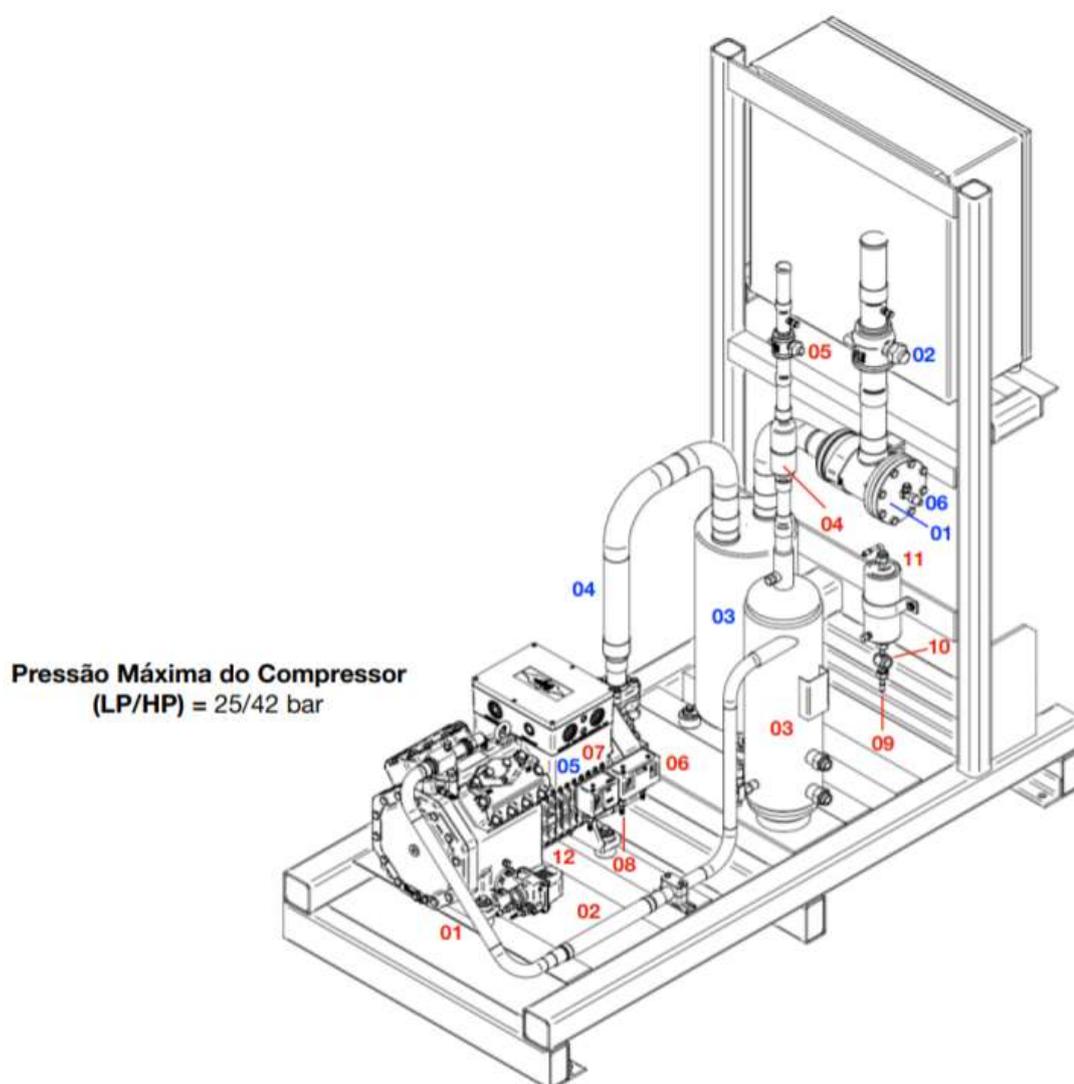


Figura A.2 – Isométrico do Skid de Compressão (Bitzer, 2018)

As Figura A.3 e A.4 mostram os componentes do lado de alta pressão (descarga do compressor, em vermelho) e os de baixa pressão (sucção do compressor, em azul):

PRESSÕES MÁXIMAS DE TRABALHO - Linha de Alta Pressão (descarga).

- 01 - Tubo Descarga 1 1/8" = 49,0 bar**
- 02 - Tubo Flexível 1 1/8" = 41,3 bar**
- 03 - Separador de Óleo - COS 01 = 45,0 bar**
- 04 - Válvula de Retenção 1 1/8" = 31,0 bar**
- 05 - Válvula Esfera 1 1/8" = 44,0 bar**
- 06 - Pressostato Conjugado RAC Alta/Baixa = 33,0 bar (Lado Alta)**
- 07 - Pressostato Danfoss Alta = 46,5 bar (Lado Alta) - Range : 8,0 ~ 42,0**
- 08 - Mangueira Pressostato D.int. 2 mm = 80,0 bar**
- 09 - Mangueira Óleo D.int. 5 mm = 80,0 bar**
- 10 - Visor de Óleo 3/8" = 44,0 bar**
- 11 - Filtro de Óleo 3/8" = 43,9 bar**
- 12 - Bóia Eletrônica de Óleo INT280 = 60,0 bar**

Figura A.3 – Componentes do lado de alta pressão e respectivas máximas pressões de trabalho (Bitzer, 2018)

PRESSÕES MÁXIMAS DE TRABALHO - Linha de Baixa Pressão (sucção).

- 01 - Filtro de Sucção 2 1/8" = 27,6 bar**
- 02 - Válvula Esfera 2 1/8" = 31,0 bar**
- 03 - Separador de Líquido 2 1/8" = 27,6 bar**
- 04 - Tubo Sucção 2 1/8" = 25,0 bar**
- 05 - Pressostato Conjugado RAC Alta/Baixa = 22,0 bar (Lado Baixa)**
- 06 - Válvula Tanque 1/4"NPT x 1/4" SAE = 34,5 bar**

Figura A.4 – Componentes do lado de baixa pressão e respectivas máximas pressões de trabalho (Bitzer, 2018)

As Figura A.5, A.6 e A.7 mostram as folhas de dados do resfriador de gás, condensador/pós condensador e evaporador, respectivamente:

FASE SIMPLES - DESEMPENHO
TROCADOR DE CALOR: B8THx60/1P

SWEP SSP G8 2020.701.4.0

Data: 04/08/2020

Alias do SSP: B8T

DUTY REQUIREMENTS		LADO 1	LADO 2
Fluido		R410A (15.9 bar)	Water
Tipo de Fluxo		Contra-Corrente	
O circuito		Interno	Externo
Carga Térmica	kW		12.81
Temperatura de entrada	°C	49.10	7.48
Temperatura de saída	°C	26.50	43.69
Vazão	kg/s	0.4888	0.08463
Comprimento Térmico		2.088	3.346

Trocador de Calor a Placas		LADO 1	LADO 2
Área de Transferência Térmica	m ²		1.33
Fluxo de Calor	kW/m ²		9.6
Méd. log. das diferenças de Temp.	K		10.82
Coef. de transfer. de calor (dispon./solicit.)	W/m ² , °C		954/954
Perda de carga - Total*	kPa	71.0	0.216
- do Bocal	kPa	34.8	0.0603
Diâmetro do Bocal (cima/baixo)	mm	17.5/17.5	17.5/17.5
Núm. de canais por passagem		29	30
Núm. de placas			60
Excesso de Área	%		0
Fator de Incrustação	m ² , °C/kW		0.000
Núm. de Reynolds		31530	86.11
Veloc. bocal (cima/baixo)	m/s	35.4/35.4	0.353/0.353
Velocidade no Canal	m/s	1.98	0.0194
Tensão de Cisalhamento	Pa	115	0.493
Média temperatura na parede	°C	32.82	32.67
Maior diferença de temperatura na parede	K		0.26
Min./Máx. temperatura na parede	°C	15.87/44.71	15.61/44.62

*Excluindo perda de carga nas conexões.

NOTAS

- ! For a desuperheater installation it is recommended to have the gas enter in the top of the BPHE, either in F1 or F2. The reason is to easily remove possible condensate from the BPHE

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1	LADO 2
Temperatura de Referência	°C	36.30	24.68
Viscosidade Dinâmica	cP	0.0142	0.879
Viscosidade Dinâmica - parede	cP	0.0140	0.755
Densidade	kg/m ³	56.21	996.9
Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1.193	4.180
Condutividade Térmica	W/m, °C	0.01557	0.6081
Coefficiente de Filme	W/m ² , °C	1500	2760

TOTAIS		LADO 1	LADO 2
Peso Total Vazio (sem conexões)*	kg	5.35	
Peso Total Cheio (sem conexões)*	kg	6.57 - 6.58	
Volume de Retenção (Interno O circuito)	dm ³	1.13	
Volume de Retenção (Externo O circuito)	dm ³	1.17	
Tamanho da Porta F1/P1	mm	16	
Tamanho da Porta F2/P2	mm	16	



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 1/2



A DOVER COMPANY

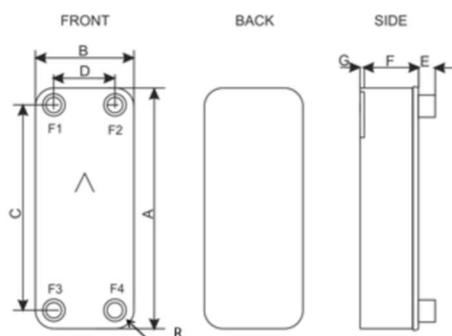
SWEP International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

TOTAIS		LADO 1	LADO 2
Tamanho da Porta F3/P3	mm	16	
Tamanho da Porta F4/P4	mm	16	
Pegada de Carbono	kg	37.56	

*O peso depende do produto selecionado.

DIMENSÕES



A	mm	317 ±2
B	mm	76 ±1
C	mm	278 ±1
D	mm	40 ±1
E	mm	20 ±1
F	mm	138.4 +3.7%/-3.1%
G	mm	7 ±1
R	mm	18

*Este é um rascunho esquemático. Para desenhos contate seu representante SWEP.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 2/2

Figura A.5 – Folha de Dados do Resfriador de Gás (Dover do Brasil Ltda, 2018)



A DOVER COMPANY

SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

CONDENSADOR - DESEMPENHO

TROCADOR DE CALOR: B120THx90/1P

SWEP SSP G8 2020.701.4.0

Data: 04/08/2020

Alias do SSP: B120T

DUTY REQUIREMENTS		LADO 1		LADO 2
Fluido		R410A		Water
Tipo de Fluxo			Contra-Corrente	
O circuito		Interno		Externo
Carga Térmica	kW		95.78	
Temperatura de entrada	°C	26.50		7.48
Temperatura de Condensação (orvalho)	°C	25.00		
Subresfriamento	K	2.00		
Temperatura de saída	°C	22.89		24.41
Vazão	kg/s	0.4990		1.351
Fluido Condensado	kg/s	0.4990		

Trocador de Calor a Placas		LADO 1		LADO 2
Área de Transferência Térmica	m ²		11.6	
Fluxo de Calor	kW/m ²		8.25	
Méd. log. das diferenças de Temp.	K		5.18	
Coef. de transfer. de calor (dispon./solicit.)	W/m ² , °C		1600/1590	
Perda de carga - Total*	kPa	2.02		2.93
- do Bocal (Entrada/Saída)	kPa	-0.807/0.102		0.616
Pressão de Operação - Saída	kPa	1640		
Núm. de canais por passagem		44		45
Núm. de placas			90	
Excesso de Área	%		0	
Fator de Incrustação	m ² , °C/kW		0.003	
Diâmetro do Bocal (cima/baixo)	mm	42.0/42.0		42.0/42.0
Diâmetro recomendado da conexão de entrada	mm	20.4 - 45.7		
Diâmetro recomendado da conexão de saída	mm	17.3 - 34.6		
Núm. de Reynolds				227.2
Entrada Veloc. bocal	m/s	5.91		0.976
Velocidade no Canal	m/s	0.391		0.0632
Tensão de Cisalhamento	Pa			5.07
Maior diferença de temperatura na parede	K		0.42	
Min./Máx. temperatura na parede	°C	12.20/24.69		11.88/24.67

*Excluindo perda de carga nas conexões.

NOTAS

! Secondary side port pressure drop is high in relation to total pressure drop. This could cause secondary side maldistribution

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1		LADO 2
Temperatura de Referência	°C	24.96		15.94
Líquido • Viscosidade Dinâmica	cP	0.122		1.11
• Densidade	kg/m ³	1062		998.9
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1.674		4.185
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.09801		0.5910
Vapor • Viscosidade Dinâmica	cP	0.0134		
• Densidade	kg/m ³	60.89		
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1.150		
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.01235		
• Calor Latente	kJ/kg	186.9		
Coefficiente de Filme	W/m ² , °C	3120		4280



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 1/2



A DOVER COMPANY

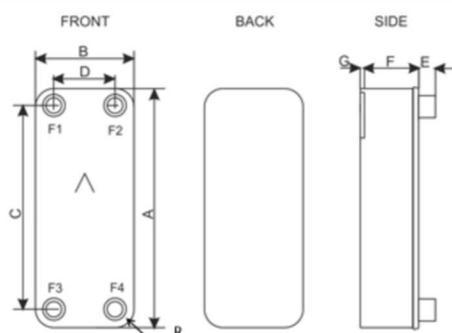
SWEP International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

TOTAIS		LADO 1	LADO 2
Peso Total (sem conexões)*	kg		44.69 - 48.81
Volume de Retenção (Interno O circuito)	dm ³		10.6
Carga estimada de refrigerante	kg		1.5
Volume de Retenção (Externo O circuito)	dm ³		10.84
Tamanho da Porta F1/P1	mm		42
Tamanho da Porta F2/P2	mm		42
Tamanho da Porta F3/P3	mm		42
Tamanho da Porta F4/P4	mm		42
Pegada de Carbono	kg		314.06

*O peso depende do produto selecionado.

DIMENSÕES



A	mm	525 ±2
B	mm	243 ±1
C	mm	456 ±1
D	mm	174 ±1
E	mm	27 (opt. 54 - 54) ±1
F*	mm	216.1 - 224.1 +0.5%/-1.5%
G*	mm	2 - 4 ±1
O	mm	4
R	mm	35

*As dimensões dependem do produto selecionado.

*Este é um rascunho esquemático. Para desenhos contate seu representante SWEP.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 2/2

Figura A.6 – Folha de Dados do Condensador e Pós Condensador (Dover do Brasil Ltda, 2018)



A DOVER COMPANY

SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

EVAPORADOR - DESEMPENHO

TROCADOR DE CALOR: P120THx50/1P

SWEP SSP G8 2020.701.4.0

Data: 04/08/2020

Alias do SSP: P120T

DUTY REQUIREMENTS		LADO 1	LADO 2	
Fluido		R410A	Water	
Tipo de Fluxo		Contra-Corrente		
O circuito		Interno	Externo	
Carga Térmica	kW	95.24		
Temperatura do líquido sub-resfriado	°C			
Título do Vapor de Entrada		0.134		
Título do Vapor de Saída		1.000		
Temperatura de entrada	°C	5.62	20.00	
Temperatura de Evaporação (orvalho)	°C	5.00		
Superaquecimento	K	5.00		
Temperatura de saída	°C	10.00	7.48	
Vazão	kg/s	0.4993	1.816	
• Vapor de Entrada	kg/s	0.06690		
Fluido Vaporizado	kg/s	0.4324		

Trocador de Calor a Placas		LADO 1	LADO 2	
Área de Transferência Térmica	m ²		6.34	
Fluxo de Calor	kW/m ²		15.0	
Méd. log. das diferenças de Temp.	K		7.56	
Coef. de transfer. de calor (dispon./solicit.)	W/m ² , °C		1990/1990	
Perda de carga - Total*	kPa	21.3		12.3
- do Bocal (Entrada/Saída)	kPa	-1.35/3.25		1.10
Perda de Carga nos Distribuidores	kPa	96.4 - 148		
Pressão de Operação - Saída	kPa	930		
Núm. de canais por passagem		24		25
Núm. de placas			50	
Excesso de Área	%		0	
Fator de Incrustação	m ² , °C/kW		-0.001	
Diâmetro do Bocal (cima/baixo)	mm	42.0/25.0		42.0/42.0
Diâmetro recomendado da conexão de entrada	mm	9.32 - 14.7		
Diâmetro recomendado da conexão de saída	mm	27.3 - 60.9		
Núm. de Reynolds				516.2
Velocidade no Bocal de Saída	m/s	10.7		1.31
Velocidade no Canal	m/s	1.29		0.153
Tensão de Cisalhamento	Pa			24.5
Maior diferença de temperatura na parede	K		0.78	
Min./Máx. temperatura na parede	°C	6.66/18.13		6.74/18.31

*Excluindo perda de carga nas conexões.

NOTAS

- i Pressure drop in distribution device is 1.0 - 1.5 bar.
! Very high heat flux not experimentally certified (15 kW/m²).

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1	LADO 2	
Temperatura de Referência	°C	5.37	13.58	
Líquido • Viscosidade Dinâmica	cP	0.155	1.18	
• Densidade	kg/m ³	1149	999.3	
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1.562	4.188	
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.1106	0.5867	
Vapor • Viscosidade Dinâmica	cP	0.0125		



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 1/2



A DOVER COMPANY

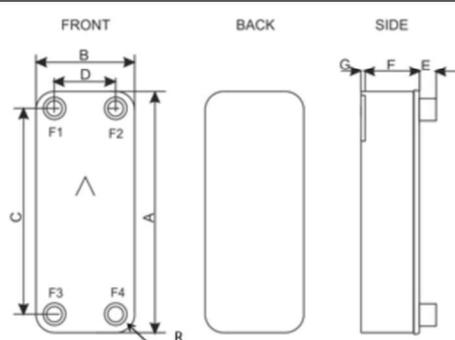
SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1	LADO 2
• Densidade	kg/m ³	34.23	
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	0.9714	
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.01116	
• Calor Latente	kJ/kg	214.2	
Coefficiente de Filme	W/m ² , °C	7660	6940
TOTAIS		LADO 1	LADO 2
Peso Total (sem conexões)*	kg	29.53 - 33.65	
Volume de Retenção (Interno O circuito)	dm ³	5.78	
Volume de Retenção (Externo O circuito)	dm ³	6.02	
Tamanho da Porta F1/P1	mm	42	
Tamanho da Porta F2/P2	mm	42	
Tamanho da Porta F3/P3	mm	25	
Tamanho da Porta F4/P4	mm	42	
Pegada de Carbono	kg	207.52	

*O peso depende do produto selecionado.

DIMENSÕES



A	mm	525 ±2
B	mm	243 ±1
C	mm	456 ±1
D	mm	174 ±1
E	mm	27 (opt. 54 - 54) ±1
F*	mm	124.5 - 132.5 +0.5%/-1.5%
G*	mm	2 - 4 ±1
O	mm	4
R	mm	35

*As dimensões dependem do produto selecionado.

*Este é um rascunho esquemático. Para desenhos contate seu representante SWEP.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



0e42a9ba-cd6e-4c13-b4c1-86811579fe62

www.swep.net

Data:04/08/2020

Página: 2/2

Figura A.7 – Folha de Dados do Evaporador (Dover do Brasil Ltda, 2018)

A seguir, são mostradas informações complementares técnicas do Chiller, características da água e curva da bomba (PIOVAN DO BRASIL, 2017):

- Condensação a Ar;
- Capacidade frigorífica nominal: 20,8 kW (17.900) kcal/h (água gelada a 12°C e ambiente a 30°C)
- Bomba especial para alta vazão e pressão. Disponível 16,2 m³/h @ 6,5 bar
- Vazão de água de processo: 8,1 / 26,5 m³/h (dados de curva da bomba)
- Pressão de água de processo: 7,4 / 4,9 bar (dados de curva da bomba)
- Reservatório interno fechado a pressão atmosférica: 70 litros
- Número de ventiladores: 1
- Dimensões do Equipamento sem considerar acessórios externos (conexões hidráulicas, válvulas, filtro): C 1.330 x L 650 x A 1.585 mm
- Peso do Equipamento: 300 kg
- Diâmetros das conexões de entrada e saída de água de refrigeração: 1” BSP
- Mínima temperatura de envio de água de refrigeração: 6°C
- Máxima temperatura de envio de água de refrigeração: 20°C
- Máxima temperatura do ar ambiente para condensação: 42°C
- Circuito com gás refrigerante ecológico R-410a
- Tubulações e conexões hidráulicas resistentes à corrosão
- 1 x Evaporador a placas brasadas
- 1 x Circuito frigorífico com controle de capacidade (hot-gas)
- 1 x Compressor scroll
- 1 x Condensador microcanal
- Local de instalação: interna/externa
- Não existe ponto de solda na estrutura
- Manômetro no circuito de refrigeração (alta e baixa)
- Manômetro no circuito hidráulico
- Pressostato diferencial no circuito hidráulico (falta de fluxo)
- Filtro “Y”
- Kit *by pass*⁷ manual no evaporador
- Tensão: 220V/03/60Hz

A Tabela A.1 mostra as características da água para circulação do Chiller:

⁷ *by pass* – Termo usual na área de engenharia e refere-se a uma derivação de uma tubulação principal, criando uma outra em paralelo.

Tabela A.1- Características da Água do Chiller,

Característica / grandeza	Valor (ppm ou mg/l)
Sólidos em suspensão	Quase ausentes ⁽¹⁾
Óxido de silício	< 60
Alcalinidade (HCO ³⁻)	70 – 250
Sulfatos (SO ₄ ²⁻)	< 50
HCO ³⁻ / SO ₄ ²⁻	> 1
Condutividade elétrica	10 – 500 micro S/cm
pH	7,5-9
Amônia (NH ³)	Ausente
Cloretos (Cl ⁻)	< 30
Cloro livre	0,1 – 0,2
Ácido sulfídrico	Ausente
Dióxido de carbono livre (agressivo) (CO ₂)	< 2
Dureza total	< 5°dH (8,9°dF)
Nitrato (NO ³⁻)	30 – 40
Ferro (Fe) (2)	< 0,1
Alumínio (Al)	< 0,1
Manganês (Mn) (2)	< 0,05
Óleos e graxas	Ausente
Etileno / Propileno Glicol (se utilizado)	> 20%

A Figura A 8 mostra a curva da bomba CM-15-3 (linha tracejada):

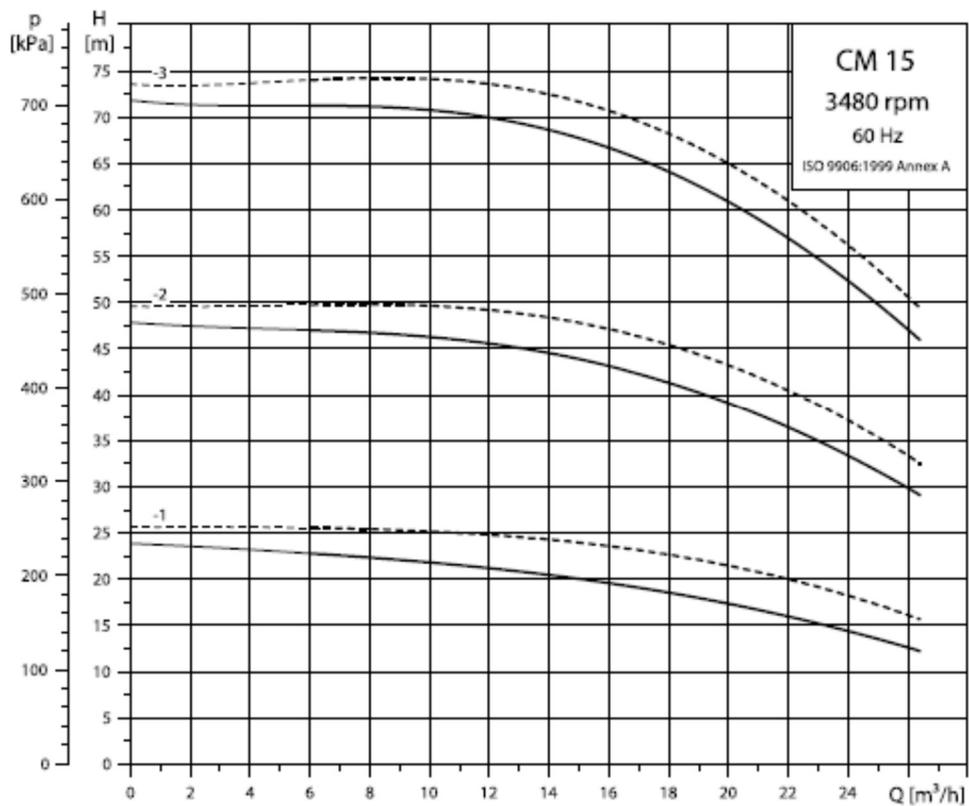


Figura A 8– Curva da bomba do Chiller.

A Figura A.9 mostra a folha de dados da válvula de três vias do ciclo de alta pressão:

YGB INDÚSTRIA E COMÉRCIO S/A		FOLHA DE DADOS - VÁLVULA DE CONTROLE				
Empresa: UNICAMP						
Contato: Guilherme Rosário dos Santos		Telefone: (11) 99419-9052		E-Mail: guilherme_rosario@yahoo.com.br		
Referência:		Rev.: 04 - Data: 27/11/17		Projeto:		
Serviço:		Linha:		Por: Wellington Mancila		
IDENTIFICAÇÃO	1					
	GERAL	2	Função	Variável	Controle	Vazão
		3	Quantidade	1		
		4	Área			
		5	Serviço			
CORPO E INTERNOS	6	Tubulação de Entrada	Tubulação de Saída	1.1/2"; Sch 40	1.1/2"; Sch 40	
	7	Tipo da Válvula	Globo 3 vias divergente			
	8	Material do Corpo / Flanges	ASTM A 351 Gr. CF8M (Aço Inox)			
	9	Diâmetro da Válvula	Orifício	1.1/2" (DN 40)	1.3/8"	
	10	Norma das Conexões	ASME B.1.20.1 (Roscada)			
	11	Padrão das Conexões	Tipo Acabamento	300# NPT	Ranuras Concêntricas	
	12	Material Prisioneiros	Material Porcas	ASTM A 193 Gr. B8M	ASTM A 194 Gr. 8M	
	13	Norma Face a Face	Distância	ANSI/ISA 75.08.03	235,00 mm	
	14	Tipo do Castelo	Normal			
	15	Material das Juntas	U-60			
	16	Material das Gaxetas	Engaxetamento	PTFE	Simplex, Com sistema de Molas Prato	
	17	Tipo dos Internos	Não balanceado			
	18	Característica de Vazão Inerente	Linear			
	19	Tipo da Guia	Sedes			
	20	Material da Bucha Guia	ASTM A 276 Gr. 420 End.			
ATUADOR	21	Material da Sede	Material do Obturador	ASTM A 276 Gr. 316	ASTM A 276 Gr. 316	
	22	Material da Haste	Materiais Anéis Vedação	ASTM A 276 Gr. 316	-	
	23	Material do Retentor	-			
	24	Fluxo Tende A	Sentido de Fluxo por	-	-	
	25	Classe de Vedação	Norma de Vedação	Classe IV; Metal-Metal	ANSI FCI 70/2	
	26	Tipo do Atuador	Pneumático / Diafragma			
	27	Modelo do Atuador	Faixa da Mola	AD-D	12~30 psi (g)	
POSICIONADOR	28	Posição por falha	Fecha Via C/Abre Via B			
	29	Curso da Válvula	3/4"			
	30	Alimentação Pneumática	Máxima Pressão Atuador	40 psi (g)	45 psi (g)	
	31	Volante / Posição	Não			
	32	Diferencial Máximo de Pressão (dPmáx.)	40 bar			
ACESSÓRIOS	33	Tipo de Comando / Modelo	Posicionador Eletro-Pneumático / Movimatic			
	34	Sinal de Entrada	Sinal de Saída	4~20 mA	0~40 psi (g)	
	35	Conexões Elétricas	Conexões Pneumáticas	1/2"NPT	1/4" NPT	
	36	Manômetros	Grau de Proteção Elétrica	Sim, 2	Uso Geral - IP 66	
CONDIÇÕES DE SERVIÇO	37	-				
	38	Filtro Regulador com Manômetro	Copo metálico			
	39	Tubos / Conexões	Poliuretano / Latão			
	40	Solenóide	-			
	41	Outros Acessórios	-			
	42	Fluido	Estado físico	R-410A	Gasoso	
	43	Peso Molecular (M)	72,600 kg / kmol			
	44	Pressão Crítica (Pc)	Temperatura Crítica (Tc)	49,26 bar (a)	72,13 °C	
	45	Grandeza	Unidades	Condição L.26	Condição L.18	Condição L.9
	46	Vazão	kg / s	0,55	0,49	0,43
	47	Pressão Entrada	bar (g)	22,68	14,63	29,96
	48	Pressão Saída	bar (g)	20,77	10,69	29,34
	49	Temperatura Fluido	°C	41,50	26,50	51,50
	50	Fator de Compressibilidade Z		0,686	0,608	0,772
	51	Razão de Calores Específicos k		1,467	1,467	1,467
52	CV Calculado		5,41	4,23	6,50	
53	CV Selecionado		26	26	26	
54	Abertura		20,8%	16,3%	25,0%	
55	Ruído Aerodinâmico	dB (A)	52,0	50,3	43,3	
56	Velocidade	Mach	0,074	0,046	0,023	
57	Característica do Fluxo		Subcrítico	Subcrítico	Subcrítico	
58	-					
REFERÊNCIAS	59	Especificação da Válvula	Serie 40-CF8M-D-1,5-300-NPT-ADSDDR-BB			
	60	Referência	Código	YGB		
OUTROS	61	Padrão de Pintura	Cor da Válvula	Padrão YGB	Ver Nota 1 Proposta Comercial	
	62	Plaqueta de identificação	Aço inox com TAG number gravado			
	63	Certificados	Materiais + Testes			
64	Inspeção	Não				
OBSERVAÇÕES	65					

Figura A.9 – Folha de Dados da Válvula de Três Vias do Ciclo de Alta Pressão.