ALEX ROGER ALMEIDA COLMANETTI

Estudo experimental de escoamento multifásico em duto anular de grande diâmetro

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

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Oscar Maurício Hernandez Rodriguez

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

São Carlos

2016

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

A716e Almeida Colmanetti, Alex Roger
Estudo experimental de escoamento multifásico em
duto anular de grande diâmetro / Alex Roger Almeida
Colmanetti; orientador Oscar Mauricio Hernandez
Rodriguez. São Carlos, 2016.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
Térmica e Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos
da Universidade de São Paulo, 2016.

1. Escoamento bifásico. 2. duto anular. 3.
escoamento trifásico. 4. inversão de fase. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ALEX ROGER ALMEIDA COLMANETTI**.

Título da dissertação: "Estudo experimental de escoamento multifásico em duto anular de grande diâmetro".

Data da defesa: 29/09/2016.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **Oscar Mauricio Hernandez Rodriguez**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Associado **Alexandre Nicolaos Simos**
(Escola Politécnica/EP-USP)

APROVADO

Prof. Dr. **Marcelo Souza de Castro**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luis Fernando Costa Alberto**

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador e professor assoc. Oscar Mauricio Hernandez Rodriguez pela amizade, pela oportunidade, pela paciência e confiança.

Ao professor Dr. Marcelo Sousa de Castro pela amizade, pela cooperação e pelos conselhos.

À STATOIL e aos meus pais pelo fomento.

Ao corpo técnico do laboratório (LETeF), ao engenheiro Jorge Nicolau dos Santos, Roberto Pratavieira, Hélio José Donizete Trebi e em especial a meu amigo José Roberto Bogni pela motivação e dedicação na construção do aparato experimental utilizado no presente trabalho.

Ao corpo docente do Laboratório de Engenharia Térmica e Fluido (LETeF) e a todos demais professores que contribuíram na minha formação acadêmica.

Aos meus pais, familiares que sempre estiveram me incentivando e apoiando para a conclusão do presente trabalho.

A todos meus amigos, em especial os amigos da lendária república Risca-Faca bem como aos amigos: Hugo Leonardo Souza Lara Leão, Debora Carneiro Moreira, Marcel Cavallini Barbosa, Fernando Guimaraes Aguiar, Jaqueline Diniz, Francisco Nascimento, Marlon Mauricio Hernandez Cely, Gustavo Bochio e Carlos Marlon.

A todos os amigos da Escola de Tênis Rosa Dourado, em especial ao meu professor Fábio Borges.

A todos os amigos que fiz na Escola de Engenharia de São Carlos-USP, Adriano Trevelin Françoso, Denys Eduardo Teixeira Marques, Maurício Souza, Marlon Saveri Silva e Lucas Silva Yoshida (Zhao).

Aos amigos Tiago Augusto Moreira (Dinho) e Douglas Martins Rocha pela amizade e companheirismos.

Ao Prof. Dr. Gherhardt Ribatski e Prof. Dr. Fabio Toshio Kanizawa pelo apoio prestado ao presente trabalho.

RESUMO

COLMANETTI, A. R. A. **Estudo experimental de escoamento multifásico em duto anular de grande diâmetro**. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

Escoamentos gás-líquido assim como escoamento líquido-líquido-gás em duto de geometria anular estão presentes em muitas aplicações industriais, por exemplo, em poços de petróleo direcionais. No entanto, até mesmo características globais de escoamento gás-líquido nessa geometria, como os padrões de escoamento ou gradiente de pressão, não são ainda totalmente compreendidas. E ainda, informações são escassas quando se refere a escoamento trifásico nessa geometria, cuja aplicação está relacionada ao fenômeno de inversão de fase, que é de extrema importância não apenas para o setor petrolífero, como para a indústria alimentícia. O presente estudo experimental tem como objetivo avaliar o escoamento líquido-gás, apresentar dados inéditos de escoamento gás-líquido para três viscosidades de óleo, além de avaliar o fenômeno de inversão de fase em escoamento ascendente vertical em duto anular de grande diâmetro. Um aparato experimental inclinável com 10,5 m de comprimento foi projetado e construído para este trabalho. As dimensões radiais do duto anular estão em escala real, conforme se verifica em poços de petróleo e gás. A investigação em escoamento gás-líquido foi conduzida utilizando água, óleo e ar comprimido como fluidos de trabalho em escoamento ascendente vertical em duas geometrias: (i) um tubo com diâmetro de 95 mm e (ii) um duto de configuração anular e concêntrico, com diâmetro hidráulico de valor igual ao diâmetro do tubo. A avaliação do fenômeno de inversão de fase em escoamento trifásico foi conduzida em condições equivalentes em três geometrias: (i) tubo vertical menor com diâmetro de 50 mm, (ii) tubo com diâmetro de 95 mm e (iii) um duto anular concêntrico. Padrões de escoamento, queda de pressão e fração volumétrica de fase foram obtidos para ambos os escoamentos gás-líquido e líquido-líquido-gás. Os dados coletados nesse trabalho são de grande importância para o desenvolvimento de novas correlações de fechamento, que são essenciais para o projeto otimizado de poços de petróleo. Dados inéditos de escoamento bifásico óleo-gás são apresentados, bem como um estudo pioneiro em inversão de fase em escoamento trifásico com velocidade superficial de gás e viscosidade do óleo elevadas.

Palavras-chave: Escoamento bifásico, duto anular, escoamento trifásico, inversão de fase.

ABSTRACT

COLMANETTI, A. R. A. **Experimental study of multiphase flow in large annular duct.** 2016 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos 2016.

Two-phase flows as well as three-phase flow in annular geometry are present in many industrial applications, for example in oil directional wells. However, even global characteristics of gas-liquid flow in this geometry, such as flow patterns and pressure gradient are not fully understood. Moreover, information is scarce when it refers to three-phase flow in this geometry, which application is related to the phase inversion phenomenon, which is of extreme importance and not only for the oil industry. This experimental study aims to evaluate the liquid-gas flow, present new data from gas-liquid flow for three oil viscosities and evaluate the phase inversion phenomenon in vertical upward flow in large diameter annular duct. An experimental apparatus with 10.5 m length was designed and built for this work. The radial dimensions of the annular duct are similar to full scale, as observed in oil and gas wells. The investigation into gas-liquid flow was conducted using water, oil and compressed air as working fluids in an ascending vertical flow in two geometries: (i) a tube with 95 mm diameter and (ii) a concentric annular duct with hydraulic diameter equivalent to the tube internal diameter. The evaluation of the phase inversion phenomenon in three-phase flow was conducted under equivalent conditions for three geometries: (i) smaller vertical tube with 50 mm of internal diameter, (ii) tube with 95 mm of internal diameter and (iii) concentric annular duct with hydraulic diameter of 95 mm. Flow patterns, pressure drop and volumetric phase fraction were obtained for both gas-liquid and gas-liquid-liquid flows. The data collected in this study are of great importance for the development of new closing correlations, which are essential for the optimized design of oil wells. New two-phase flow data for three oil viscosities, not found in the literature, are presented as well as a pioneer study in three-phase-flow phase inversion with high oil viscosity and high superficial gas velocity.

Keywords: two-phase flow, annular duct, three-phase flow, phase inversion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Projeção da matriz energética mundial segundo IEA (International Energy Agency).	31
Figura 1.2-Separador Shroud invertido vertical, Souza et al. (2003).	33
Figura 2.1- Padrões de escoamento gás-líquido na vertical ascendente apresentado por Rouhani e Sohal (1983), tradução livre.	43
Figura 2.2-Célula unitária apresentada por Wallis (1969) para avaliar o padrão pistonado. ..	44
Figura 2.3-Carta de fluxo de escoamento vertical ascendente gás-líquido de Taitel et al. (1980), tradução livre.	45
Figura 2.4- Padrões de escoamento gás-líquido na posição horizontal (Rouhani e Sohal, 1983).	47
Figura 2.5-Velocidade in situ do gás em função da velocidade superficial de mistura.	52
Figura 2.6-Configuração anular estudada por Caetano et al. (1992.a).	54
Figura 2.7- Padrões de escoamento em duto anular observado por Julia e Hibiki (2011): a) Padrão bolhas, b) Padrão pistonado tipo cap, c) Padrão agitante e d) Padrão anular.	56
Figura 2.8- Padrões de Escoamento observado por Caetano et al. (1992) em geometria anular concêntrica.	60
Figura 2.9- Padrões de Escoamento observado por Caetano et al. (1992) em geometria anular totalmente excêntrica.	60
Figura 2.10-Injetores utilizados por Descamps et al. (2006): bocal, injetor cônico poroso, injetor circular poroso.	77
Figura 3.1-Diagrama da instalação experimental LEMI utilizada no presente estudo.	85
Figura 3.2-Diagrama da estação de bombeamento de água e medição de vazão volumétrica.	86
Figura 3.3-Diagrama da estação de bombeamento de óleo e medição de vazão volumétrica.	87
Figura 3.4-Diagrama da estação de medição e controle da vazão de ar comprimido.	89
Figura 3.5-Duto de geometria anular utilizado no presente estudo.	91
Figura 3.6-Tomadas de pressões instaladas no duto anular.	92
Figura 3.7-Duto anular instrumentado com transdutores de pressão e termopares.	93
Figura 3.8-Tubo de referência.	95
Figura 3.9-Tomadas de pressão no tubo de referência.	96
Figura 3.10-Instrumentação no tubo de referência.	96
Figura 3.11-Aparato experimental “poço invertido” com equipamentos utilizados na medição de queda de pressão e temperatura.	98

Figura 3.12-Esquema da medição de fração volumétrica no duto anular.	102
Figura 3.13-Medição de fração volumétrica das fases no tubo.	104
Figura 3.14-Medição da velocidade da bolha de Taylor no duto anular.	108
Figura 3.15-Reservatório utilizado no teste de bolha de Taylor.....	108
Figura 4.1- Validação da medição de queda de pressão com escoamento monofásico de água para o tubo vertical menor (50 mm).	118
Figura 4.2- Gradiente de pressão por fricção experimental e previsto para escoamento monofásico de óleo no tubo de referência.	119
Figura 4.3- Fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo de referência.	120
Figura 4.4- Fato de atrito em função do número de Reynolds para tubo de referência e duto anular obtidos a partir de escoamento monofásico de óleo.	120
Figura 4.5-a) Carta de fluxo para escoamento água-ar no tubo de referência. b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_1 = 51,54$ mPa.s.	123
Figura 4.6-a) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_2 = 186,01$ mPa.s . b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_3 = 263,98$ mPa.s	124
Figura 4.7-a) Comparação entre a fração volumétrica de água medida e prevista pelo modelo de mistura no tubo de referência,b) Comparação entre gradiente de pressão total medido e previsto pelo modelo de mistura no tubo de referência.	125
Figura 4.8-Velocidade <i>in situ</i> do gás em função da velocidade superficial de mistura para escoamento vertical água-ar e óleo-ar (μ_2 e μ_3) no tubo de referência.....	125
Figura 4.9-Velocidade <i>in situ</i> do gás em função da velocidade superficial de mistura para três viscosidade de óleo (μ_1 , μ_2 e μ_3) em escoamento vertical óleo-ar no tubo de referência.	126
Figura 4.10-Gradiente de pressão total em função da razão de injeção de ar (J_g/J_o)) em escoamento vertical óleo-ar no tubo de referência para as viscosidade de óleo μ_1 e μ_2	129
Figura 4.11-Holdup de óleo em função da razão de injeção de ar (J_g/J_o) para escoamento vertical (tubo de referência) óleo-ar para as viscosidades de óleo μ_1 e μ_2	130
Figura 4.12-a) Carta de fluxo para escoamento água-ar no duto anular; b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_1 = 62,58$ mPa.s.	131
Figura 4.13-a) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_2 = 151,3$ mPa.s ;b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_3 = 342,20$ mPa.s.....	132

Figura 4.14-a) Velocidade <i>in situ</i> em função velocidade superficial para escoamento vertical água-ar e óleo-ar (viscosidade de óleo μ_1) no duto anular; b) Velocidade <i>in situ</i> em função velocidade superficial no duto anular para escoamento óleo-ar (viscosidade de óleo μ_1).	134
Figura 4.15-Velocidade <i>in situ</i> em função da velocidade superficial de mistura (J) para as viscosidades μ_1 , μ_2 , e μ_3 para o duto anular para o padrão cap-pistonado.....	134
Figura 4.16-a) Velocidade <i>in situ</i> em função da velocidade superficial de mistura para viscosidade μ_2 para o tubo de referência e duto anular; b) Velocidade <i>in situ</i> em função da velocidade superficial de mistura para viscosidade μ_3 para o tubo de referência e duto anular.	135
Figura 4.17- Gradiente de pressão em função da razão de injeção de ar para óleo de viscosidade (a) μ_1 , (c) μ_2 e (e) μ_3 . Fração de vazio em função da razão de injeção de ar para viscosidade (b) μ_1 , (d) μ_2 e (f) μ_3 . Dados para tubo de referência e duto anular.....	138
Figura 4.18- a) Gradiente de pressão total obtido no escoamento trifásico em uma função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_l = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s];b) Gradiente de pressão friccional obtido no escoamento trifásico em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ cP, $J_l = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s].....	141
Figura 4.19-a) Número de Reynolds em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_l = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s];b) Viscosidade da mistura em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_l = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s].....	141
Figura 4.20- Gradiente de pressão total no escoamento trifásico no tubo vertical menor para viscosidades $\mu_1 = 90$ cP e $\mu_3 = 279,6$ cP.....	144
Figura 4.21-Inversão de fase transiente em escoamento trifásico, $J_a = 0,025$ (m/s), $J_o = 0,225$ (m/s), $J_g = 4,0$ (m/s) e $Cw = 0,1$, para óleo com viscosidade de 279,6 (cP).....	146
Figura 4.22- Gradiente de pressão total em função da razão de injeção de água no escoamento trifásico no tubo de referência ($d = 0,095$ [m]) para $J_l = 0,2$ [m/s] , $J_g = 2,0$ [m/s] e $J_l = 0,075$ [m/s] , $J_g = 0,2$ [m/s].....	147
Figura 4.23-O gradiente de pressão total em função da razão de injeção de água (Cw), em escoamento trifásico no tubo de referência $J_l = 0,2$ [m/s] e $J_g = 2,0$ [m/s]e $\mu_o = 70,7$ [mPa.s].....	149

Figura 4.24-O gradiente de pressão total para escoamento água-óleo-ar no tubo de referência ($d = 0,095$ [m]) e tubo vertical menor ($d = 0,050$ [m]).	150
Figura 4.25-Gradiente de pressão total em função do razão de injeção de água em escoamento trifásico ascendente vertical para tubo de referência, no qual foi observado o padrão pistonado para viscosidade de óleo $\mu_o = 80$ (mPa.s), e duto anular no qual foi observado o padrão bolhas para viscosidade de óleo $\mu_o = 125$ (mPa.s).	151
Figura 4.26-a) Número de Reynolds em função do razão de injeção de água para escoamento em duto anular e tubo de referência para $J_m = 0,275$ [m/s]; b) viscosidade de mistura em função do razão de injeção de água para escoamento trifásico para duto anular e tubo de referência para $J_m = 0,275$ [m/s].	154
Figura 4.27-Gradiente de pressão total em função do water cut em escoamento trifásico para tubo vertical menor ($d = 0,050$ [m]), tubo de referência ($d = 0,095$ [m]) e duto anular ($d_h = 0,095$ [m]).	155
Figura 4.28- Fração volumétrica de óleo (<i>holdup</i>) e fração de vazio em função da razão de injeção de água, obtidas para o tubo de referência e duto anular para $J_g = 0,2$ [m/s] e $J_l = 0,075$ [m/s].	158
Figura 4.29-Fração volumétrica de líquido em função da razão de injeção de água, obtidas para o tubo de referência e duto anular para $J_g = 0,2$ [m/s] e $J_l = 0,075$ [m/s].	158
Figura 4.30- Fração de vazio em função do razão de injeção de água para escoamento vertical água-óleo-ar para o aparato experimental “poço invertido” , tubo de referência e duto anular.	161
Figura 4.31-Fração volumétrica de óleo (<i>holdup</i> de óleo) em função de razão de injeção de água para escoamento vertical trifásico para o aparato experimental “poço invertido”, tubo de referência e duto anular.	161
Figura 4.32-Velocidade da bolha de Taylor ascendente no duto anular vertical em função do comprimento da bolha e previsões dos modelos de Sadatomi et. al. (1982) e Kelessidis e Dukler 1989).	163
Figura A.1-Geometria do duto anular.	177
Figura A.2- Termopares no duto anular.	183
Figura A.3-Termopares no tubo de referência.	184
Figura B.1-Equipamento utilizado para pressurizar as tubulações.	194
Figura B.2-Aferição do manômetro com calibrador digital CPG 2500.	195
Figura B.3-Pressão de ajuste das válvulas de alívio do duto anular.	196

Figura B.4-Pressão de ajuste das válvulas de alívio do duto anular.....	196
Figura C.1-A viscosidade do óleo utilizado nos experimentos em função da temperatura. ..	200
Figura C.2-Diagrama do sistema de controle de temperatura de óleo.....	201
Figura C.3-Detalhe da instalação do trocador de placa e bomba de engrenagem.	202
Figura C.4-Sistema de aquecimento de óleo.	203

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1-Valores para coeficiente de distribuição.	53
Tabela 2.2-Trabalhos experimentais em duto anular.	67
Tabela 2.3-Critérios de transição de padrão de escoamento ascendente vertical gás-líquido em duto de geometria anular apresentado em Julia e Hibiki (2011).	73
Tabela 2.4-Modelos para a previsão do ponto de inversão de fase apresentado por Descamps et al. (2006).	78
Tabela 3.1-Lista de equipamentos da instalação experimental utilizada no presente estudo.	84
Tabela 3.2-Especificações de medidores de vazão volumétrica de água.	87
Tabela 3.3-Especificações de medidores de vazão volumétrica de óleo.	87
Tabela 3.4-Especificações dos medidores de vazão volumétrica de ar.	89
Tabela 3.5-Especificações dos instrumentos instalados no duto anular.	94
Tabela 3.6-Especificações dos instrumentos instalados no tubo de referência.	97
Tabela 3.7-Instrumentos de medida instalados no aparato experimental “poço invertido”	99
Tabela 3.8-Velocidades superficiais de óleo e ar em função da viscosidades de óleo: μ_1 , μ_2 e μ_3	110
Tabela 3.9-Inversão de fase em escoamento ascendente vertical trifásico.	112
Tabela 3.10-Matriz utilizada como teste de referência nos ensaios de inversão de fase.	113
Tabela 4.1-Validação da medição de queda de pressão para o tubo vertical menor (50 mm).	118
Tabela 4.2-Propriedades do ar armazenado no reservatório.	166
Tabela 4.3-Velocidade de bolha de Taylor medida no duto anular e prevista por Kelessidis e Dukler (1989).	166
Tabela A.1-Amostras de diâmetros do duto anular.	179
Tabela A.2- Incertezas no diâmetro do duto anular.	180
Tabela C.1-Viscosidade dinâmica do óleo em função da temperatura.	200
Tabela C.2-Densidade do óleo Turbina 100 utilizado nos experimentos.	200
Tabela C.3-Propriedades físicas dos líquidos a 20°C.	201

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de seção transversal do duto, m^2
A_{DA}	Área de seção transversal do duto anular, m^2
A_g	Área local ocupada pela fase gasosa, m^2
A_l	Área local ocupada pela fase líquida, m^2
A_{TR}	Área de seção transversal do tubo de referência, m^2
B	dimensão característica
c	Velocidade do som, m/s
c_p	Calor específico, J/kgK
C_1	Velocidade adimensional de ascensão de bolha
C_0	Parâmetro de distribuição
C_f	Fator de atrito de Fanning
C_w	Fração de injeção de água ou <i>Water Cut</i>
D	Diâmetro, m
D_b	Diâmetro de bolha, m
D_C	Diâmetro interno do tubo externo, m
$D_{d,max}$	Diâmetro de bolhas distorcida
D_{ep}	Diâmetro equiperiférico, m
D_H	Diâmetro hidráulico, m
D_H^*	Diâmetro hidráulico adimensional
D_R	Diâmetro representativo, m
$D_{h,sas-}$ Jaworsky	Diâmetro hidráulico de Sas-Jaworsky, m
D_T	Diâmetro externo do tubo interno, m

DBC	Distância entre centros
e	Excentricidade
ERM_{grad}	Erro relativo médio para gradiente de pressão total
ERM_e	Erro relativo médio obtido para fração volumétrica
f	Fator de atrito de Blasius
G	Fluxo mássico, kg/m ² s
g	Aceleração gravitacional, m/s ²
h	Entalpia, J/kg
h_a	Altura de água confinada na seção de teste, m
h_{DA}	comprimento da região anular da seção de teste “Duto Anular”,m
h_g	Altura de gás confinada na seção de teste, m
h_o	Altura de óleo confinada na seção de teste, m
h_l	Altura de líquido confinada na seção de teste, m
H	Distância entre tomadas no tubo de referência, m
h_T	Comprimento total da seção de teste, m
J	Velocidade superficial da mistura, m/s
J_a	Velocidade superficial de água, m/s
J_{gl}	Fluxo de deslizamento, m/s
J_g	Velocidade superficial de gás, m/s
J_l	Velocidade superficial de líquido, m/s
J_o	Velocidade superficial de óleo, m/s
K	Razão de aspecto da geometria anular
L	Distância entre tomadas de pressão, m;

M	Número de Mach
m	Constante que é função do regime do escoamento (laminar/turbulento)
m_{ta}	massa de ar no reservatório de ar comprimido, kg
l_e	Comprimento de mistura, m
p	Pressão, kPa
P	Perímetro molhado, m
p_{DA}	Pressão absoluta atuante no ponto de medição da velocidade de bolha de Taylor, kPa
$P_{médio}$	Perímetro anular médio, m
P_{ar}	Pressão do ar, kPa
P_{atm}	Pressão atmosférica, kPa
P_x	Pressão atuante na tomada de baixa pressão do transdutor diferencial, Pa
P_y	Pressão atuante na tomada de alta pressão do transdutor diferencial, Pa
P_1	Pressão manométrica atuante na entrada do duto anular, kPa
P_2	Pressão manométrica atuante na luva 3 do duto anular, kPa
P_3	Pressão manométrica atuante no revestimento do duto anular, kPa
P_4	Pressão manométrica atuante na luva 1 do tubo de referência, kPa
P_5	Pressão manométrica atuante na luva 5 do tubo de referência, kPa
q	Fluxo de calor, W/m^2
$\dot{q}$	Geração de calor, W/m^3
Q	Vazão volumétrica, m^3/s
R_{ar}	Constante específico do ar, J/kg-K
s	espessura do canal anular, m
s	Deslizamento entre as fases gasosa e líquida, m/s

T	Temperatura, °C
T_a	Temperatura ambiente, °C
T_{ar}	Temperatura do ar, °C
T_2	Temperatura na luva 4 do duto anular, °C
T_{ta}	Temperatura do ar do reservatório de ar comprimido, °C
T_1	Temperatura na entrada do duto anular, °C
T_3	Temperatura na saída do duto anular, °C
T_4	Temperatura na entrada do tubo de referência, °C
T_5	Temperatura na luva 3 do tubo de referência, °C
T_6	Temperatura na saída do tubo de referência, °C
u	Incerteza relativa, %
U_{RC}	Velocidade ascendente da bolha, m/s
V_a	Volume de água na seção de teste, m ³
V_B	Volume da bolha de Taylor, m ³
V_{BT}	Velocidade da bolha de Taylor, m/s
V_{gL}	Velocidade relativa entre as fases gasosa e líquida, m/s
V_{gJ}	Velocidade de deslizamento entre a fase gasosa e a velocidade da mistura, m/s
$\tilde{V}_{gj}$	Velocidade de deslizamento ponderada, m/s
V_{Lg}	Velocidade relativa entre as fases líquida e gasosa, m/s
V_{lJ}	Velocidade de deslizamento entre a fase líquida e a velocidade da mistura, m/s
V_g	Volume de gás na seção de teste, m ³
v_g	Velocidade <i>in situ</i> do gás, m/s
v_l	Velocidade <i>in situ</i> do líquido, m/s

V_o	Volume de óleo na seção de teste, m ³
V_T	Volume total da seção de teste, m ³
V_{ta}	Volume do reservatório de ar comprimido
w	comprimento do canal anular, m
W_m	Vazão mássica da mistura, kg/s
W_g	Vazão mássica da gás, kg/s
W_l	Vazão mássica de líquido, kg/s
x	Título mássico
X	Constante
y	comprimento da coluna de líquido acima do ponto de medição de velocidade de bolha de Taylor
z	posição axial na direção do escoamento, m

Letras gregas

δ_{MS}	Erro relativo médio
δ	Espessura de líquido, m
Δp	Perda de pressão, Pa
ΔP_{medido}	Perda de pressão total, Pa
ΔP_{atrito}	Perda de pressão por fricção, Pa
Δt_{df}	Defasagem temporal de ondas dinâmicas, s
$\frac{\partial P}{\partial z}$	Gradiente de pressão total, Pa/m
$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_A$	Gradiente de pressão aceleracional, Pa/m
$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{exp}$	Gradiente de pressão total obtido experimentalmente(medido), Pa/m

$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_F$	Gradiente de pressão por fricção, Pa/m
$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_G$	Gradiente de pressão gravitacional, Pa/m
$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{mo}$	Gradiente de pressão total previsto pelo modelo de mistura, Pa/m
ε	Fração volumétrica média
ε_a	Fração volumétrica de água
ε_{exp}	Fração volumétrica obtido experimentalmente (medido)
ε_g	Fração volumétrica de gás
ε_{g-max}	Fração de vazio crítico de transição de padrão de escoamento
ε_{g-ls}	Fração de vazio no pistão líquido
ε_{g-sb}	Fração de vazio acima da seção pistonado-bolha
ε_l	Fração volumétrica de líquido
ε_{mo}	Fração volumétrica previsto pelo modelo de mistura
ε_o	Fração volumétrica de óleo
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
μ_a	Viscosidade dinâmica da água, Pa.s
μ_g	Viscosidade dinâmica do gás, Pa.s
μ_m	Viscosidade dinâmica de mistura, Pa.s
μ_o	Viscosidade dinâmica do óleo, Pa.s
μ_1	Faixa 1 de viscosidade dinâmica de óleo: $40 \leq \mu \leq 100$, mPa.s
μ_2	Faixa 2 de viscosidade dinâmica de óleo: $100 \leq \mu \leq 225$, mPa.s
μ_3	Faixa 3 de viscosidade dinâmica de óleo: $250 \leq \mu \leq 400$, mPa.s
ν	Viscosidade cinemática, m ² /s
ρ	Densidade, kg/m ³

ρ_a	Densidade da água, kg/m ³
ρ_g	Densidade do gás, kg/m ³
ρ_l	Densidade do líquido, kg/m ³
ρ_m	Densidade de mistura, kg/m ³
ρ_o	Densidade do óleo, kg/m ³
ρ_{ta}	Densidade de ar no reservatório de ar comprimido, kg/m ³
σ	Tensão superficial, N/m
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede, Pa;
θ	Inclinação

Subíndices

a	água
C	Anular externo (relacionado ao diâmetro)
l	Fase líquida
g	Fase gasosa
m	Mistura
o	Óleo
T	Anular interno (relacionado ao diâmetro)

Adimensionais

$N_{Ar} = \frac{\rho_l [\sigma]^{3/2}}{[\mu_l^4 g (\rho_l - \rho_g)]^{1/2}}$	Número de Arquimedes
$N_{E\delta} = \frac{g L^2 (\rho_l - \rho_g)}{\sigma}$	Número de Eotvos
$N_{\mu} = \frac{[g L^3 (\rho_l - \rho_g) \rho_l]^{1/2}}{\mu_l}$	Índice de viscosidade inversa

$$Re = \frac{Gd}{\mu}$$

Número de Reynolds

$$Re_m = \frac{DJ\rho_m}{\mu_m}$$

Número de Reynolds da mistura

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	31
1.1 Objetivos.....	35
1.2 Organização do Trabalho	36
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	39
2.1 Escoamentos bifásicos	39
2.1.1 Definições de um escoamento bifásico	40
2.1.2 Padrões de escoamentos em escoamento gás-líquido (vertical e horizontal).....	42
2.1.3 Modelos cinemáticos (homogêneo e mistura).....	48
2.2 Escoamentos gás-líquido em duto anular	54
2.2.1 Estudos em duto anular	58
2.2.2 Critérios de transição de padrão de escoamento em duto anular	69
2.3 Escoamento Trifásico	76
2.3.1 Inversão de fase em escoamento trifásico	77
CAPÍTULO 3 - APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS	81
3.1 Instalações Experimentais.....	81
3.1.1 Medição de vazão volumétrica.....	86
3.2 Seções de Teste	89
3.2.1 Duto Anular.....	90
3.2.2 Tubo de Referência	94
3.2.3 Aparato experimental “poço invertido”	97
3.3 Sistema de Aquisição.....	99
3.4 Metodologia	100
3.4.1 Medição de Fração Volumétrica.....	101
3.4.2 Medição de queda de pressão	106
3.4.3 Medição da Velocidade da bolha de Taylor.....	107
3.5 Procedimento Experimental.....	109

3.5.1	Escoamento Gás-líquido.....	110
3.5.2	Inversão de Fase em escoamento Trifásico.....	111
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DE DADOS E RESULTADOS.....		117
4.1	Escoamento Monofásico.....	117
4.2	Escoamento bifásico	120
4.2.1	Tubo de referência.....	123
4.2.2	Duto anular.....	130
4.2.3	Comparação: duto anular versus tubo referência	134
4.3	Escoamento trifásico: Inversão de Fase.....	139
4.3.1.	Tubo vertical menor (Aparato experimental “poço invertido”, com diâmetro de 50 mm)	140
4.3.2	Tubo de Referência (95 mm)	146
4.3.3.	Duto anular (diâmetro hidráulico de 95 [mm])	151
4.3.4	Fração Volumétrica em escoamento trifásico	155
4.4	Velocidade da bolha de Taylor	163
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES		167
5.1	Trabalhos Futuros	168
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		171
APÊNDICE A- INCERTEZA EXPERIMENTAL.....		175
A.1	Área da seção de teste	177
A.1.2	Duto Anular.....	177
A.1.3	Tubo de Referência	178
A.2	Densidade do gás	181
A.3	Temperatura na seção de teste	182
A.4	Pressão na seção de teste.....	185
A.5	Velocidades superficiais	185
A.5.1	Velocidade superficial de líquido.....	186

A.5.2 Velocidade superficial de ar	187
A.6 Fração de volumétrica.....	188
A.6.1 Escoamento bifásico.....	188
A.6.2 Escoamento trifásico	189
A.7 Gradiente de pressão	191
A.8 Fator de atrito	192
A.9 Massa específica dos líquidos	192
APÊNDICE B- SEGURANÇA: TESTE HIDROSTÁTICO E VÁLVULAS DE	
SEGURANÇA.....	193
B.1 Teste Hidrostático	193
B.2 Equipamento	194
B.3 Pressurização das seções de teste	195
B.4 Válvulas de Alívio.....	195
APÊNDICE C- SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA E PROPRIEDADES	
DOS FLUIDOS.....	199
C.1 Propriedades dos Fluidos	199
C.2 Controle da temperatura do óleo	201

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

O petróleo, o carvão mineral e o gás natural são combustíveis fósseis, não renováveis, que passaram a ocupar grande relevância na matriz energética mundial com o advento da revolução industrial. Inicialmente, o carvão mineral se destacou como matéria prima na geração de energia, no entanto foi o petróleo que se estabeleceu como a principal fonte energética mundial e a previsão, segundo o relatório “*World energy outlook 2013*” da Agência Internacional de Energia (IEA, sigla em inglês), é que nas próximas décadas a matriz energética mundial continue composta basicamente por combustíveis fósseis, notadamente o petróleo (Figura 1.1).

Figura 1.1- Projeção da matriz energética mundial segundo IEA (International Energy Agency).

Na última década, o Brasil destacou-se no cenário mundial como potência energética devido à descoberta de hidrocarbonetos localizados em águas profundas (*offshore*). Para a extração de petróleo nesse ambiente são necessários grandes investimentos, principalmente devido à grande profundidade da lâmina d'água e a distância da costa brasileira, que eleva o custo de produção do petróleo, o que reflete diretamente na rentabilidade da produção do petróleo do “Pré-Sal Brasileiro”. No entanto, o atual cenário econômico mundial presenciou uma queda abrupta do preço do barril de petróleo, que atua em queda desde a cotação máxima

em 2014, quando era negociado a US\$ 115,00. Essa recessão na cotação do petróleo foi alavancada pelo aumento de produção, notadamente nas áreas de xisto dos Estados Unidos (EUA) e que foi agravada pelo excesso de oferta e recusa da Opep (Organização dos países exportadores de petróleo) em reduzir a meta de produção. Esse cenário tornou sensível a produção de petróleo em poços *offshore* no Brasil, cujo custo de produção por barril é superior aos preços operados pela Opep e equivalente ao do xisto norte-americano. Para reduzir custos de instalação e tornar a produção em poços brasileiros competitivos no mercado internacional, as petrolíferas, inclusive as atuantes no Brasil, investem continuamente em pesquisa com o propósito de melhorar a eficiência das técnicas de elevação artificial aplicadas à produção do petróleo.

Com a necessidade de explorar petróleo em larga escala e em diversos ambientes, *onshore* (produção em terra) e *offshore* (produção em alto mar), diversas técnicas artificiais de produção dessa *commodity* foram desenvolvidas e vem sendo aprimoradas com o decorrer dos anos. O primeiro processo de extração, conhecido como recuperação primária, consiste em produzir petróleo a partir da diferença de pressão do fundo de poço e a pressão fora do poço. No entanto, durante a vida útil do reservatório, a pressão de fundo de poço diminui devido ao esgotamento de hidrocarbonetos (petróleo e gás) presentes no reservatório, o que implica em uma redução da produtividade do poço. Para manter a produção dos poços, técnicas artificiais são comumente aplicadas para viabilizar a recuperação secundária do petróleo, dentre as quais se destacam: bombeio mecânico (BM), bombeio por cavidades progressivas (BCP), bombeio centrífugo submerso (BCS) e gas-lift (GL).

O bombeio mecânico (BM) é um método de elevação artificial muito utilizado, aplicado em campos terrestres (*onshore*) e com pouca profundidade, além de operar com baixas vazões. Utiliza uma unidade de bombeio não raro denominada “cavalo de pau mecânico” instalado na cabeça do poço, que promove um movimento alternativo que aciona uma bomba, através de transmissão por hastes, o que gera o bombeamento de fluidos do fundo do poço. Enquanto que BCP é o método que utiliza uma bomba de deslocamento positivo, do tipo cavidades progressivas, imersa no poço de petróleo; portanto, aplicado a poços de baixa profundidade. É comumente aplicado no bombeamento de fluidos viscosos e abrasivos.

O bombeamento centrífugo submerso (BCS) é normalmente aplicado à produção de poços profundos, como os poços *offshore*, com potencial de aplicação no “Pré-Sal” brasileiro, que produzem altas vazões. Nesse método, energia elétrica é fornecida ao fundo do poço através

de um cabo. A energia elétrica é convertida em energia mecânica através de um motor de subsuperfície que está acoplado a uma bomba centrífuga de múltiplos estágios através de um selo mecânico. Na bomba, a energia se converte em energia hidráulica, sob a forma de pressão em cada estágio, o que promove um gradiente de pressão favorável ao escoamento dos fluidos em direção à superfície. No entanto, a eficiência dessa técnica é prejudicada na presença de escoamento multifásico, especialmente com a presença de gás, que induz a formação do fenômeno de cavitação que é extremamente prejudicial a partes móveis da bomba centrífuga. Para evitar a presença de gás na bomba, podem ser empregados separadores gás-líquido, com separador gravitacional *shroud* invertido (Patente Petrobras, Figura 1.2). Como o petróleo é uma mistura complexa de hidrocarbonetos e gases, esse equipamento é utilizado na separação da parte gasosa do escoamento multifásico, o que permite aplicar o método BCS e manter elevada produtividade.

Figura 1.2-Separador Shroud invertido vertical, Souza et al. (2003).

O *gas-lift* é outra técnica de elevação artificial que se baseia na redução da componente gravitacional da perda de carga, que pode ser a componente preponderante em determinados escoamentos, como em escoamentos multifásicos ascendentes verticais. Uma redução relevante na queda de pressão é observada quando gás é injetado na parte inferior no tubo de

produção, o que provoca uma redução da densidade média do escoamento multifásico e estimula o aumento da produtividade do reservatório.

Em reservatórios reais é frequente a presença de água e óleo, bem como no tubo de produção, o que caracteriza escoamento óleo-água, pela formação de uma mistura composta de uma fase dispersa e uma fase dominante. Em escoamentos em que a água é a fase dominante, gotas de óleo ficam dispersas na água (O/W) e quando o óleo é a fase dominante, gotas de água ficam dispersas no óleo (W/O). O fenômeno conhecido como inversão de fase, observado normalmente em escoamento líquido-líquido, consiste na transição de (O/W) para (W/O), ou *vice-versa* (Descamps, 2007). Durante esse fenômeno, verifica-se um salto no gradiente de pressão total, decorrente do aumento da viscosidade da mistura e das perdas por cisalhamento viscoso, o que provoca um aumento indesejado da queda de pressão e da produção. Esse fenômeno é comum na indústria de petróleo, pois durante a vida de reservatório, o escoamento no tubo de produção pode variar de escoamento de óleo dominante para água dominante. Esse fenômeno também pode ser induzido quando se introduz o gás em uma mistura água-óleo, por exemplo através da utilização da técnica *gas-lift*. Estudos sobre inversão de fase em escoamento trifásico são escassos. Com óleos viscosos, são ainda mais escassos.

Diversos fenômenos envolvidos no transporte de petróleo, dentre os quais se destacam os escoamentos bifásicos óleo-gás, além da mistura dos três componentes, óleo, água e gás, ainda não são totalmente compreendidos, o que ocasiona o superdimensionamento de poços direcionais, geralmente aplicados em ambiente *offshore*. A presente pesquisa se propõe a auxiliar o setor, na coleta de novos dados experimentais em geometria anular e avaliação de equações de fechamento que possam ser utilizados para melhorar os códigos numéricos aplicados em projetos de poços de petróleo direcionais com BCS (Bombeamento Centrífugo Submerso), poços equipados com separadores gravitacionais de gás e poços que são preenchidos com telas de contenção de areia (“sand screen”), sendo esses exemplos de situações nas quais ocorre escoamento bifásico em geometria anular. O estudo do efeito da viscosidade do óleo sobre as propriedades do escoamento possibilita a correção de modelos existentes baseados em dados de produção de óleos leves. O dimensionamento correto da parte operacional do envelope de poços de petróleo é crucial para sua otimização e melhoramento da eficiência energética das operações. Um impacto direto desta pesquisa será a redução no superdimensionamento de poços de petróleos direcionais, além de gerar

informação inédita sobre escoamento multifásico em dutos anulares de grande diâmetro e sobre inversão de fase em escoamento trifásico com óleos viscosos.

1.1 Objetivos

O objetivo prático principal do presente estudo é avaliar o conceito de projeto baseado no diâmetro hidráulico, normalmente aplicado à modelagem de escoamentos bifásicos em duto de geometria anular. A avaliação dessa abordagem foi realizada a partir de experimentos executados em duas geometrias equivalentes: (i) duto anular e (ii) tubo de referência com diâmetro igual ao diâmetro hidráulico do duto anular. Para permitir a comparação direta entre as geometrias, dados globais de escoamento líquido-gás, em condições equivalentes, foram coletados para as duas geometrias. Esse estudo também se ateve a avaliar o interessante fenômeno da inversão de fase em escoamento trifásico ascendente vertical água-óleo-ar em três geometrias: duto anular com diâmetro hidráulico de 95 mm, no tubo de referência com diâmetro de 95 mm e tubo vertical menor com diâmetro de 50 mm (aparato experimental “poço invertido”). Outra questão analisada foi a velocidade da bolha de Taylor em duto anular e em líquido estagnado. A seguir, segue uma sintetização dos objetivos específicos:

- i. Levantamento de dados globais, como gradiente de pressão total e fração volumétrica, para escoamento ascendente vertical bifásico água-ar e óleo-ar para o duto de geometria anular concêntrico e para o tubo de referência em condições equivalentes, além de caracterização de padrões de escoamento para ambas as geometrias.
- ii. Levantamento de dados globais do escoamento ascendente vertical trifásico para três viscosidades de óleo, tais como queda de pressão e fração volumétrica das fases, em três geometrias (duto anular, tubo de referência e aparato experimental “poço invertido”) e ainda a caracterização de padrão de escoamento.
- iii. Realizar a medição da velocidade da bolha de Taylor no duto anular em dois meios estagnados, água e óleo, e comparar com previsões na literatura.
- iv. Avaliar as limitações do uso do conceito de diâmetro hidráulico em escoamento bifásico, através da comparação direta com dados de queda de pressão, fração volumétrica e padrão de escoamento, obtidos em condições equivalentes (para números de Reynolds próximos), para duto anular e o tubo de referência.

- v. De posse dos dados de escoamento em duto anular com óleo viscoso, propor correções para correlações de deslizamento (“drift flux”), para a previsão da fração volumétrica e queda de pressão total.
- vi. Avaliar os efeitos da velocidade superficial de ar, da viscosidade do óleo e da geometria no ponto de inversão de fase em escoamento ascendente vertical água-óleo-ar.

1.2 Organização do Trabalho

Essa dissertação está organizada em cinco capítulos.

No capítulo 2, definições de escoamento bifásico são apresentadas, além de uma revisão bibliográfica ampla dos principais estudos em escoamento bifásico líquido-gás em duto de geometria anular de grande diâmetro. Por fim, segue uma visão geral sobre trabalhos acadêmicos relacionados ao fenômeno de inversão de fase em escoamento líquido-líquido e líquido-líquido-gás.

No capítulo 3 descreve-se a instalação experimental, os instrumentos de medição e procedimentos experimentais utilizados. Os resultados do capítulo posterior foram obtidos a partir de experimentos executados em três seções de teste: duto anular, tubo de referência e aparato experimental “poço invertido”. Além disso, esse capítulo evidencia as principais alterações realizadas no Laboratório de Escoamento Multifásico Industriais (LEMI), da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP), implementadas para viabilizar o presente estudo. As principais alterações foram: modificação da razão de aspecto do duto anular (razão de aspecto de 0,4), instalação do sistema de controle de temperatura do óleo, fabricação e instalação do tubo de referência, além da modernização da instrumentação.

No capítulo 4, os principais resultados são apresentados em duas vertentes. A primeira apresenta resultados de escoamento bifásico líquido-gás coletados no duto anular e no tubo de referência. Nessa seção, dados globais de escoamento, como gradiente de pressão e fração volumétrica, são utilizados na avaliação do conceito de diâmetro hidráulico, enquanto que a segunda seção avalia a inversão de fase em escoamento ascendente vertical trifásico água-óleo-ar em três geometrias diferentes, descritas no capítulo 3. Os efeitos da viscosidade do

óleo, da velocidade superficial de ar e geometria no ponto de inversão de fase e no gradiente de pressão são discutidos.

As conclusões dessa dissertação e sugestões para trabalhos futuros são apresentados no capítulo 5.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

É apresentada nesse capítulo uma revisão bibliográfica relacionada ao escoamento ascendente vertical gás-líquido em duto de geometria anular de grandes dimensões. No entanto, inicialmente serão apresentadas algumas grandezas físicas, classificações e modelos que são usualmente aplicados na avaliação de escoamentos bifásicos, conforme apresentado por Wallis (1969).

Estudos a respeito de escoamento trifásico também serão apresentados, bem como estudos relacionados ao fenômeno de inversão de fase em escoamento líquido-líquido-gás, pois parte do presente estudo se ateve a investigar experimentalmente esse fenômeno em escoamento ascendente vertical.

2.1 Escoamentos bifásicos

Escoamento interno bifásico é um termo utilizado para descrever um escoamento interno onde duas fases ou componentes, podendo ser um único fluido ou não, escoam simultaneamente em um único duto. Uma situação típica onde se observa um escoamento gás-líquido de um único fluido é em trocadores de calor com mudança de fase, onde se verifica o escoamento concomitante das fases líquida e gasosa. Já o escoamento bifásico de água e óleo (líquido-líquido), presente na indústria de petróleo e petroquímica, representa um típico escoamento bifásico em que as duas fases são líquidas e imiscíveis. No caso do trocador de calor, ocorre o escoamento de único fluido, mas com a presença de dois estados físicos da matéria (líquido e vapor), enquanto que no escoamento líquido-líquido ocorre o escoamento de fluidos que estão no mesmo estado físico (líquido). No entanto, estabeleceu-se que ambos os escoamentos são denominados escoamentos bifásicos. Desse modo, tanto o escoamento gás-líquido ou líquido-líquido representam escoamentos bifásicos. O presente trabalho se propõe avaliar o escoamento ascendente vertical gás-líquido em duto de geometria anular e o termo escoamento bifásico (no presente texto) será utilizado como sinônimo de escoamento gás-líquido.

2.1.1 Definições de um escoamento bifásico

Com o objetivo de avaliar e caracterizar um escoamento interno bifásico, diversas grandezas físicas e classificações foram estabelecidas. Conforme Wallis (1969), serão apresentadas algumas grandezas físicas essenciais para definir um escoamento bifásico, como os conceitos de velocidade superficial, velocidade *in situ* e fração volumétrica das fases.

Considerando-se uma tubulação de seção transversal A na qual ocorre um escoamento bifásico gás-líquido com vazões volumétricas de líquido e gás, indicadas respectivamente por Q_l e Q_g , define-se como vazão volumétrica da mistura (Q_m) a soma da vazão volumétrica das fases líquida e gasosa, como sugerido pela equação (2.1). De maneira análoga, pode-se afirmar que a vazão mássica da mistura (W_m) é resultante do somatório da vazão mássicas da fase líquida (W_l) e da fase gasosa (W_g), como indicado pela equação (2.2). A relação entre vazão mássica e volumétrica é indicadas pelas equações (2.3) e (2.4), respectivamente associadas às fases líquidas e gasosas.

$$Q_m = Q_l + Q_g \quad (2.1)$$

$$W_m = W_l + W_g \quad (2.2)$$

$$Q_l = \frac{W_l}{\rho_l} \quad (2.3)$$

$$Q_g = \frac{W_g}{\rho_g} \quad (2.4)$$

Onde as densidades das fases líquida e gasosa estão representadas por ρ_l e ρ_g . Assim, define-se a velocidade superficial (J_l e J_g) de cada fase a partir da vazão volumétrica de cada fase e da área da seção transversal do tubo (A). A velocidade superficial da fase líquida é indicada pela equação (2.5), enquanto que a velocidade superficial da fase gasosa é indicada pela equação (2.6).

$$Q_l = \int J_l dA \quad (2.5)$$

$$Q_g = \int J_g dA \quad (2.6)$$

A velocidade superficial média de cada fase representa uma situação em que uma das fases escoar-se individualmente em toda área A da seção transversal. Portanto, as velocidades

superficiais médias das fases líquida e gasosa são indicadas, respectivamente, pelas equações (2.7) e (2.8).

$$J_l = \frac{Q_l}{A} \quad (2.7)$$

$$J_g = \frac{Q_g}{A} \quad (2.8)$$

Onde Q_l é a vazão volumétrica da fase líquida e Q_g é a vazão volumétrica da fase gasosa.

Outra grandeza essencial para avaliar um escoamento bifásico é a velocidade real de cada fase, ou velocidade *in situ*, que é definida como a vazão volumétrica da fase escoando pela área realmente ocupada. Representando por A_l e A_g a área média temporal ocupada pela fase líquida e gasosa, pode-se afirmar que a soma das duas áreas é a área da seção transversal do tubo A (equação 2.9), pois no escoamento bifásico as duas fases escoam simultaneamente no mesmo tubo. A velocidade *in situ* das fases líquida (v_l) e gasosa (v_g) são definidas com bases nas equações (2.10) e (2.11), respectivamente.

$$A = A_l + A_g \quad (2.9)$$

$$v_l = \frac{Q_l}{A_l} \quad (2.10)$$

$$v_g = \frac{Q_g}{A_g} \quad (2.11)$$

Uma grandeza adimensional, fundamental para definir um escoamento bifásico, é fração volumétrica *in situ* das fases. Muitos modelos utilizam essa grandeza para ponderar as propriedades físicas da mistura, como é o caso dos modelos cinemáticos que serão apresentados na sequência. As frações volumétricas das fases são consideradas frequentemente como médias espaciais e temporais locais, portanto as frações volumétricas das fases líquida (ε_l) e gasosa (ε_g) são definidas de acordo coma as equações (2.12) e (2.13).

$$\varepsilon_l = \frac{A_l \delta L}{A \delta L} = \frac{A_l}{A} \quad (2.12)$$

$$\varepsilon_g = \frac{A_g \delta L}{A \delta L} = \frac{A_g}{A} \quad (2.13)$$

A fração volumétrica da fase líquida (ε_l) também é conhecida como *holdup*, enquanto que a fração volumétrica de fase gasosa (ε_g) é designada como fração de vazio.

2.1.2 Padrões de escoamentos em escoamento gás-líquido (vertical e horizontal)

O escoamento bifásico é observado em diversas aplicações industriais, como é o caso no transporte de gás e óleo em poços de petróleo ou escoamento de vapor e água em tubos de caldeiras. Nas últimas décadas diversos estudos, como o trabalho de Taitel et al. (1980), foram realizados para compreender a fenomenologia associada a esses escoamentos. Misturas bifásicas gás-líquido em tubulações podem escoar em diversas configurações topológicas, chamadas padrões de escoamento ou regime de escoamento, que são determinadas pela dinâmica da estrutura interfacial entre as fases (Julia et al., 2011). Conforme Julia et al. (2011), o padrão de escoamento é função de diversos parâmetros, como as velocidades superficiais de gás e de líquido, propriedades físicas dos fluidos, da geometria e dimensão do canal de escoamento. Na Figura 2.1 são apresentados diversos padrões para o escoamento vertical ascendente em tubos. A principal motivação em avaliar o padrão de escoamento é a relação entre mudança no padrão de escoamento e alteração na queda de pressão, como reportado por Baker (1954) (*apud* Rouhani e Sohal, 1983). Observou-se experimentalmente uma mudança na queda de pressão, em escoamento horizontal em tubo, em razão de uma mudança no padrão de escoamento.

Em escoamentos internos, diferentes padrões de escoamento gás-líquido são observados em função da inclinação do duto, pois a força gravitacional exerce uma influência significativa na distribuição das fases líquida e gasosa no duto. Nas últimas décadas, diversas classificações foram propostas para escoamento horizontais e verticais; no entanto, para escoamentos ascendentes verticais gás-líquido, estabeleceu-se, conforme apresentado em Rouhani e Sohal (1983), os seguintes padrões de escoamento: bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante e anular (Figura 2.1). Essa classificação é aplicada no desenvolvimento de modelos fenomenológicos, cuja aplicação é associada à previsão de queda de pressão e fração volumétrica das fases.

Na Figura 2.1 é apresentado o padrão bolhas dispersas, observado em escoamentos com elevada velocidade superficial de líquido, que promove um escoamento em regime turbulento. A elevada turbulência, associada à elevada vazão volumétrica de líquido, promove a formação de pequenas bolhas esféricas da fase gasosa, formando uma condição em que a fase gasosa encontra-se dispersa na fase líquida contínua. Esse padrão de escoamento pode ser admitido como escoamento homogêneo e com a inexistência de escorregamento entre as fases

conforme Shoham (2006), pois o regime turbulento induz a uma distribuição homogênea da fase líquida e gasosa.

Figura 2.1-Padrões de escoamento gás-líquido na vertical ascendente apresentado por Rouhani e Sohal (1983), tradução livre.

O padrão bolhas é um padrão de escoamento que ocorre com baixa velocidade superficial de líquido, o que induz um escoamento menos turbulento do que o regime bolhas dispersas. Em escoamento ascendente vertical no regime bolhas a fase gasosa também se encontra dispersa na fase líquida, no entanto nesse escoamento verifica-se um escorregamento entre as fases líquida e gasosa, o que resulta em grandes valores de fração volumétrica de líquido (líquido *holdup*), conforme discutido em Shoham (2006). A menor turbulência do padrão bolhas promove um escoamento com a presença de bolhas maiores do que no outro padrão bolhas dispersas. No padrão bolhas, as bolhas podem apresentar o formato esférico, calota ou elíptico e possuem um movimento ascendente do tipo *zigzag*.

O padrão de escoamento pistonado em tubulações verticais (Figura 2.1) é reconhecido pela presença da chamada bolha de Taylor e possui uma simetria através do eixo da tubulação conforme Shoham (2006). A bolha de Taylor consiste em bolhas ascendentes com um formato de “bala de fuzil” e dimensão próxima ao diâmetro do tubo. Esse padrão possui uma característica intermitente; a bolha de Taylor é seguida de um “pistão” da fase líquida. Observa-se também um escoamento reverso de líquido entre a bolha de Taylor e a parede da tubulação. O líquido descendente penetra no pistão líquido e promove a formação de bolhas no pistão conforme apresentado na Figura 2.2. Na modelagem desse padrão de escoamento é

utilizado usualmente o conceito de célula unitária proposta por Wallis (1969). A Figura 2.2 ilustra a célula unitária composta pela bolha de Taylor e pistão líquido.

Figura 2.2-Célula unitária apresentada por Wallis (1969) para avaliar o padrão pistonado.

O padrão agitante é singular pela sua natureza caótica, caracterizado por movimento oscilatório da fase líquida conforme discutido em Shoham (2006). Esse padrão de escoamento é observado em maior velocidade superficial de gás em relação ao padrão pistonado. A elevada velocidade da fase gasosa promove a ruptura dos pistões de líquido, o que desencadeia um escoamento reverso de líquido que se funde com o próximo pistão líquido. Assim, esse padrão de escoamento é desordenado, ao contrário do regime pistonado, que possui a célula unitária, e é caracterizado por um escoamento ora co-corrente ora contra-corrente.

No padrão anular observa-se o escoamento da fase gasosa com alta velocidade na região central da tubulação com gotas de líquido entranhadas, enquanto que um filme líquido escoar com velocidade inferior junto à parede da tubulação formando um anel líquido. A fase líquida se torna a fase dispersa e a fase gasosa a fase contínua. Esse padrão de escoamento é observado em elevadas velocidades superficiais de gás. Este padrão pode ser dividido em anular liso ou ondulado.

Um instrumento muito utilizado para avaliar escoamento bifásico é denominado mapa de padrão de escoamento, no qual é apresentado o padrão de escoamento em função de uma determinada condição de escoamento. O sistema de coordenadas bidimensional mais aceito utiliza o conceito de velocidades superficiais das fases líquida e gasosa, no qual o eixo das abscissas é associado à velocidade superficial de gás, enquanto que o eixo da ordenada é associado à velocidade superficial de líquido (Figura 2.3). Portanto, a partir dos dados de

velocidades superficiais das fases líquida e gasosa é possível determinar o padrão de escoamento. Analisando a Figura 2.3, constata-se que cada padrão de escoamento é delimitado por região de transição, a qual delimita a região em que determinado padrão de escoamento ocorre (linhas escuras apresentadas na Figura 2.3). A previsão das fronteiras de transição de padrão de escoamento tem sido foco de diversos estudos, como exemplo o trabalho de Taitel et. al. (1980) que realizou contribuições significativas nesse âmbito. A grande contribuição do trabalho de Taitel et. al. (1980) foi estabelecer critérios de transição, considerando mecanismos físicos e fenomenológicos, para diversos padrões em escoamento ascendente vertical gás-líquido.

Figura 2.3-Carta de fluxo de escoamento vertical ascendente gás-líquido de Taitel et al. (1980), tradução livre.

Segundo Taitel et al. (1980), a transição do padrão bolhas para o padrão pistonado em escoamento vertical é função, entre outras, das propriedades físicas das fases conforme a equação (2.14), enquanto que a transição do padrão bolhas para o padrão bolhas dispersas possui dependência, além das propriedades físicas, do diâmetro da tubulação, conforme equação (2.15).

$$J_l = 3J_g - 1,15 \left[\frac{g\sigma(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.14)$$

$$J_l + J_g = 4 \left\{ \frac{D^{0,429} \left(\frac{\sigma}{\rho_l} \right)^{0,089}}{\nu_l^{0,072}} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l} \right]^{0,446} \right\} \quad (2.15)$$

Onde g é aceleração gravitacional, σ é a tensão superficial, D é o diâmetro da tubulação, ρ_l é a densidade do líquido, ρ_g é a densidade do gás e ν_l é a viscosidade cinemática do líquido.

A transição do padrão pistonado para o padrão agitante em escoamento vertical é função da aceleração gravitacional (g), do diâmetro da tubulação (D) e do comprimento de mistura, l_e , (comprimento de desenvolvimento), conforme Eq. (2.16).

$$\frac{l_e}{D} = 40,6 \left(\frac{J_g + J_l}{\sqrt{gD}} + 0,22 \right) \quad (2.16)$$

O critério de transição do padrão de bolhas dispersas para o padrão agitante, segundo Taitel et. al (1980), é expresso pela Eq. (2.17), enquanto que o critério de transição do padrão agitante para o padrão anular é dado pela Eq. (2.18).

$$J_l = 0,923 J_g \quad (2.17)$$

$$3,1 = \frac{J_g \rho_g^{1/2}}{[\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{1/4}} \quad (2.18)$$

A capacidade de previsão do padrão de escoamento é desejável em muitas aplicações industriais, segundo Rohani e Sohal (1983), o que demonstra a importância do trabalho de Taitel et al.(1980). No caso de longas linhas de distribuição de óleo, o padrão pistonado deve ser evitado devido a riscos associados à ocorrência de “golpes de aríetes”, que podem ocasionar danos à tubulação. Em alguns processos químicos, o aumento da área de contato é desejável com o objetivo de aumentar o processo de reação dos reagentes. Em tais processos, o padrão bolhas dispersas fornece máxima área de contato, sendo, portanto, o padrão de escoamento desejável, pois aumenta a reação entre as fases líquida e gasosa (Rohani e Sohal , 1983). Esses exemplos de aplicações do conceito de padrão de escoamento em escoamento bifásico demonstram a importância da previsão do padrão de escoamento e dos fenômenos associados à transição de padrão de escoamento.

Em escoamentos gás-líquido em tubos horizontais as fases líquida e gasosa se arranjam em outros padrões de escoamento, quando comparados com os regimes observados em escoamentos ascendentes verticais. A Figura 2.4 apresenta os padrões de escoamento observados em escoamentos horizontais, conforme Rohani e Sohal (1983). Os seguintes padrões são apresentados: bolhas, bolhas alongadas, pistonado, estratificado, estratificado ondulado e anular. Constata-se que o efeito da força gravitacional influencia na disposição das

fases líquidas e gasosa no escoamento, situação na qual a fase mais densa (fase líquida) ocupa a parte inferior da tubulação, majoritariamente.

Figura 2.4-Padrões de escoamento gás-líquido na posição horizontal (Rouhani e Sohal, 1983).

O padrão bolhas em escoamento horizontal é identificado por pequenas bolhas escoando de maneira assimétrica na tubulação devido à ação da força de gravidade. Essa assimetria das disposições das bolhas é a principal diferença desse padrão em comparação com seu padrão correlato na inclinação vertical.

O padrão bolhas alongadas é definido pela presença de bolhas longas situadas na parte superior do tubo, devido à gravidade, e de dimensão da ordem do diâmetro da tubulação. Pode ser considerado um padrão intermitente.

O padrão pistonado é um padrão intermitente e possui a presença de um pistão líquido, assim como no escoamento vertical. As bolhas, mais longas, tendem a ficar na parte superior da tubulação, o que caracteriza uma assimetria no escoamento.

O padrão estratificado é observado a baixas vazões das fases. As fases escoam segregadas, com a presença de líquido na parte inferior da tubulação e o gás na parte superior. A interface pode ser considerada lisa, apesar da presença de ondas interfaciais longas.

O padrão estratificado ondulado caracteriza-se pela presença de uma interface ondulada devido ao aumento da vazão de gás; no entanto, as fases ainda permanecem segregadas.

O padrão anular é observado quando a vazão de ar chega a elevados patamares, situação em que se observa o escoamento de um núcleo gasoso. O líquido escoar nas bordas da tubulação formando um anel assimétrico, mais espesso na parte de baixo da tubulação.

2.1.3 Modelos cinemáticos (homogêneo e mistura)

Diversas abordagens matemáticas são utilizadas para modelar escoamentos bifásicos. Os principais modelos aplicados na avaliação desse escoamento são: modelo de dois fluidos e modelos cinemáticos. O modelo de dois fluidos é mais complexo e exige a descrição das interações interfaciais de massa, quantidade de movimento e energia. Já os modelos cinemáticos são modelos simplificados que estabelecem o deslizamento, s , entre as fases gasosa e líquida ($s = v_G/v_L$). Os principais modelos cinemáticos são: modelo homogêneo, modelo de fases separadas e modelos de deslizamento. Neste trabalho, pretendem-se avaliar o escoamento gás-líquido através do modelo de mistura, que utiliza modelos de deslizamento. A seguir, são apresentados os modelos homogêneo e de mistura.

Modelo Homogêneo

O modelo homogêneo é um modelo de escoamento bifásico que utiliza o conceito de pseudo-fluido, que considera que as fases se comportam como um fluido monofásico, mas com propriedades físicas ponderadas pela fração volumétrica de cada fase. De maneira mais ampla, esse modelo desconsidera o deslizamento entre as fases e considera que o escoamento é isotérmico.

Adiante, seguem, respectivamente as equações de balanço unidimensional de massa, quantidade de movimento e energia para escoamento bifásico em regime permanente, considerando A área de seção transversal, P o perímetro molhado, p a pressão, τ_w a tensão cisalhante na parede e θ a inclinação com a vertical.

$$W_m = \rho_m J A = G A = \text{constante} \quad (2.19)$$

$$W_m \frac{dJ}{dz} = -A \frac{dp}{dz} - P \tau_w - A \rho_m g \cos \theta \quad (2.20)$$

$$W_m \frac{d}{dz} \left(h + \frac{J^2}{2} + g z \cos \theta \right) = \frac{dq}{dz} \quad (2.21)$$

Onde W_m é a vazão mássica da mistura, ρ_m é a densidade da mistura, g é aceleração da gravidade, h é a entalpia e J é a velocidade da mistura (Eq. 2.22) definida como a soma da velocidade superficial de líquido (J_l) e gás (J_g)

$$J = J_l + J_g \quad (2.22)$$

Rearranjando o balanço de quantidade de movimento obtemos:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{P}{A}\tau_w - \frac{W}{A}\frac{dJ}{dz} - \rho_m g \cos \theta \quad (2.23)$$

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_F + \left(\frac{dp}{dz}\right)_A + \left(\frac{dp}{dz}\right)_G \quad (2.24)$$

Onde $J = J_l + J_g$, $G = (W_l + W_g)/A$ e q é a taxa de transferência de calor. Observa-se que o gradiente de pressão total (Eq. 2.24) é dividido em três componentes: componente de fricção (F), aceleração (A) e gravitacional (G).

O gradiente de pressão por fricção, para um tubo, pode ser obtido a partir da Eq. (2.25) (Shoham, 2006).

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{2}{D}C_f\rho_m J^2 = \frac{2}{D}C_f \frac{G^2}{\rho_m} \quad (2.25)$$

Onde, D é o diâmetro da tubulação, J é a velocidade superficial da mistura, ρ_m é densidade da mistura e C_f é o fator de atrito de Fanning (Shoham, 2006). O fator de atrito turbulento de Blasius (Fox et al., 2004), aplicada a tubo liso, é muito utilizada devido à sua simplicidade no cálculo, conforme mostra a Eq. (2.26).

$$C_f = 0,079Re^{-0,25} \quad (2.26)$$

Onde Re é o número de Reynolds para a mistura bifásica dada pela Eq. (2.27).

$$Re = \frac{DJ\rho_m}{\mu_m} \quad (2.27)$$

Segundo Wallis, 1969 o gradiente de pressão aceleracional pode obtido pela Eq. (2.28):

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = G^2 \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \frac{dx}{dz} - \frac{G^2}{\rho_m^2} \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial p} \right)_x \frac{dp}{dz} - \frac{G^2}{\rho_m A} \frac{dA}{dz} \quad (2.28)$$

Finalmente, a Eq. (2.29) fornece uma expressão para o cálculo do gradiente de pressão total:

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\rho_m g \cos \theta + \frac{2 C_f G^2}{\rho_m D} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \frac{dx}{dz} - \frac{G^2}{\rho_m A} \frac{dA}{dz}}{1 - M^2} \quad (2.29)$$

Onde x indica o título em massa associado ao processo de mudança de fase. No caso do escoamento bifásico avaliados no presente estudo, pode-se desprezar o fenômeno de mudança de fase. M indica o número de Mach, que é definido pela Eq. (2.30).

$$M = \frac{J}{c} \quad (2.30)$$

Onde J é a velocidade superficial da mistura e c indica a velocidade do som na mistura bifásica.

As propriedades do pseudo-fluido são determinadas a partir da densidade da mistura bifásica dada pela Eq. (2.31) e da viscosidade dinâmica da mistura bifásica, apresentada em Wallis (1969), dada pela Eq. (2.32). A densidade e viscosidade da mistura são ponderadas pelas frações volumétricas das fases líquida e gasosa, respectivamente ε_l e ε_g .

$$\rho_m = (1 - \varepsilon_g) \rho_l + \varepsilon_g \rho_g \quad (2.31)$$

$$\mu_m = (1 - \varepsilon_g) \mu_l + \varepsilon_g \mu_g \quad (2.32)$$

A previsão de fração de vazio, ε_g , segundo modelo homogêneo pode ser obtida partindo do princípio de que as fases não possuem deslizamento, e, portanto escoam com uma única velocidade *in situ* (Eq. 2.33), logo podemos concluir que:

$$v_l = v_g = J \rightarrow \frac{J_l}{1 - \varepsilon_g} = \frac{J_g}{\varepsilon_g} \quad (2.33)$$

A partir da Eq. (2.33), pode-se obter a fração de vazio, ε_g , dada pela Eq. 2.34. Conclui-se que a previsão fornecida pelo modelo homogêneo para fração de vazio é função da velocidade superficial de líquido, J_l , e da velocidade superficial de gás, J_g . Assim, a estimativa da fração de vazio é simples, pois em geral para escoamento gás-líquido J_g e J_l são conhecidos.

$$\varepsilon_g = \frac{J_g}{J_l + J_g} \quad (2.34)$$

Modelo de Mistura

O modelo de deslizamento considera o movimento relativo entre as fases, o que permite prever com maior precisão a fração volumétrica das fases. Esse modelo é utilizado

para modelar o escoamento vertical no padrão bolhas, escoamento pistonado, escoamento gás-líquido em nevoa e escoamento fluido-partículas. Como esse modelo avalia o deslizamento entre as fases, é adequado introduzir as seguintes grandezas: Velocidade relativa das fases, V_{gL} e V_{Lg} , velocidade de deslizamento, V_{lj} e V_{gj} , e fluxo de deslizamento.

A velocidade relativa das fases é uma grandeza que avalia o quanto uma fase escoar mais rápida ou mais lentamente que a outra fase. É muito útil para avaliar o deslizamento médio entre as fases e é definida pela Eq. (2.35):

$$V_{gL} = v_g - v_L = -V_{Lg} \quad (2.35)$$

A velocidade de deslizamento é utilizada para avaliar a diferença de velocidade de uma das fases em relação à velocidade da mistura. O deslizamento da fase líquida e gasosa são fornecidas, respectivamente pelas Eq. (2.36) e Eq. (2.37).

$$V_{lj} = v_L - J \quad (2.36)$$

$$V_{gj} = v_g - J \quad (2.37)$$

A fração de vazio volumétrica média segundo o modelo de mistura é dada pela Eq. (2.38):

$$\varepsilon_g = \frac{J_g}{J} - \frac{J_{gl}}{J} \quad (2.38)$$

Onde J_{gl} é o fluxo de deslizamento definido pela Eq. (2.39):

$$J_{gl} = \varepsilon_g(v_g - J) \quad (2.39)$$

Modelos como o de Zuber e Findlay (1965) consideram a possibilidade de uma não uniformidade cinemática e na fração de fase local na seção transversal da tubulação. Multiplicando pela fração de vazio local, ε_g , ambos os lados da Eq. (2.37), e realizando uma média na seção, temos:

$$\langle \varepsilon_g V_{gj} \rangle = \underbrace{\langle \varepsilon_g v_g \rangle}_{J_g} - \langle \varepsilon_g J \rangle \quad (2.40)$$

Zuber e Findlay (1965) definiram dois parâmetros: (i) a velocidade de deslizamento ponderada $\tilde{V}_{gj}$ definido pela Eq. (2.41), que considera o deslizamento entre as fases, e o parâmetro de distribuição C_0 definido pela Eq. (2.42), que considera efeitos bidimensionais dos escoamentos bifásicos. Esse modelo agrega a informação das distribuições das fases na

seção do tubo. Esses parâmetros são obtidos experimentalmente e estão relacionados com o padrão de escoamento do escoamento bifásico.

$$\tilde{V}_{gj} = \frac{\langle \varepsilon_g V_{gj} \rangle}{\langle \varepsilon_g \rangle} \quad (2.41)$$

$$C_0 = \frac{\langle \varepsilon_g J \rangle}{\langle \varepsilon_g \rangle \langle J \rangle} \quad (2.42)$$

Manipulando as Eq. (2.40), Eq. (2.41) e Eq. (2.42) obtêm-se a Eq. (2.43) que prevê a fração de vazio de escoamento bifásico.

$$\varepsilon_g = \frac{\frac{J_g}{J}}{C_0 + \frac{\tilde{V}_{gj}}{J}} \quad (2.43)$$

Onde J é a velocidade superficial da mistura, J_g é a velocidade superficial do gás, C_0 é o parâmetro de distribuição e $\tilde{V}_{gj}$ é a velocidade de deslizamento.

A Eq. (2.43) pode ser manipulada para se obter a Eq. (2.44). Assim, obtêm-se a velocidade *in-situ* do gás, v_g , em função da velocidade superficial da mistura, J .

$$\frac{J_g}{\varepsilon_g} = C_0 J + \tilde{V}_{gj} \quad (2.44)$$

$$v_g$$

A Eq. (2.44) mostra a relação linear existente entre a velocidade da mistura e a velocidade *in situ* do gás, conforme apresentado na Figura 2.5.

Figura 2.5-Velocidade in situ do gás em função da velocidade superficial de mistura.

A velocidade de deslizamento é dependente do padrão de escoamento. Ishii (1977) propôs as Eq. (2.45), Eq. (2.46) e Eq. (2.47) para a previsão da velocidade de deslizamento dos padrões de escoamento bolhas, agitante e pistonado, respectivamente.

Para o padrão bolhas

$$V_{gj} = \sqrt{2} \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_l^2} \right)^{\frac{1}{4}} (1 - \varepsilon_g)^{7/4} \quad (2.45)$$

Para o padrão agitante

$$V_{gj} = \sqrt{2} \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_l^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.46)$$

Para o padrão pistonado

$$V_{gj} = 0,35 \sqrt{\left(\frac{g D_H \Delta \rho}{\rho_l} \right)} \quad (2.47)$$

Na literatura existem diversos modelos para a previsão do coeficiente de distribuição. Na Tabela 2.1, são apresentados diversos modelos para C_0 .

Tabela 2.1-Valores para coeficiente de distribuição.

Autores	Geometria	Coeficiente de distribuição
Ishii (1975)	Circular	$C_0 = 1,0 + 0,2 \left(1 - \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \right) \text{sen} \theta$ Eq. (2.48)
Mishima e Ishii (1984)	Circular	$C_0 = 1,2 - 0,2 \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}$ Eq. (2.49)
Clark e Flemmer (1986)	Circular	$C_0 = \frac{0,93 J_L + 1,95 J_g}{J}$ Eq. (2.50)
Petalas e Aziz (1998)	Qualquer geometria	$C_0 = (1,64 + 0,12 \text{sen} \theta) \left(\frac{J_L D}{\mu_l} \right)^{-0,031}$ Eq. (2.51)
Hibiki e Mishima (2001)	Retangular	$C_0 = 1,35 - 0,35 \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}$ Eq. (2.52)
Hibiki e Ishii (2003)	Circular	$C_0 = \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} + \left(1 - \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \right) e^{0,475 \left(\frac{J_g}{J_L} \right)^{1,69}}$ Eq. (2.53)

2.2 Escoamentos gás-líquido em duto anular

Escoamento em duto de geometria anular é caracterizado por ser um escoamento interno que ocorre entre duas tubulações circulares, os fluidos escoam através da região anular delimitada pela parede interna do tubo externo e pela parede externa do tubo interno, conforme apresentado na Figura 2.6. Segundo Caetano et al. (1992a), dois parâmetros são usualmente aplicados na caracterização da geometria anular: Razão de aspecto, indicada por K , e a excentricidade, indicada por e . A razão de aspecto é um parâmetro que relaciona o diâmetro externo do tubo interno, indicado por D_T , e o diâmetro interno do tubo externo, indicado por D_C , conforme a Eq.(2.54). A excentricidade é um parâmetro que está associado com a posição do centro do tubo interno no eixo y , como observado na Figura 2.9. Assim, a excentricidade é dada pela Eq.(2.55), onde DBC é a distância no eixo y entre os centros das tubulações interna e externa. A Figura 2.9 mostra uma seção da configuração anular para o caso concêntrico ($e = 0$) e totalmente excêntrico ($e = 1$), para uma mesma razão de aspecto.

$$K = \frac{D_T}{D_C} \quad (2.54)$$

$$e = \frac{2 DBC}{D_C - D_T} \quad (2.55)$$

Figura 2.6-Configuração anular estudada por Caetano et al. (1992.a).

A modelagem mais comum em duto anular utiliza o conceito de diâmetro hidráulico, que corresponde à razão entre quatro vezes a área de escoamento e o perímetro molhado. Para a geometria anular, a área de escoamento equivale à área de uma coroa circular, associada à área compreendida entre a tubulação externa e interna, enquanto que o perímetro molhado é

dado pela soma do perímetro do tubo externo e interno. Portanto, o diâmetro hidráulico para duto anular concêntrico pode ser definido pela Eq. (2.56).

$$D_H = \frac{4A}{P} = \frac{\frac{4\pi(D_C^2 - D_T^2)}{4}}{\pi D_C + \pi D_T} = D_C - D_T \quad (2.56)$$

Segundo Caetano et al. (1992.a) a aplicação do conceito de diâmetro hidráulico à modelagem de escoamento em duto anular não é sempre adequada. Omurlu e Ozbayoglu (2007) introduziram o conceito de “Diâmetro representativo” aplicado à duto anular totalmente excêntrico. O diâmetro representativo é obtido através de relação de área da coroa circular, associado ao escoamento em duto anular, e da área de um tubo com área equivalente a área da coroa circular. A Eq.(2.57) apresenta a relação do diâmetro tubo equivalente com os diâmetros externo (D_C) e interno (D_T) de um duto anular.

$$D_R = \sqrt{D_C^2 - D_T^2} \quad (2.57)$$

Sadatom et al. (1982) propuseram a utilização do conceito do diâmetro equiperiférico para modelagem de duto anular, conforme apresentado na Eq.(2.58). Outra abordagem é o diâmetro apresentado por Sas-Jaworsky (1998) dada pela Eq. (2.59).

$$D_{ep} = \frac{\text{perímetro molhado}}{\pi} = D_C + D_T \quad (2.58)$$

$$D_{h,Sas-Jaworsky} = \frac{(D_C^2 + D_T^2) - \frac{(D_C^2 - D_T^2)}{\ln\left(\frac{D_C}{D_T}\right)}}{D_C - D_T} \quad (2.59)$$

Na próxima seção, são apresentados os principais estudos relacionados ao escoamento gás-líquido em duto anular de grande diâmetro. Segundo Schlegel et al. (2014), um canal ou duto é classificado como de “grande dimensão” ou de “pequena dimensão” através da avaliação do conceito de diâmetro hidráulico adimensional, que avalia o efeito de capilaridade e é definido pela Eq. (2.60).

$$D_H^* = \frac{D_H}{\sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}}} \quad (2.60)$$

Onde D_H é o diâmetro hidráulico do duto, g é a aceleração da gravidade, $\Delta\rho$ é a diferença de densidades das fases, σ é a tensão superficial. Segundo Schlegel et al. (2014), dutos como diâmetro hidráulico adimensional menor que 18,5 ($D_H^* < 18,5$) são considerados como de “pequena dimensão”, devido a existência de bolha de Taylor estável que ocupam

toda seção do canal, enquanto dutos com diâmetro hidráulico adimensional superior a 18,5 ($D_H^* > 18,5$) são considerados dutos de grande diâmetro. Em duto de grande diâmetro a bolha de Taylor não ocupa toda seção transversal (Julia e Hibiki, 2011). No presente estudo, os diâmetros adimensionais são $D_H^* = 34,6$ e $D_H^* = 38,5$, respectivamente para os escoamentos água-ar e óleo-ar.

Padrão de escoamento

A Figura 2.7 apresenta os padrões de escoamento típicos em escoamento gás-líquido de duto de geometria anular vertical. Além do trabalho de Caetano et al. (1992 a), pioneiro na classificação de padrão de escoamento nessa geometria, destaca-se o trabalho de Julia et al. (2011) que propuseram uma classificação similar a Caetano et al. (1992 a), conforme apresentado na Figura 2.7.

Figura 2.7-Padrões de escoamento em duto anular observado por Julia e Hibiki (2011): a) Padrão bolhas, b) Padrão pistonado tipo cap, c) Padrão agitante e d) Padrão anular.

Padrão Bolhas

Segundo Caetano et al. (1992a) e Julia e Hibiki (2011), o padrão bolhas em duto anular é caracterizado como a fase líquida como fase contínua enquanto que a fase dispersa é composta por bolhas de ar dispersas na fase contínua. Caetano et al. (1992a) define o subpadrão bolhas dispersas. Esse escoamento é análogo ao encontrado em tubos verticais como observado na Figura 2.7a.

Padrão Pistonado Clássico e Padrão Pistonado tipo Cap

O clássico padrão de escoamento pistonado em escoamento ascendente vertical em duto circular é caracterizado pelo escoamento de bolha de Taylor, com diâmetro próximo ao diâmetro da seção de teste (Taitel et al., 1980). Schlegel et al. (2009) avaliou escoamento vertical em tubos circulares de “grande diâmetro” e reportou a não ocorrência da bolha de Taylor em escoamento verticais de grande dimensão. Assim, estabeleceu um diâmetro crítico a partir do qual não é possível mais verificar a presença da clássica bolha de Taylor em tubos. Caetano et al. (1992.a) estudou escoamento gás-líquido em duto vertical e observou o escoamento pistonado, no entanto reportou que a típica bolha de Taylor, que ocupa toda seção em tubos circulares, não fora observada. No entanto, Julia e Hibiki (2011) que avaliou escoamento vertical gás-líquido em duto anular vertical, admite critérios para a ocorrência da bolha de Taylor nessa geometria.

Para Julia e Hibiki (2011) a clássica bolha de Taylor, que ocupa quase que totalmente a seção anular, é observada em condições de líquido estagnado ou em escoamento gás-líquido em que o perímetro anular médio, $P_{médio}$, é menor que o limite de bolha distorcida (*distorted bubble limit*), $D_{d,max}$, dada por Ishii (1977) e pela Eq.(2.62). O perímetro anular médio é definido pela Eq. (2.61).

$$P_{médio} = \pi \frac{(D_T + D_C)}{2} \quad (2.61)$$

$$D_{d,max} = 4 \sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}} \quad (2.62)$$

Onde D_C é o diâmetro interno do tubo externo do duto anular, D_T é o diâmetro externo do tubo interno do duto anular, g é aceleração gravitacional, σ é a tensão superficial, $\Delta\rho$ é a diferença das densidades das fases. Portanto, segundo Julia e Hibiki (2011) o padrão pistonado clássico é observado se $P_{médio} < D_{d,max}$. No entanto, se $P_{médio} > D_{d,max}$ a bolha de Taylor não pode cobrir toda seção de teste, como reportado por Caetano et al. (1992a). Portanto, para essa condição não é possível distinguir um escoamento pistonado definido, sendo, portanto definido um escoamento intermediário entre bolhas *cap* e pistonado, como observado em tubos circulares de grande diâmetro (Schlegel et al., 2009). Julia et al. (2009) sugeriu a expressão regime *cap*-pistonado para esse padrão de escoamento.

No presente estudo, as dimensões geométricas utilizadas nos experimentos fornecem um perímetro anular médio, $P_{médio} = 0,338$ (m), enquanto que o limite de bolhas de distorcidas

para escoamento água-ar e óleo-ar são, respectivamente, $D_{d,max} = 0,011$ (m) e $D_{d,max} = 0,010$ (m). Portanto, segundo o critério de Julia e Hibiki (2011) não é possível observar a clássica bolha de Taylor na geometria do presente estudo. No entanto, foi observado no presente estudo a presença da bolha de Taylor com líquido estagnado e fluido viscoso.

Padrão Agitante

O escoamento anular em duto anular é um regime caótico caracterizado por movimento oscilatório do líquido, ora descendente ora ascendente, conforme argumentado por Caetano et al. (1992a) e Julia et al. (2011). O escoamento é análogo ao observado em escoamento gás-líquido em tubos verticais (Figura 2.7c).

Padrão Anular

O Padrão em anular em duto de geometria anular é reconhecido pelo escoamento no centro da região anular enquanto que a fase líquida escoar na parede como filme líquido. Observa-se gotas de líquido entranhadas em pequenas gotas no centro, segundo Caetano et al. (1992a) e Julia e Hibiki (2011). O padrão de escoamento é análogo ao encontrado em tubos (Figura 2.7d).

A seguir são apresentados os principais estudos, modelos e critérios de transição de escoamentos aplicados aos diversos padrões de escoamento gás-líquido observados em duto vertical de geometria anular.

2.2.1 Estudos em duto anular

Sadatomu et al. (1982) realizaram experimentos em escoamento bifásico gás-líquido em diversas geometrias não circulares, como a geometria retangular, triangular e finalmente a geometria anular. Os fluidos de trabalho foram água e ar. Avaliaram a perda de pressão por fricção em escoamento monofásico em regime turbulento. Também avaliaram a velocidade de ascensão da bolha de Taylor em meio estagnado bem como estudaram as fronteiras de transição de escoamento gás-líquido em diversas geometrias. Reportaram que a geometria do canal não influencia na transição de padrão de escoamento do padrão bolhas para pistonado e de pistonado para o padrão anular quando o diâmetro hidráulico é maior que 10 (mm). Ainda,

propuseram uma equação para estimar a velocidade de ascensão de uma bolha de Taylor em meio estagnado de água.

Caetano et al. (1992a) realizaram um trabalho pioneiro em escoamento em duto anular de grande diâmetro, apresentando dados experimentais de fator de atrito para escoamento monofásico, velocidade de bolha de Taylor e mapas de escoamento bifásico. Os experimentos foram realizados para a razão de aspecto $K = 0,55$ e para duas excentricidades: geometria concêntrica ($e = 0$) e geometria totalmente excêntrica ($e = 1$). Caetano et al. (1992 a) reportou que a análise do fator de fricção para escoamento monofásico demonstrou que o uso do conceito de diâmetro hidráulico é inadequado para baixo número de Reynolds e, ainda, sugeriu que o fator de fricção é função do número de Reynolds, da razão de aspecto e da excentricidade. Além disso, o trabalho de Caetano et al. (1992.a) avaliou a velocidade de ascensão da bolha de Taylor em escoamento ar-água para geometria concêntrica e totalmente excêntrica, enquanto que para o escoamento de ar-querosene avaliou somente para a geometria concêntrica. Constatou que a velocidade de ascensão da bolha de Taylor na geometria anular é maior que a velocidade de ascensão em tubos, fato que atribuiu à mudança da forma da bolha de Taylor. Verificou que a velocidade de ascensão da bolha diminui com o aumento da excentricidade. Finalmente, concluiu que as previsões de velocidade de ascensão obtidas a partir do modelo de Sadatomi et al. (1982) são adequadas para a geometria anular.

No estudo experimental de escoamento gás-líquido, apresentada em Caetano et al. (1992a), foram realizados experimentos com dois líquidos diferentes: água e querosene. Assim, foram avaliados os escoamentos ascendentes vertical ar-água e ar-querosene, apresentando medições globais de queda de pressão e fração volumétrica para ambos as situações. A instalação era composta por duto externo de 76,2 mm de diâmetro interno (D_C) e um duto interno de 42,2 mm de diâmetro externo (D_T) e comprimento total de 16 m. A medição de fração volumétrica foi realizada utilizando a técnica de válvulas de fechamento rápido, embora tal técnica não apresentasse informação quantitativa em relação à distribuição espacial e temporal das fases. Outra contribuição relevante foi à caracterização de padrão de escoamento em duto de geometria anular concêntrico, como observado na Figura 2.8, e totalmente excêntrico ($e = 1$) conforme apresentada na Figura 2.9. A caracterização do escoamento foi realizada visualmente. Tanto para a geometria concêntrica quanto para a geometria totalmente excêntrica foram reportados cinco padrões de escoamento: bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante e anular. Com base nos critérios de transição de padrão de escoamento proposta por Taitel et al. (1980), Caetano et al. (1992a) propôs algumas

modificações para os critérios de transição de padrão de escoamento vertical gás-líquido em duto anular, o que promoveu previsões satisfatórias de transição de padrão de escoamento.

Figura 2.8-Padrões de Escoamento observado por Caetano et al. (1992) em geometria anular concêntrica.

Figura 2.9-Padrões de Escoamento observado por Caetano et al. (1992) em geometria anular totalmente excêntrica.

Caetano et al. (1992b) desenvolveram modelos mecanicistas para escoamento ascendente vertical gás-líquido aplicado à geometria anular. Esses modelos foram utilizados na previsão de fração volumétrica média das fases e gradiente de pressão dos padrões bolhas, bolhas dispersas, pistonado e anular. As previsões de fração volumétrica e gradiente de pressão foram satisfatórias para os padrões bolhas, bolhas dispersas e pistonado. Avaliando-se o padrão bolhas nos escoamentos água-ar e querosene-ar, observou-se que os valores de perda

de carga total e *holdup* líquido se aproximavam muito, o que é justificado pela similaridade entre as densidades e viscosidades do querosene (2 cP a 25 °C) e da água. A mudança da excentricidade na geometria anular também não resultou em uma mudança significativa da perda de carga e *holdup* líquido. Isso é justificado, pois para o padrão bolhas a perda de carga por atrito é irrelevante, devido às baixas vazões da mistura, quando comparada com a componente gravitacional do gradiente de pressão (escoamento dominado pela gravidade). A modelagem do padrão bolhas foi realizada valendo-se do conceito de diâmetro hidráulico. Para o padrão bolhas dispersas foi considerado o modelo homogêneo. Esse padrão é verificado em altas velocidades superficiais de líquido e médias e altas velocidades superficiais de gás. Nessas condições, o escoamento é turbulento, o que induz a formação de pequenas bolhas dispersas, devido à natureza caótica da turbulência. O modelo homogêneo superestimou ligeiramente o gradiente de pressão.

Kelessidis e Dukler (1989) apresentaram uma modelagem para transição de padrão de escoamento em duto de geometria anular vertical concêntrico e excêntrico. Critérios de transição foram propostos para a transição de bolhas para pistonado, pistonado para agitante e de agitante para anular. Também investigaram experimentalmente escoamento vertical gás-líquido ascendente em duto de geometria anular concêntrico e excêntrico (50% de excentricidade). Tais experimentos foram conduzidos em canal de geometria anular de 6,93 m de comprimento, no qual o diâmetro interno do tubo externo (D_C) era 0,0762 (m) e o diâmetro externo do tubo interno (D_T) possuía diâmetro de 0,0508 (m), o que equivale a uma razão de aspecto (K) de 0,66. Foram observados os padrões de escoamento bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante e anular. A avaliação da transição desses padrões de escoamento foi realizada através da análise do sinal de tensão-tempo de sondas condutivas instaladas na seção de testes. A função densidade de probabilidade foi utilizada para análise desse sinal. A partir dessa análise, modelos matemáticos foram desenvolvidos para prever as transições de cada padrão, considerando o efeito da variação da excentricidade. Concluiu-se que a variação da excentricidade provoca pouco efeito nas fronteiras de transição, o que foi corroborado pela boa concordância dos modelos com os dados experimentais.

Kelessidis e Dukler (1990) avaliaram o comportamento da bolha de Taylor em um canal de geometria anular na posição vertical. Experimentos foram realizados nas instalações utilizadas por Kelessidis e Dukler (1989). Sondas, destinadas a medir condutância, foram utilizadas para medir a velocidade de bolhas bem como para determinar a forma das bolhas. Foi observado que em duto anular vertical as bolhas de Taylor apresentava formato elíptico

enquanto que em tubos é observado um formato esférico. Medições da velocidade da ascensão da bolha de Taylor foram conduzidas para diversas condições, incluindo a situação de líquido estagnado (água estagnada). Observou-se que em duto anular a velocidade da bolha de Taylor é maior quando comparado com um canal de seção circular equivalente, assim como reportado por Caetano (1992a). Outra constatação é que a bolha de Taylor ocupa a seção de forma assimétrica e nunca ocupa a área total da seção anular. Um modelo foi desenvolvido para prever a velocidade ascendente de uma bolha elíptica para a geometria anular. As previsões se mostraram satisfatórias quando comparadas com dados experimentais.

Hasan e Kabir (1992) trabalharam com escoamento gás-líquido em duto de geometria anular, atuando, principalmente, na previsão de fração de vazio. Os padrões de escoamento bolhas, pistonado e agitante foram observados. Os escoamentos bifásicos foram avaliados em diversas inclinações, incluindo a posição vertical. Os padrões bolhas, pistonado e agitante foram modelados bem como a transição de padrão de escoamento a partir do modelo de mistura, considerando o movimento relativo entre as fases e a distribuição não homogênea das fases na seção de transversal. Esse estudo concentrou-se em avaliar os parâmetros de distribuição, C_0 , que consideram efeitos bidimensionais, e a velocidade terminal da bolha. Esses modelos foram comparados com dados de fração volumétrica de Caetano et al. (1992a) e Sadatomi et al. (1982) e apresentaram uma boa concordância.

O estudo experimental em geometria anular realizado por Hasan e Kabir (1992) contemplou três razões de aspecto (K): 0,38; 0,45 e 0,69. O diâmetro interno do tubo externo (D_C) era de 127 (mm) enquanto que os três tubos internos apresentavam diâmetro externo (D_T) de 48 mm, 57 mm e 87 mm. Constataram que os parâmetros de distribuição, C_0 , tenderam a não ser afetado pela geometria anular, o que sugere que os parâmetros de distribuição para a configuração tubular são adequados também para a geometria anular. Também concluíram que a transição do padrão bolhas para pistonado ocorre para valores de fração de vazio de 0,25, valor idêntico para tubos. Foi relatado dificuldade para determinar um critério de transição para o padrão agitante.

Ekberg et al. (1999) apresentaram um trabalho experimental em escoamento horizontal gás-líquido em duto anular concêntrico. Os experimentos foram realizados em duas seções de teste, uma seção com diâmetro interno (D_T) e externo (D_C) de 6,6 (mm) e 8,6 (mm), respectivamente, e a segunda seção de teste com diâmetro interno (D_T) e externo (D_C) de 33,2 (mm) e 35,2 (mm), respectivamente. A primeira e a segunda seção de teste possuem razão de

aspecto (K), respectivamente, iguais a 0,77 e 0,94. Ambas as seções de teste possuem diâmetro hidráulico equivalente de 2 mm. Dados globais de escoamento bifásico, como padrão de escoamento, queda de pressão e fração de vazio foram apresentadas. Água e ar foram utilizados nos experimentos como as fases líquida e gasosa, respectivamente. Operaram na faixa de velocidades superficiais de líquido e gás de 0,02 – 57 e 0,1 – 6,1 m/s, respectivamente. Os padrões de escoamento observados foram: bolhas, pistonado/*plug*, agitante, estratificado e padrão anular. O mapa de padrão de escoamento apresentado por Ekberg et al. (1999) é diferente do mapa de padrão de escoamento em tubos horizontais de grande dimensão e micro canais com seção transversal circular. Os dados de fração vazio foram comparados com previsões do modelo de Lockhart e Martinelli (1949) e mostraram uma boa concordância.

Wongwises e Pipathattakul (2006) apresentaram um trabalho em escoamento horizontal gás-líquido em um canal de geometria anular concêntrico de pequena dimensão. Dados globais do escoamento como padrão de escoamento, fração de vazio e queda de pressão foram apresentados. Os experimentos foram realizados em seção de teste com diâmetro interno (D_T) e externo (D_C) de 8 (mm) e 12,5 (mm), respectivamente. A razão de aspecto (K) e o diâmetro hidráulico equivalente (D_H) da seção de teste utilizada são, respectivamente, 0,64 e 4,5 mm. Wongwises e Pipathattakul (2006) também obtiveram dados de escoamento gás-líquido em escoamento ascendente inclinado, especificamente para as inclinações de 30° e 60° em relação a horizontal. Observaram os seguintes padrões de escoamento: pistonado, *plug*, anular, anular/pistonado, bolhas/*plug*, bolhas/*plug*-pistonado, agitante, bolhas dispersas e pistonado/bolhas. Os resultados experimentais mostraram que a inclinação tem uma influência significativa na transição de padrão de escoamento, queda de pressão e fração volumétrica.

Sun et al. (2004) apresentaram um estudo associado à transição do escoamento bolhas tipo *cap* para o padrão pistonado em escoamento gás-líquido vertical em duto de geometria anular concêntrico. Desenvolveram um modelo analítico para prever a transição de regime do padrão bolhas para o padrão pistonado. Bons resultados foram obtidos entre rede neural e o modelo analítico. Também apresentaram dados experimentais, como fração de vazio e gradiente de pressão, obtidos em duto anular concêntrico. O diâmetro interno do tubo externo (D_C) e o diâmetro interno do tubo interno (D_T) são, respectivamente, iguais a 38,1 (mm) e 19,1 (mm).

Blanco et al. (2008) trabalharam no desenvolvimento de uma modelagem fenomenológica para transição de padrão de escoamento para escoamento gás-líquido ascendente vertical e horizontal em duto de geometria anular. Para escoamento vertical ascendente foram utilizados os padrões de escoamento observados por Caetano, et. al (1992), Hasan e Kabir (1992), Kelessidis e Dukler (1989). Enquanto que para escoamento horizontal foram utilizadas as classificações de Ekberg et. al. 1999 para definir seis padrões: Bolhas dispersas, intermitente em bolhas alongadas, estratificado liso, estratificado ondulado, intermitente pistonado, anular. As previsões foram comparadas com dados experimentais de Caetano, et. al (1992), Kelessidis e Dukler (1989) e Ekberg et al. (1999). As fronteiras teóricas de transição de padrão de escoamento foram condizentes com os dados experimentais.

Ozar et al. (2008) investigaram o escoamento gás-líquido vertical em duto anular na mesma instalação utilizada por Julia (2010). O diâmetro do tubo externo (D_C) e o diâmetro do tubo interno (D_T) são respectivamente, 38,1(mm) e 19,1 (mm), o que equivale a um diâmetro hidráulico de 19 (mm). Medições de parâmetros de escoamento como fração volumétrica, velocidade da bolha na interface foram medidas em nove posições radiais dentro na região anular na posição axial $z/D_H=230$, onde z é aposição axial da seção teste e D_H é o diâmetro hidráulico. Os padrões de escoamento bolhas, pistonado e agitante-turbulento foram observados. Uma nova correlação de coeficiente de distribuição foi proposta, baseado nos experimentos. A correlação foi testado no modelo de mistura (*drift-flux*), utilizando a velocidade de deslizamento proposta por Ishii et al. (1977), e boa concordância foi obtida.

Julia et al. (2011) investigaram o desenvolvimento axial e radial em escoamento adiabático ascendente bifásico em duto anular vertical. O duto de geometria anular possui diâmetro externo (D_C) e diâmetro interno (D_T), respectivamente iguais a 38,1 (mm) e 19,1 (mm). O diâmetro hidráulico equivalente de o duto anular (D_H) é de 19 (mm) e comprimento total de 4,37 m. A partir da utilização da técnica de redes neurais e sondas condutivas foi identificado o padrão de escoamento local no duto de geometria anular em três posições axiais correspondentes a z/D_h , 52, 149 e 230, onde z é a posição axial e D_h é o diâmetro hidráulico. Em cada posição axial, cinco sondas condutivas foram instaladas com objetivo de realizar a medida do comprimento cordal de bolhas e fração de vazio. O padrão de escoamento local foi determinado com base em parâmetros estatístico associados ao comprimento cordal da bolha. Os padrões de escoamento locais foram classificados em quatro: bolhas, pistonado, agitante-turbulento e escoamento anular. Finalmente, constaram-que o critério de transição do padrão

agitante para o padrão anular, apresentado pelo modelo de Mishima e Ishii (1984), apresentou a melhor previsão, pois consideravam o fluxo reverso em baixa velocidade superficiais de líquido e o entranhamento de gotas em elevada velocidades superficiais de líquido. No entanto, quando se avaliou a transição do padrão pistonado para o padrão agitante, notou-se que o modelo Mishima e Ishii (1984) não previu tão bem quanto o modelo de Das et al.(1999), que assumiu a destruição da bolha de Taylor pelo fenômeno de inundação (*flooding*, em inglês) como o fenômeno determinante da transição do padrão pistonado para o padrão agitante.

Julia e Hibiki (2011) propuseram modelos para transição de padrão de escoamento em duto anular vertical. Avaliaram diversos modelos de transição dos padrões bolhas para pistonado, pistonado para agitante e, finalmente, para o regime agitante para o regime anular presente na literatura, como por exemplo, os modelos de Mishima e Ishii (1984), Kelessidis e Dukler (1989), Sun et al. (2004), Hibiki e Mishima (2001). Julia e Hibiki (2011) não propuseram novos critérios para a transição do padrão bolhas para o pistonado, pois concluíram que o modelo Hibiki e Mishima (2001) apresentou excelentes previsões, eapresentaram critérios de transição para padrão pistonado-agitante e para a transição agitante-anular, os quais se mostraram muito promissores.

Mendes et al. (2011) avaliaram padrões de escoamento bifásico em duto anular horizontal e inclinado de grande dimensão. A configuração anular utilizada era composto de um tubo externo, que permitia a visualização do padrão de escoamento, com diâmetro interno (D_C) de 111 mm e um tubo interno com diâmetro externo (D_T) de 75 mm. O comprimento total da seção de teste é 10,5 m, o maior encontrado na literatura para duto anular concêntrico. Os fluidos utilizados foram água, óleo com viscosidade de 300 mPa.s a temperatura de 20 °C e ar. Os escoamentos água-ar e óleo- ar foram avaliados em três inclinações 0°(horizontal), 1° e 45° em relação a horizontal. Na posição horizontal foram identificados os seguintes padrões de escoamento: Estratificado liso, estratificado ondulado, intermitente (plug e pistoando) e bolhas dispersas. Na inclinação de 45°, os padrões bolhas, pistonado, agitante e bolhas dispersas foram observados. A identificação dos padrões de escoamento foi realizada visualmente e através de uma técnica objetiva, que utiliza a assinatura de pressão de um transdutor de pressão dinâmica. Reportou que não encontrou modelos fenomenológicos precisos capazes de prever a transição de padrão de escoamento horizontal gás-líquido em duto anular de grande diâmetro.

Mendes et al. (2013) avaliaram o escoamento ascendente vertical gás-líquido em duto de geometria anular utilizando a mesma instalação experimental apresentada em Mendes et al. (2011). Os escoamentos água-ar e óleo-ar foram avaliados na posição vertical e na inclinação de 45° em relação a horizontal. Reportaram que propriedades dos fluidos influenciam as fronteiras de transição de padrão de escoamento vertical. A identificação dos padrões de escoamento foi realizada visualmente e através de uma técnica objetiva, que utiliza a assinatura de pressão dinâmica de um transdutor de pressão.

Carvalho (2013) utilizou o modelo de mistura unidimensional para modelar o escoamento água-ar em duto de geometria anular de grande dimensão. Utilizou parâmetros de coeficiente de distribuição, C_0 , e velocidade de deslizamento, V_{gj} , desenvolvidos para tubo e aplicou o conceito de diâmetro hidráulico para estender essa abordagem a duto anular. Comparou as previsões de fração volumétrica média e queda de pressão com dados experimentais obtidos na mesma instalação em duto anular concêntrico, a mesma utilizada por Mendes et al. (2013). O diâmetro interno do tubo externo, D_C , e o diâmetro externo do tubo interno, D_T , são respectivamente 115 e 75 mm, o que consiste em diâmetro hidráulico de 40 mm. Dados experimentais foram obtidos para escoamento vertical ascendente água-ar e para escoamento água-ar a 45° em relação a horizontal. Observou os padrões de escoamento bolhas e pistonado. Constatou a necessidade de novas correlações para o coeficiente de distribuição para duto anular de grande dimensão. Conclui que as correlações proposta por Hibiki e Mishima (2001) são adequadas para a previsão de gradiente de pressão em duto anular e que o modelo de mistura fornece previsões adequadas para prever o gradiente de pressão na geometria anular. Além disso, constatou que o modelo de transição apresentado por Sun et al. (2004) apresentou a melhor concordância para a previsão da transição de padrão bolhas para pistonado, o que contradiz Julia e Hibiki (2011), que sugeriam que as melhores previsões foram obtidas por Hibiki e Mishima (2001).

Chaves et al. (2015) aplicaram o modelo de mistura na previsão de queda de pressão por fricção em duto anular. Propuseram modificações nas das correlações de Hibiki e Ishii (2003 a) e Petalas e Aziz (1998) para o coeficiente de distribuição com base em dados experimentais obtidos de Caetano (1985) e Carvalho (2013). Segundo Chaves et al (2015) as novas correlações propostas por Chaves et al. (2015) obtiveram as melhores previsões quando comparado com correlações proposta por Hibiki e Ishii (2003 a) e Petalas e Aziz (1998). Na Tabela 2.2 é apresentado um resumo dos principais trabalhos em escoamento gás-líquido em duto anular.

Tabela 2.2-Trabalhos experimentais em duto anular.

Autores	Padrões de escoamento observados	D_C (m)	D_T (m)	Orientação do duto	Fluido de Trabalho	Comprimento do duto (m)	Pressão de Trabalho (kPa)	e**	Dados levantados
Sadatomí et al. (1982)	Bolhas, pistonado e anular	0,03	0,015	Vertical	Água*/ar	3,6	Atmosférica	$e = 0$	Fração de vazio; gradiente de pressão; velocidade da bolha de Taylor
Kelessidis e Dukler (1989)	Bolhas, pistonado, agitante e anular	0,0762	0,0508	Vertical	Água*/ar	6,93	Atmosférica	$e = 0$; $e = 0,5$	Transição de padrão de escoamento
Hasan e Kabir (1992)	Bolhas, pistonado, agitante e anular	0,127	0,048, 0,057 e 0,087	Vertical/ inclinado	Água*/ar	5,5	Atmosférica	$e = 0$	Fração de vazio e velocidade de bolha de Taylor
Caetano et al. (1992 a)	Bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante e anular	0,0762	0,0422	Vertical	Água*/ar e querosene ($\rho = 811 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 2 \text{ cP}$)/ar	13,7	200-430 (água/ar); 320-400 (querosene/ar)	$e = 0$; $e = 1$	Fração de vazio; gradiente de pressão; velocidade da bolha de Taylor
Ekberg et al. (1999)	Estratificado, pistonado/plug, estratificado-pistonado, anular-pistonado, anular, bolhas-plug, bolhas dispersas e agitante	0,0086 e 0,0352	0,0066 e 0,0332	Horizontal	Água*/ar	0,46	Atmosférica	$e = 0$	Fração de vazio; queda de pressão

Autores	Padrões de escoamento observados	D_C (m)	D_T (m)	Orientação do duto	Fluido de Trabalho	Comprimento do duto (m)	Pressão de Trabalho (kPa)	e^{**}	Dados levantados
Wongwises e Pipathattakul (2006)	Plug, pistonado, anular, anular/pistonado, bolhas/plug, bolhas/pistonado, agitante, bolhas dispersas e pistonado bolhas	0,0125	0,008	Horizontal/ inclinado	Água*/ar	0,88	-	$e = 0$	Fração de vazio; queda de pressão
Ozar et al. (2008)	Bolhas, pistonado e agitante	0,0381	0,0191	Vertical	Água*/ar	4,37	-	$e = 0$	Fração de vazio local; velocidade de interface da bolha
Mendes et al. (2011)	Estratificado liso, estratificado ondulado, plug, pistonado, bolhas, bolhas finamente dispersas, agitante	0,111	0,075	Horizontal/ inclinado	Água*/ar; óleo***/ar	10,5	Atmosférica	$e = 0$	Padrão de escoamento, queda de pressão dinâmica
Mendes et al. (2013)	Bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante	0,111	0,075	Vertical/ Inclinado	Água*/ar; óleo***/ar	10,5	-	$e = 0$	Padrão de escoamento, queda de pressão dinâmica
Carvalho (2013)	Bolhas e pistonado	0,111	0,075	Vertical/ Inclinado	Água*/ar	10,5	106,2-408,3	$e = 0$	Fração de vazio; queda de pressão

*Água ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 1 \text{ mPa.s}$); **Excentricidade; ***Óleo Shell Vitrea 100 ($\rho = 828 \text{ kg/m}^3$; $\mu = 300 \text{ mPa.s}$ a 20°C)

Nos trabalhos encontrados em duto de geometria anular são observados estudos experimentais em escoamento gás-líquido com fluidos com viscosidade dinâmica inferior a 10 (mPa.s), o que caracteriza fluido com viscosidade relativamente baixa. Entretanto, na indústria de petróleo é frequente a presença de fluidos com viscosidade superior a 100 mPa.s. O presente estudo avaliou o escoamento gás-líquido vertical com fluidos com viscosidade da ordem de 300 (mPa.s), o que não é normalmente encontrado na literatura. Além disso, o presente estudo avaliou o escoamento gás-líquido em um tubo e um duto anular com diâmetro hidráulico equivalente ao tubo, o que permite avaliar o efeito da geometria anular no escoamento gás-líquido.

2.2.2 Critérios de transição de padrão de escoamento em duto anular

A identificação precisa dos padrões de escoamento e a previsão das fronteiras de transição são relevantes, pois influenciam em diversos processos de transportes associados em escoamento bifásico (Julia et al. 2010). Os modelos de transição de padrão de escoamento apresentados por Mishima e Ishii (1984) e Hibiki e Mishima (2001) desenvolvidos para escoamento vertical ascendente em tubos circulares e placas paralelas (*narrow channel*), respectivamente, têm sido aplicados em diversas geometrias e apresentado bons resultados na previsão das fronteiras de transição, o que motiva, segundo Julia e Hibiki (2011), a avaliação desses modelos para a previsão da transição em escoamento em duto de geometria anular. Critérios de transição de padrão de escoamento bifásico em duto anular são encontrados em Caetano et al. (1992), Kelessidis e Dukler (1989), Das et al. (1999b), Sun et al. (2004) e Julia e Hibiki (2011). Esses trabalhos apresentaram critérios de transição para escoamento adiabático ascendente ar-água. Na Tabela 2.3 são apresentados os principais critérios de transição de padrão de escoamento em duto anular vertical.

Transição do padrão bolhas para o padrão pistonado

Kelessidis e Dukler (1989) apresentaram um critério de transição do padrão bolhas para o padrão pistonado em duto anular baseado no empacotamento de bolhas. Propuseram que para baixa velocidade superficial de líquido a transição de padrão ocorresse quando a fração de vazio médio, ε_g , atingisse 0,25. Taitel et al. (1980) estabeleceram o mesmo critério de transição para transição de padrão em escoamento vertical em tubos. No entanto, quando se considera a condição de elevada velocidade superficial de líquido observa-se um sub-

padrão de escoamento conhecido como bolhas dispersas. Nesse padrão de escoamento a transição do padrão bolhas para o padrão pistonado ocorre, segundo Kelessidis e Dukler (1989), em uma fração de vazio crítico de 0,52. O modelo de Mishima e Ishii (1984) de transição de padrão utilizou o critério de máximo empacotamento de bolhas antes que ocorresse coalescência. Previram que a transição ocorre-se quando a fração de vazio atingisse um valor crítico de $\varepsilon_g = 0,3$. Hibiki e Mishima (2001) utilizaram um critério semelhante ao utilizado por Mishima e Ishii (1984), no entanto o critério considerou aspectos geométricos de um canal retangular, como por exemplo, a distância entre as placas paralelas (*gap size*).

Caetano (1992a) constatou que a transição do escoamento no padrão bolhas para o padrão pistonado, na geometria anular concêntrica, ocorreu a um valor de fração de vazio crítica, ε_g , o igual a 0,20, valor menor que os valores observados em tubo. Enquanto que na geometria anular totalmente excêntrica essa transição de padrão foi ainda mais precoce, alcançando valores críticos de transição de $\varepsilon_g = 0,15$. Segundo Caetano (1986), a transição de padrão de escoamento é adiantada devido à característica não homogênea do escoamento, que promove uma excessiva coalescência de bolhas. Caetano et al. (1992) também avaliaram a transição de escoamento do padrão bolhas dispersas para o padrão pistonado e sugeriram um critério de transição alternativo ao apresentado por Kelessidis e Dukler (1989). Das et. al. (1999) também verificaram que a transição em geometria anular concêntrica ocorria em valores de fração de vazio próximos de 0,20. Destacou que a coalescência de bolhas do tipo *cap* seria a provável causa da transição prematura observado nos experimentos na geometria anular.

Julia e Hibiki (2011) não apresentaram novo modelo de transição do padrão bolhas para pistonado, pois os critérios de transição do padrão bolhas para pistonado apresentado por Hibiki e Mishima (2001) para duto retangular são recomendados, baseando-se em evidências experimentais e nas considerações físicas assumidas na modelagem (Julia e Hibiki, 2011). No entanto, Julia e Hibiki (2011) não avaliaram os critérios de transição apresentados por Caetano et al. (1992).

Transição do padrão pistonado para o padrão agitante

Os modelos de transição de padrão de escoamento para geometria anular são, de maneira genérica, adaptações dos modelos encontrados para tubos. Uma relevante revisão dos modelos de transição de padrão é encontrada em Julia e Hibiki (2011). Nesse trabalho

podemos encontrar os modelos de transição mais expressivos para diversos padrões, incluindo a transição do padrão pistonado para o padrão agitante, com observado na Tabela 2.3.

Kelessidis e Dukler (1989) utilizaram o critério de transição para tubo vertical proposto por Taitel et al. (1980). Propuseram que a estabilidade do pistão líquido em duto anular está associada com escoamento reverso do filme líquido ao redor da bolha de Taylor, no entanto não consideram que a bolha de Taylor não cobre totalmente a seção transversal do duto. Das et al. (1999b) associaram a transição do padrão pistonado em duto anular ao colapso da bolha de Taylor pelo fenômeno de inundação (*flooding*, em inglês), que degrada a bolha de Taylor devido ao fluxo reverso líquido. Utilizaram a correlação de inundação de Wallis (1969) como a equação governante, no entanto não consideraram o fato que bolha de Taylor em duto anular não ocupa toda seção transversal (*apud* Julia e Hibiki, 2011).

Julia e Hibiki (2011) modelaram a transição de escoamento pistonado-agitante a partir de duas abordagens, as quais consideram se a bolha de Taylor cobre completamente ou não a seção de teste. De fato, esses critérios se relacionam com a classificação de duto de “grande dimensão” ou “pequena dimensão”. Em dutos “grande dimensão” a bolha de Taylor não cobre toda a seção de escoamento, devido a instabilidades, enquanto em duto de “pequena dimensão” a bolha de Taylor clássica é observada. Segundo Julia e Hibiki (2011), em duto de grande dimensão ocorre a transição direta do padrão bolhas para o padrão agitante, sem a presença da clássica bolha de Taylor, como é observada em tubo verticais de grande diâmetro.

Schlegel et al. (2009) estabeleceu um critério de transição pistonado-agitante em tubo circular de grande diâmetro considerando a coalescência de bolhas *cap* e bolhas distorcidas. Julia e Hibiki (2011) consideraram o critério de transição apresentado por Schlegel et al. (2009) para a transição do padrão cap-pistonado para padrão agitante, argumentado que tanto em duto anular de grande dimensão quanto em tubo de grande dimensão não se observa a bolha de Taylor clássica, que toma seção circular. Assim, conclui-se que transição de padrão pistonado-agitante em duto de grande dimensão ocorre através do empacotamento máximo de bolhas *cap* e bolhas distorcidas. Para duto anular de “pequena dimensão”, no qual a bolha de Taylor ocupa toda seção transversal, propuseram uma modificação do critério de Hibiki e Mishima (2001) para transição pistonado-agitante.

Transição do padrão agitante para o padrão anular

A transição do padrão agitante para o padrão anular não está plenamente definida, o que ocasiona uma controvérsia. Kelessidis e Dukler (1989) estabeleceram que a transição do regime agitante para o regime anular ocorre quando a fração de vazio do regime agitante-turbulento igualasse à fração de vazio do padrão anular (Tabela 2.3). A fração de vazio no regime agitante é obtida através da razão da velocidade superficial de gás e da velocidade de ascensão da bolha, enquanto que a fração de vazio no regime agitante-turbulento é obtida através de parâmetros geométricos e através do balanço de força que considera os efeitos da gravidade, queda de pressão axial e tensão cisalhante interfacial. Caetano et al. (1992) utilizou o critério de transição proposto por Taitel et al. (1980) para tubo vertical como critério de transição do padrão agitante para o regime anular enquanto que Das et al. (1999b) não propôs critérios para a transição desse padrões.

Tanto Mishima e Ishii (1984), quanto Hibiki e Mishima (2001), sugerem que a transição do padrão agitante para o regime anular ocorra através de dois mecanismos. O primeiro critério sugere que a transição de escoamento ocorra pela destruição do pistão líquido devido ao estranhamento de bolhas ou deformação provocada pelo escoamento reverso de líquido no escoamento. O segundo critério estabelece a previsão da transição de padrão com base no entranhamento de bolhas (*apud* Julia e Hibiki, 2011). O critério de transição proposto por Mishima e Ishii (1984) foi desenvolvido para tubo vertical, enquanto que o modelo de Hibiki e Mishima (2001) foi desenvolvido para um canal retangular (placas paralelas).

Julia e Hibiki (2011) avaliaram os critérios de transição do padrão agitante para o padrão anular propostos por Kelessidis e Dukler (1989), Mishima e Ishii (1984) e Hibiki e Mishima (2001). Concluíram que o modelo de transição apresentado por Kelessidis e Dukler (1989) superestima a velocidade superficial de gás na transição de padrão de escoamento enquanto que os modelos de Mishima e Ishii (1984) e Hibiki e Mishima (2001) apresentaram boas previsões para a transição. Além disso, Julia e Hibiki (2011) propuseram um novo modelo de transição do padrão agitante para o padrão anular baseado no modelo de Hibiki e Mishima (2001), apresentaram critérios de transição considerando aspectos geométricos do canal retangular. Julia e Hibiki (2011) consideraram a geometria anular no novo critério de transição. Previsões satisfatórias foram obtidas.

Os critérios de transição são apresentados na Tabela 2.3. A nomenclatura dos diversos símbolos presentes na Tabela 2.3 podem ser encontrados na lista de símbolos..

Tabela 2.3-Critérios de transição de padrão de escoamento ascendente vertical gás-líquido em duto de geometria anular apresentado em Julia e Hibiki (2011).

Transição	Modelo	Fenômeno físico	Critério de transição de padrão de escoamento
Bolhas-pistonado	Mishima e Ishii (1984)	Coalescência de bolhas pequenas	$\varepsilon_{g_{max}} = 0,3$
	Kelessidis e Dukler (1989)	Coalescência de bolhas pequenas	$\varepsilon_{g_{max}} = 0,25$ para $J_l \leq 1,80$ m/s; $\varepsilon_{g_{max}} = 0,52$ para $J_l > 1,80$ m/s
	Caetano et al. (1992a)	-Coalescência de bolhas cap -Migração de bolhas para a região mais ampla do caso excêntrico explicam o valor crítico fração de vazio (ε_g) de transição menor para o caso excêntrico.	$\varepsilon_{g_{max}} = 0,2$ para duto anular concêntrico ($e = 0$) $J_g = \frac{J_l}{4} + 0,306 \left(\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right)^{1/4}$ $\varepsilon_{g_{max}} = 0,15$ para o caso excêntrico ($e = 1$) $J_g = \frac{J_l}{5,67} + 0,230 \left(\frac{\sigma g (\rho_L - \rho_g)}{\rho_L^2} \right)^{1/4}$ Bolhas dispersas para padrão pistonado $J_g = 1,083 J_L + 0,796 \left(\frac{\sigma g (\rho_L - \rho_g)}{\rho_L^2} \right)^{1/4}$

Continua

Continuação da Tabela 2.3

Bolhas-pistonado	Das et al.(1999b)	Distribuição assimétrica das fases	$\varepsilon_{g_{max}} = \varepsilon_{g_{CB}} + \varepsilon_{g_{ls}} \frac{l_{ls}}{l_T}$
	Sun et al. (2004)	Coalescência de bolhas tipo <i>cap</i>	$\varepsilon_{g_{max}} = \varepsilon_{g_{ls}} + \frac{16}{5\pi} \frac{(1 - \varepsilon_{g_{ls}})}{D_2(1 + D_T/D_C)} \sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}}$
	Hibiki e Mishima (2001)	Coalescência de bolhas pequenas modificado para a geometria do canal retangular.	$\varepsilon_{g_{max}} = 0,2$ para $s < D_b$; $\varepsilon_{g_{max}} = 0,3$ para $s > 3D_b$; $\varepsilon_{g_{max}} = \frac{s}{20 D_b} + 0,15$ para
Pistonado-agitante	Mishima e Ishii (1984)	Estabilidade do pistão líquido	$\langle \varepsilon_g \rangle_{max} = 1 - 0,813 \left(\frac{(C_0 - 1)J + 0,35\sqrt{(\Delta\rho g D / \rho_l)}}{1 + 0,75\sqrt{3(\Delta\rho g D / \rho_l)}} \right)^{0,75}$
	Kelessidis e Dukler (1989)	Comprimento estável do pistão líquido (não se considerou a geometria)	$\frac{z}{D_H} = 22,92 \left(C \frac{J}{U_{RC}} + 1 \right)$
	Das et al.(1999b)	Colapso da bolha de Taylor (flooding da bolha de Taylor). Não foi considerado a geometria.	$U_{RC} = 1,2J + 0,323\sqrt{g(D_T + D_C)}$
	Julia e Hibiki	Máximo empacotamento de bolhas <i>cap</i>	$\varepsilon_g \geq 1 - 0,813X^{0,75}$ $X = \frac{(C_0-1)J+V_{gj}}{J+\gamma \left[\frac{\left(\frac{D_h}{v_l}\right)^{-m} c_f \rho_l (2\delta+w)}{\Delta\rho g w} \right]^{\frac{1}{m-2}} \left[\frac{\left(\frac{D_h}{v_l}\right)^{-m} c_f \rho_l (2\delta+w)}{\Delta\rho g w} \right]}$

Continua

Continuação da Tabela 2.3

Agitante -anular	Mishima e Ishii (1984)	-Escoamento reverso de filme de líquido através de bolhas -Destruição do pistão líquido por entranhamento ou deformação	$J_g = \sqrt{\frac{\Delta \rho g D_H}{2 \rho_g}} (\varepsilon_g - 0,11)$ $J_g \geq \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_g^2} \right)^{1/4} N_{\mu f}^{-0,2} \text{ para } D_H > \frac{2 \sqrt{\frac{\sigma}{g \Delta \rho}} N_{\mu f}^{-0,4}}{3 \left[\frac{1-0,11 c_0}{c_0} \right]} \quad N_{\mu f} = \frac{\mu_l}{[\rho_l \sigma \sqrt{\sigma / (g \Delta \rho)}]^{1/2}}$
	Kelessidis e Dukler (1989)	$\varepsilon_{g-\text{agitante}} = \varepsilon_{g-\text{anular}}$	$\varepsilon_{g-\text{agitante}} = \varepsilon_{g-\text{anular}}$ $\varepsilon_{g-\text{anular}} = f(\Delta \rho, g, v, D_H, C_p, D_C, D_T)$ $\varepsilon_{g-\text{agitante}} = \frac{J_g}{C_j + U_{RC}}$
	Hibiki e Mishima (2001)	-Escoamento reverso de filme de líquido através de bolhas (modificado para canal retangular) -Destruição do pistão líquido por entranhamento ou deformação	$J_g = \sqrt{\frac{3 \Delta \rho g D_H}{2 \rho_g}} (\langle \varepsilon_g \rangle - 0,11) \text{ e } J_g \geq \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_g^2} \right)^{1/4} N_{\mu f}^{-0,2}$
	Julia e Hibiki (2011)	-Escoamento reverso de filme de líquido através de bolhas (modificado para geometria anular) -Destruição do pistão líquido por entranhamento ou deformação	$J_g = \sqrt{\frac{\Delta \rho g \langle \varepsilon_g \rangle^3 (1 - \langle \varepsilon_g \rangle) s}{f \rho_g}} \quad f = 0,005 [1 + 75(1 - \varepsilon_g)]$ $J_g \geq \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_g^2} \right)^{1/4} N_{\mu f}^{-0,2} \text{ para } D_H > \frac{2 \sqrt{\frac{\sigma}{g \Delta \rho}} N_{\mu f}^{-0,4}}{3 \left[\frac{1-0,11 c_0}{c_0} \right]} \quad N_{\mu f} = \frac{\mu_l}{[\rho_l \sigma \sqrt{\sigma / (g \Delta \rho)}]^{1/2}}$

2.3 Escoamento Trifásico

Na indústria do petróleo o escoamento gás-líquido é observado em diversas condições, notadamente no processo de exploração e produção de petróleo em poços de produção. Na recuperação de petróleo é usual a utilização da técnica *gas-lift*, que consiste em uma técnica de elevação artificial baseada na redução da componente gravitacional. A injeção de gás na parte inferior do tubo de produção reduz a densidade da mistura e, desse modo, estimula o escoamento de óleo do reservatório, com um aumento da produção de petróleo (Descamps, 2007).

Entretanto, no tubo de produção, é frequente o escoamento de água junto com o óleo, formando uma mistura imiscível água-óleo, que escoar junto com o gás. No escoamento líquido-líquido observa-se comumente a presença de uma fase contínua e uma fase dispersa, no caso em que gotas de óleo estão dispersas na água, temos um escoamento em que a água é a fase dominante (O/W), enquanto no escoamento onde gotas de água estão dispersas numa fase contínua de óleo temos um escoamento em que o óleo é a fase dominante (W/O). Segundo Ioannou et al. (2005) e Descamps (2006), a transição de O/W para W/O é um fenômeno denominado inversão de fase, que é acompanhado de um aumento na viscosidade da mistura e, conseqüentemente, um aumento considerável da perda de carga.

A aplicação da técnica *gas-lift* a um escoamento líquido-líquido no tubo de produção conduzirá a uma condição singular, caracterizada por um escoamento líquido-líquido-gás. Assim como no escoamento líquido-líquido, pode-se observar no escoamento trifásico a ocorrência do fenômeno de inversão de fase, ao qual está associado um aumento na queda de pressão, indesejado na produção de óleos em poços. Entretanto, a avaliação de inversão de fase em escoamento trifásico é incipiente. Destacam-se os trabalhos pioneiros de Descamps et al. (2006) e Descamps et al. (2007). Outros estudos em escoamento trifásico são relevantes, como o trabalho de Bannwart et al. (2009) e Cazarez et al. (2010); entretanto, a revisão sobre escoamento trifásico será pontual, direcionada à avaliação da inversão de fase em escoamento trifásico.

2.3.1 Inversão de fase em escoamento trifásico

Descamps et al. (2006) realizaram um estudo experimental em escoamento ascendente vertical trifásico. O principal objetivo é avaliar a influência de injeção de gás no fenômeno de inversão de fase de uma dispersão óleo-água em escoamento vertical ascendente (escoamento trifásico). Também foi verificada a influência do tamanho da bolha no processo de inversão de fase, pois Guet et al. (2003) observou evidências experimentais que indicavam que o tamanho da bolha pode influenciar no escoamento ascendente vertical gás-líquido. Três injetores foram utilizados na campanha experimental: injetor tipo bocal, injetor cônico poroso, injetor circular poroso (Figura 2.10). Cada injetor foi capaz de gerar bolhas com diferentes diâmetros, o que permite avaliar o efeito da dimensão da bolha no fenômeno de inversão de fase em escoamento líquido-líquido-gás. O bocal foi capaz de gerar bolhas com diâmetro da ordem de 10 mm, o injetor cônico poroso foi capaz de gerar bolhas de diâmetro de 3 mm, bem como o injetor circular. O bocal cônico foi posicionado na parte central da seção de teste, enquanto que o injetor circular gerava bolhas na posição parietal da tubulação.

Figura 2.10-Injetores utilizados por Descamps et al. (2006): bocal, injetor cônico poroso, injetor circular poroso.

Descamps et al. (2006) utilizaram uma instalação experimental com seção transversal circular com diâmetro interno de 82,8 mm e comprimento de 15,5 m. Os fluidos utilizados foram água salgada (salmoura), com densidade de 1060 kg/m^3 e viscosidade dinâmica de 0,85 mPa.s, e óleo com densidade de 830 kg/m^3 e viscosidade dinâmica de 7,5 mPa.s. Os fluidos eram injetados em uma seção de mistura e após um comprimento de desenvolvimento de 250 diâmetros internos (20,7 metros) eram introduzidos na seção de teste com 15,5 m. O *holdup* da água e do óleo foram obtidos através de um densitômetro de raios gama.

A partir dos dados experimentais, Descamps et al. (2006) concluíram que a viscosidade efetiva da mistura aumenta consideravelmente durante o fenômeno de inversão

de fase, o que se reflete em um pico na pressão no ponto de inversão de fase. Descamps et al. (2006) reportaram que nenhum efeito de histerese foi observado durante os experimentos, e que o ponto de inversão foi sempre próximo de uma razão de injeção de água (“*water cut*”) de $C_w = J_w/J = 0,3$. Além disso, concluíram que a injeção de gás ao escoamento de uma dispersão água-óleo não influencia no *water cut* em que ocorre a inversão de fase, o que implica que o ponto de inversão de fase em escoamento trifásico pode ser previsto pelos modelos utilizados na previsão do ponto de inversão de fase utilizado em escoamento líquido-líquido. Para prever o ponto de inversão de fase em escoamento líquido-líquido pode-se utilizar os modelos apresentados na Tabela 2.4. Entretanto, observaram que a injeção de gás no escoamento da dispersão água-óleo influencia na magnitude do pico de pressão durante o processo de inversão fase, podendo atingir picos de pressão superiores ao pico de pressão em escoamento de dispersão água-óleo em condições equivalentes. E ainda, observaram que com a diminuição da dimensão da bolha, o pico de pressão se torna mais expressivo, o que contraria as evidências encontradas por Guet et al. (2003), que observaram uma tendência oposta para um escoamento gás-líquido. Portanto, concluíram que a injeção de gás pode apresentar um efeito negativo na queda de pressão, o que poderia tornar ineficiente o uso da técnica *gas-lift* aplicada a escoamento trifásico, que era foco do estudo realizado por Descamps et al. (2006).

Descamps et al. (2007) utilizaram uma instalação experimental composta de tubo vertical com diâmetro interno de 50 mm e comprimento de 7 m. Utilizaram água de torneira, com densidade de 1000 kg/m³ e viscosidade dinâmica de 1 mPa.s, e óleo Shell Macron, com densidade de 794 kg/m³ e viscosidade dinâmica de 3,1 mPa.s.

Tabela 2.4-Modelos para a previsão do ponto de inversão de fase apresentado por Descamps et al. (2006).

Autor	<i>Water Cut</i> de inversão de fase
Yeh et al. (1964)	$1 / \left(1 + \left(\frac{\mu_o}{\mu_w} \right)^{0,5} \right)$
Arirachakaran et al. (1989)	$0,5 - 0,1108 \log \left(\frac{\mu_o}{\mu_w} \right)$
Brauner e Ullmann (2002)	$1 - \tilde{\rho} \tilde{v}^{0,4} / (1 + \tilde{\rho} \tilde{v}^{0,4})$

Xu et al. (2012) realizaram um estudo experimental em escoamento trifásico em tubo vertical com diâmetro de 50 mm. Investigaram a influência de injeção de gás em escoamento água-óleo. Realizaram medições de fração volumétrica médias das fases e gradiente de pressão. Os resultados mostraram que as injeções de gás têm um pequeno impacto na inversão de fase; entretanto, os experimentos indicaram que a inversão de fase ocorre no mesmo *water cut* (razão de injeção de água) que para escoamento água-óleo, como reportado por Descamps et al (2006). Xu et al. (2012) concluíram que a injeção de gás reduz consideravelmente o gradiente de pressão gravitacional, quando comparado com escoamento de água-óleo. Como o escoamento ascendente vertical trifásico é dominado pela gravidade, a redução no gradiente de pressão na componente gravitacional, promovida pela adição de gás no escoamento água-óleo, impacta no gradiente de pressão total, induzindo também uma redução no gradiente de pressão total quando comparado com escoamento água-óleo. Ainda, Xu et al. (2012) reportaram que o gradiente de pressão por fricção, próximo do ponto de inversão de fase, tem maior magnitude do que em escoamento fora do ponto de inversão de fase, o que induz um gradiente de pressão total mais relevante, até mesmo que em escoamento água-óleo. Essa mesma constatação foi reportada por Descamps (2007).

CAPÍTULO 3 - APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS

O presente estudo experimental foi executado nas instalações experimentais do Laboratório de Escoamento Multifásicos Industriais (LEMI) da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP). Modificações foram implementadas nessa instalação, com objetivo de obter dados globais de escoamento vertical ascendente bifásico água-ar, óleo-ar e escoamento trifásico água-óleo-ar em três aparatos: (i) duto anular com diâmetro hidráulico de 95 mm, (ii) tubo com diâmetro interno de 95 mm (tubo de referência) e (iii) tubo vertical com diâmetro interno 50 mm (aparato experimental “poço invertido”).

São apresentados os três aparatos (duto anular, tubo de referência e aparato experimental “poço invertido”), os instrumentos utilizados na medição de dados globais do escoamento multifásico, como queda de pressão, fração volumétrica e padrão de escoamento, além de instrumentos comuns a essas seções de teste, como medidores de vazão e pressão. Por fim, será apresentada a metodologia aplicada na medição de queda de pressão total e friccional, fração volumétrica e velocidade de bolha de Taylor, além do procedimento experimental adotado durante os ensaios de inversão de fase em escoamento trifásico e nos ensaios de escoamento gás-líquido.

3.1 Instalações Experimentais

O aparato experimental foi projetado para possibilitar o estudo experimental de escoamento bifásico e trifásico em diversas seções de teste: duto de geometria anular, tubo de referência e aparato experimental “poço invertido”. Tais instalações são similares às instalações utilizadas por Carvalho (2013), Mendes (2012) e Barbosa (2015).

Severas modificações foram feitas no aparato experimental existente, com objetivo de adequá-lo a novas condições experimentais. O duto anular concêntrico foi modificado para um diâmetro hidráulico de 95 mm e razão de aspecto de 0,387, enquanto que foi projetado e construído um tubo (tubo de referência) com diâmetro interno de 95 mm, equivalente ao diâmetro hidráulico do duto anular. Ambas as seções de testes foram instaladas sobre uma única estrutura metálica capaz de posicionar em diversas inclinações, contemplando posições angulares compreendidas de 0° (posição horizontal) a 90° (posição vertical). As instalações

experimentais permitem realizar ensaios com escoamento água-ar, óleo-ar e água-óleo-ar, com a capacidade de realizar ensaios com diversas viscosidades de óleo. Por fim, adequações foram feitas no aparato experimental “poço invertido” (50 mm) para obter dados globais de escoamento multifásico.

O duto anular consiste em uma seção de teste composta por duas tubulações concêntricas. A tubulação externa é composta por diversos tubos de vidro borossilicato com diâmetro interno de 155 mm, espessura de 5 mm e comprimento de 1,5 m. A seção de teste possui 10,5 m de extensão, obtidos a partir do acoplamento desses tubos através de luvas de PVC. A vedação é realizada com a utilização de anéis de vedação tipo o-ring. Um tubo de PVC com diâmetro externo de 60 mm foi instalado concêntrico ao tubo de vidro borossilicato de 155 mm. Desse modo, obteve-se uma seção de teste com geometria anular com razão de aspecto de 0,387 , diâmetro hidráulico de 95 mm e configuração concêntrica com a capacidade de visualização do escoamento na região anular. Uma seção de visualização, na forma de um “aquário”, foi projetada e instalada no duto anular e preenchida com água com objetivo de reduzir o efeito de lente devido à curvatura da tubulação. A medição de fração volumétrica foi realizada através de uma válvula de três vias com atuador pneumático, que direciona o escoamento, ora para seção de teste, ora para um by-pass. Tomadas de pressão foram instaladas em diversas posições longitudinais, com o objetivo de realizar medição de queda de pressão, permitindo a avaliação do gradiente de pressão em diversas posições longitudinais.

O tubo de referência possui a seção transversal circular e diâmetro interno de 95 mm, equivalente ao diâmetro hidráulico do duto anular. Possui a extensão aproximada de 9,3 m e é composto por tubos de vidro de borossilicato de 1,5 m de comprimento e espessura de 5 mm. O acoplamento entre os tubos é realizado com luvas de PVC e vedação realizada com anel de vedação tipo o-ring. A medição de fração volumétrica é realizada com a técnica de válvulas de fechamento rápido. Diversas tomadas de pressão foram instaladas nas luvas permitindo a medição de diferenças de pressão em intervalos 1,5 m.

O aparato experimental “poço invertido” possui seção transversal circular com diâmetro interno de 50 mm. Essa seção de teste possui uma região de desenvolvimento de 120 diâmetros (6 m), a partir do ponto de injeção das fases água, óleo e ar. O duto anular e o tubo de referência não possuem região de desenvolvimento como aparato experimental “poço invertido”, pois as três fases são injetadas diretamente na seção de teste. Essa seção de teste é

equipada com válvulas com atuador pneumático, que são empregadas na medição de fração volumétrica das fases.

O fornecimento de água e óleo para as seções de teste é realizado por bombas helicoidais de deslocamento positivo, que são controladas por variadores de frequência via plataforma *Labview*®. A medição de vazão volumétrica de água é realizada por três medidores, um medidor tipo engrenagem com faixa de medição entre 1 e 35 l/min, um medidor tipo turbina com faixa de medição entre 30 e 450 l/min e um medidor de vortex com faixa de medição compreendida entre 30 e 1600 l/min. A medição de vazão volumétrica de óleo é realizada por três medidores tipo engrenagem, com medições entre 0,042 e 13,8 l/min, de 2,5 a 106,7 l/min e medições de 6,67 a 233,3 l/min. O suprimento de ar é realizado por um compressor tipo parafuso com pressão trabalho de 7,5 bar e vazão máxima de 3511 l/min. O ar é armazenado em tanques tipo “pulmão”, localizados a montante da seção de teste e das válvulas pneumáticas, evitando oscilação de pressão. A medição de vazão volumétrica de ar é realizada por três medidores tipo turbina, com faixa de medição compreendida entre 14 a 140 l/min, de 140 a 1333 l/min e 560 a 5660 l/min, e um medidor tipo engrenagem com faixa de medição de 1 a 20 l/min.

Foram instalados um termopar (tipo K) na linha de óleo, e termopares nas três seções de teste, com objetivo de definir as propriedades físicas do óleo, notadamente a viscosidade que possui uma elevada variação com a temperatura. E ainda, a linha de óleo é equipada com manômetro para monitorar a pressão a jusante da bomba, permitindo operar o sistema de maneira segura e eficaz.

No caso do duto anular e tubo de referência, o escoamento que sai dessas seções de teste é direcionado para um único tanque separador gás-líquido por mangueiras flexíveis de 2”. Uma bomba helicoidal de deslocamento positivo bombeia o líquido desse reservatório para um tanque separador de placas coalescentes que separa a mistura de óleo-água e redireciona água e óleo para respectivos reservatórios, permitindo operar o sistema como um circuito fechado, o que evita a contaminação do laboratório com fluidos de operação. Enquanto que no aparato experimental “poço invertido”, a saída de fluido ocorre por uma tubulação rígida de PVC que direciona os fluidos da seção de teste para um segundo tanque separador gás-líquido. Esse reservatório direciona, por gravidade, a mistura água-óleo para o separador de placas coalescente, que é comum às outras duas seções de testes.

Os ensaios foram conduzidos utilizando água, óleo mineral e ar-comprimado. A água possui densidade média de $998,2 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade de 1 cP, enquanto que o óleo possui densidade média de $874,0 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade de 300 cP a 25°C . Diversas amostras dos fluidos foram coletadas durante diferentes etapas dos ensaios com o objetivo de registrar o comportamento das propriedades físicas dos fluidos. Os resultados são apresentados no Apêndice C.

Para realizar experimentos em escoamento de óleo com diversas viscosidades foi instalado um sistema de controle de temperatura do óleo com a capacidade aquecer ou resfriar o óleo do reservatório. Para obter condições em que o óleo com menor viscosidade, o óleo foi aquecido, enquanto para obter óleos mais viscosos, era resfriado. Esse sistema era composto por um trocador de placas, um *chiller* e uma resistência elétrica (Apêndice C).

São apresentados na Figura 3.1 e na Tabela 3.1 os principais equipamentos que compõem a instalação experimental requerida para executar os ensaios executados nesse trabalho. Alguns equipamentos como bombas (E e D), reservatório de fluido (B e C) e medidores de vazão são comuns as três seções de teste.

Tabela 3.1-Lista de equipamentos da instalação experimental utilizada no presente estudo.

LETRA	EQUIPAMENTO
A	Separador de placas coalescentes
B	Tanque de água
C	Tanque de óleo
D	Bomba de deslocamento positivo de água
E	Bomba de deslocamento positivo de óleo
F	Bomba do trocador de placas
G	Trocador de placa
H	Válvula de controle de ar-baixa
I	Válvula de controle de ar-média
J	Válvula de controle de ar-alta
K	Válvula tripartida diversora em T com atuador pneumático
L	Válvula de duas vias de passagem plena com atuador pneumático
M	Válvula de esfera do tubo de produção
N	Válvula de agulha da saída da tubulação externa
O	Tanque separador gás-líquido
P	Bomba deslocamento positivo de retorno

3.1.1 Medição de vazão volumétrica

Nesta seção são apresentados os medidores de vazão volumétrica utilizados na medição de vazão volumétrica de água, óleo e ar bem como as incertezas de cada equipamento. Esses medidores de vazão são comuns às três seções de teste.

Na Figura 3.2, observa-se o diagrama da estação de bombeamento de água e medição de vazão volumétrica, onde são esquematizados os componentes hidráulicos necessários para manipulação dos medidores de vazão água.

Uma bomba de deslocamento positivo tipo helicoidal é utilizada no bombeamento de água enquanto que a medição de vazão volumétrica de água é realizada por três medidores: (i) um medidor Badgermeter®, modelo OGT HF ½" tipo engrenagem com saída de pulso, (ii) medidor de turbina da marca Oval® e (iii) um medidor Oval®, modelo Ex-Delta, cujo princípio de medição se baseia nos vórtices de *Von Kármán*. A faixa de medição e precisão dos instrumentos são apresentadas na Tabela 3.2.

Figura 3.2-Diagrama da estação de bombeamento de água e medição de vazão volumétrica.

Tabela 3.2-Especificações de medidores de vazão volumétrica de água.

Símbolo	Instrumento de medição	Faixa de medição [l/min]	Precisão
MW 1	Oval OGT	1 ~35	$\pm 0,75\%$ F.E*
MW 2	Oval EX Delta	30 ~ 1300	$\pm 1\%$ L.**
MW 3	Techmeter	31,67 ~ 483,3	$\pm 0,5\%$ L.**

*Faixa de escala;** Leitura do instrumento

Nesse projeto foi substituída toda tubulação destinada à manipulação de escoamento de óleo por uma tubulação com bitola de 3". O objetivo dessa modificação foi reduzir a perda de carga associada à tubulação que sai da bomba de deslocamento positivo e chega às seções de teste, como pode ser observado na figura 3.3. Com essa alteração foi possível ampliar a malha de teste de escoamento monofásico de óleo e escoamento bifásico óleo-ar e trifásico água-óleo-ar. A vazão de óleo é realizada por três medidores de engrenagens identificados por MO 1, MO 2 e MO 3 (Figura 3.3). Na Tabela 3.3, encontram-se especificações desses equipamentos.

Figura 3.3-Diagrama da estação de bombeamento de óleo e medição de vazão volumétrica.

Tabela 3.3-Especificações de medidores de vazão volumétrica de óleo.

Símbolo	Instrumento de medição	Faixa de medição [l/min]	Precisão
MO1	Oval® M-III 45 Modelo LSF-45L	0,042 ~ 13,8	$\pm 1\%$ FM*
MO2	Oval® Flowpet-EG LS5576-430A	6,67 ~ 233,3	$\pm 1\%$ F.E.**
MO3	Oval® Flowpet-EG LS5376-430A	2,5 ~ 106,7	$\pm 1\%$ F.E.**

*Faixa de medição;** Fundo de escala

A vazão volumétrica de ar não se conserva ao decorrer da linha de ar comprimido, pois o ar é um fluido compressível. A perda de carga entre os medidores de vazão e o ponto de injeção da seção de teste é considerável, o que provoca uma diferença relevante entre a densidade do ar no ponto de medição de vazão e a entrada da seção de teste. Como a densidade do ar varia, a vazão volumétrica de ar não se mantém constante, mas a vazão mássica de ar é conservada. Assim sendo, deve ser medir a densidade, que é função da temperatura e pressão, na linha de ar comprimido para obter a vazão mássica de ar, que é invariável devido ao princípio de conservação da massa. Assumindo que o gás é ideal, a densidade e vazão mássica do ar são dadas pela Eq.(3.1) e Eq. (3.2):

$$W = Q \rho \quad (3.1)$$

$$\rho = f(P, T) \quad (3.2)$$

Onde Q é vazão volumétrica, medida pelo medidor, ρ é densidade do ar comprimido no ponto de medição, (P) é pressão absoluta na estação de medição volumétrica e (T) é a temperatura na estação de medição mássica de ar.

A estação de medição e controle de vazão de ar comprimido é suprida por compressor tipo parafuso Schulz®, modelo SRP-3030, que pressuriza um reservatório tipo pulmão até a pressão de 7,5 bar. Esse reservatório é conectado a válvulas de controle proporcionais de vazão de ar (indicado por VC1, VC2 e VC3 na Figura 3.4) e medidores de vazão volumétrica, como ilustrado na Figura 3.4. Essas válvulas de controle proporcionais, com posicionador eletrônico integrado e comandado via Labview®, são utilizadas para realizar um controle refinado da vazão mássica de ar através de um controle proporcional integral e derivativo (PID) implementado na plataforma Labview®. Os medidores de vazão volumétrica de ar são dispostos a jusante das válvulas de controle e identificados como MA1, MA2, MA3 e MA4 (Figura 3.4). Os três primeiros são medidores de turbina, enquanto que o último é um medidor do tipo engrenagem. Dois manômetros, com diferentes faixas de medição, foram instalados em ramificações próxima aos medidores. Um termopar do tipo K foi instalado e calibrado nas proximidades dos medidores de acordo com a Figura 3.4. As especificações dos medidores, dos transdutores e termopar são apresentadas na Tabela 3.4.

A vazão mássica de ar, medida pelos instrumentos apresentados na Figura 3.4 e Tabela 3.4, é utilizada para obter a velocidade superficial de gás (J_g) correta na seção de teste

uma única estrutura metálica com a capacidade de variar a inclinação, abrangendo angulações desde a posição horizontal (0°) até a posição vertical (90°). O içamento dessa estrutura é realizado por um cabo atrelado a um guincho. Um sistema secundário de içamento, composto por talhas, atua simultaneamente nessa operação com objetivo de garantir o posicionamento seguro da instalação.

Em contrapartida, o aparato experimental “poço invertido” não possui a versatilidade de realizar a inclinação. Essa seção de teste fica fixa na posição vertical (90°). Todas as seções de testes operam de maneira independente, embora não possuam a capacidade de operação simultânea. Segue uma descrição desses aparatos.

3.2.1 Duto Anular

A grande motivação do presente estudo é avaliar o conceito de diâmetro hidráulico, amplamente empregado na modelagem de dutos de geometria anular. Para viabilizar esse estudo foi projetado e construído um aparato experimental similar à utilizada por Mendes (2012), Carvalho (2013) e Barbosa (2015). Essas seções de testes eram compostas por três tubulações concêntricas: tubulação externa, tubulação intermediária e tubulação interna. A tubulação externa era composta por tubos de vidro de borossilicato de 1,5 m de comprimento, com diâmetro interno de 155 mm e espessura de 5 mm. A tubulação intermediária é concêntrica em relação à tubulação externa e possui diâmetro externo de 60 mm e espessura de 5 mm. A tubulação interna é um tubo de diâmetro externo de 32 mm, concêntrico à tubulação intermediária. Tanto a tubulação interna, quanto a tubulação intermediária, são de PVC.

A injeção de fluidos na seção de teste ocorre por uma válvula direcional na entrada do duto anular, que é acionada por meio de um atuador pneumático. Assim, observa-se um escoamento ascendente na região anular externa, compreendida entre a tubulação externa e a tubulação intermediária até a posição axial h_{DA} (Figura 3.5), posição onde ocorre a inversão da direção de escoamento, que então passa a ocorrer na região anular interna, que consiste na região entre a tubulação intermediária e a tubulação interna. Com as modificações realizadas nessa instalação, para o presente estudo, a saída de fluidos passou a ocorrer na parte inferior do anular interno, como indicado na Figura 3.5. A alteração simplificou a operação da instalação e ampliou a matriz de teste.

Figura 3.5-Duto de geometria anular utilizado no presente estudo.

A medição de fração volumétrica das fases é realizada através da técnica de fechamento rápido, a qual utiliza a válvula direcional na entrada do duto anular. Essa válvula direciona o escoamento, ora para duto de geometria anular, ora para o tanque de retorno. A válvula é habilitada para a seção de teste para viabilizar o escoamento no duto anular. Quando o objetivo era medir a fração volumétrica, em determinadas condições de escoamento bifásico ou trifásico em regime permanente, o escoamento era direcionado para o tanque de retorno, o que permitia a decantação das fases na seção de teste. Após a decantação, realizava-se a medição da fração volumétrica das fases.

Outro objetivo desse estudo era medir a região de desenvolvimento hidrodinâmico em escoamento bifásico no duto de geometria anular. Para viabilizar esse objetivo, foi necessário

instalar tomadas de pressão em diversas posições axiais do duto anular, conforme observado na Figura 3.6. Furos foram fabricados nos tubos de vidro de borossilicato, bem como conectores customizados para ligar a seção de teste a tubos capilares, que transmitiam a pressão aos transdutores de pressão. Um *manifold* foi construído para viabilizar a alternância entre as tomadas de pressão.

Figura 3.6-Tomadas de pressões instaladas no duto anular.

No duto anular foram instalados alguns instrumentos, tais como termopares, transmissores de pressão manométrica com o objetivo de avaliar os diversos aspectos do escoamento nessa instalação. Como observado na Figura 3.7, foram instalados no duto anular dois transdutores de pressão manométrica, P1 na entrada e P2 na tubulação externa, além de termopares na entrada (T1), na luva 4 (T2) e na saída (T3). Essas medidas são úteis para determinar as propriedades físicas médias do gás durante esse trecho de tubulação em que ocorre o escoamento bifásico ou trifásico. Essa aproximação é realizada para minimizar erros relacionados a efeitos da descompressão do gás, que ocorre do início ao final da seção de teste.

Figura 3.7-Duto anular instrumentado com transdutores de pressão e termopares.

A densidade do ar é função de duas propriedades termodinâmicas, de acordo com a Eq. (3.3).

$$\rho_g = \frac{P_{ar}}{R_{ar}T_{ar}} \quad (3.3)$$

Onde P_{Ar} é pressão absoluta média na seção de teste e T_{ar} é a temperatura, em Kelvin, média na seção de teste e $R_{ar} = 287,058 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ é a constante específica do gás para o ar seco. P_{Ar} e T_{ar} são determinadas, respectivamente, pela Eq. (3.4) e pela Eq. (3.5).

$$P_{Ar} = \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (3.4)$$

$$T_{ar} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} \quad (3.5)$$

Onde P_1, P_2, T_1, T_2 e T_3 são pressões e temperaturas medidas durante o escoamento conforme Figura 3.7. A medição de temperatura na entrada e saída da linha de teste também é utilizada na avaliação da troca de calor entre as fases, que pode ocorrer durante o escoamento. Uma importante hipótese desse estudo é que o escoamento é isotérmico. Os termopares T1, T2 e T3 são importantes para validar essa suposição.

A medição de queda de pressão é realizada com a utilização de dois transdutores de pressão diferencial Endress-Hauser®, modelo PMD-75. Esses equipamentos são identificados pela indicação EH-1 e EH-2 e possuem faixas de medição distintas. Na Tabela 3.5 encontram-se as especificações técnicas dos instrumentos utilizados nessa seção de teste.

Tabela 3.5-Especificações dos instrumentos instalados no duto anular.

Símbolo	Instrumento de Medida	Range	Precisão
EH-1	Endress Hauser® PMD-75	-3 ~ 3 [kPa]	0,05% FM*
EH-2	Endress Hauser® PMD-75	-10 ~ 10 [kPa]	0,05% FM*
SM	Smar® LD301	2 ~ 250 [kPa]	0,075% FM*
P1	Manômetro Huba Control® 510	0 ~ 5 [bar]	0,25 F.E.**
P2	Manômetro Danfoss® AKS 33	0 ~ 1 [bar]	1 % F.E.**
T1	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,3 %
T2	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,3 %
T3	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,3 %

*Faixa de medida do sensor; ** Fundo de escala do sensor

3.2.2 Tubo de Referência

O tubo de referência é composto por tubos de vidro de borossilicato de 1,5 metros de extensão e 95 mm de diâmetro interno. Essa seção de teste possui três válvulas de esferas com dimensão nominal de 2", cujo acionamento é realizado por atuador pneumático e solenoide. Foi instalada uma válvula V1 (figura 3.8) na entrada da seção da teste, a válvula V2 (Figura 3.8) na saída da seção e por fim V3 na linha by-pass. As válvulas V1 e V2 são normalmente fechadas, enquanto que a válvula V3 é normalmente aberta. O acionamento das três válvulas é simultâneo, ocorrendo a abertura das válvulas V1, V2 e fechamento da válvula V3. Essa instalação foi construída com objetivo de realizar a medição da fração volumétrica em escoamento bifásico e trifásico pela técnica de válvula de fechamento rápido. Tanto o by-pass quanto a saída da seção de teste direcionam o escoamento para um separador gás-líquido (tanque de retorno), no qual está instalado uma bomba de deslocamento positivo que

transporta o fluido, que se separou do gás, até o separador de placas coalescentes, que realiza a separação de dispersão água-óleo.

Figura 3.8-Tubo de referência.

Foram instalados nessa seção de teste 5 tomadas de pressão, com distância entre tomadas de 1,5 metros, que foram fabricadas nas luvas de PVC, que são utilizadas para realizar a fixação entre os tubos de borossilicato. Um *manifold* foi fabricado com objetivo de permitir a alternância das tomadas de pressão, assim é possível realizar a medição de queda de pressão entre quaisquer tomadas, como, por exemplo, entre TP1 e TP2 ou até mesmo entre TP2 e TP5 (Figura 3.9). Com objetivo de gerar diversos padrões de escoamento, como o padrões bolhas, foram instalados dois tipos de injetores, customizados com controle refinado da vazão de ar. Um deles é um injetor controlado por uma válvula de agulha, enquanto que o segundo possui um injetor poroso com a capacidade de gerar pequenas bolhas. Esses injetores especiais permitem um controle muito refinado da vazão de ar, quando comparado com o terceiro injetor, que possui dimensão nominal 1 1/4" (injetor direto). Esse último injetor (direto) é utilizado na geração de padrões mais severos, como o padrão pistonado e agitante

Figura 3.9-Tomadas de pressão no tubo de referência. Figura 3.10-Instrumentação no tubo de referência.

Assim como no duto anular, instrumentos foram instalados no tubo (Figura 3.10), tais como termopares e transdutores de pressão, para obter dados de pressão manométrica, queda de pressão e temperatura. Para avaliar a descompressão que ocorre do início ao final da tubulação, foram instalados os transdutores de pressão P_4 e P_5 . A posição mais adequada para instalar esse instrumentos seria no início e final da linha de teste. Contudo, as luvas extremas do tubo possuem uma redução de área que provocaria erros de medida devido a perda de carga aceleracional. Assim, optou-se em colocar os referidos transdutores de pressão na posição indicadas na Figura 3.10, ainda que os efeitos de descompressão não sejam muito expressivos. Para avaliar as propriedades do ar e a transferência de calor entre as fases foram utilizados três termopares: T5, T6 e T7 (Figura 3.10). No caso, para a determinação da densidade do ar nessa configuração, foi utilizada a Eq. (3.6).

$$\rho_{ar} = \frac{P_{Ar}}{R_{ar}T_{ar}} \quad (3.6)$$

Onde P_{Ar} é pressão absoluta média na seção de teste e T_{ar} é a temperatura, em Kelvin, média na seção de teste e $R_{ar} = 287,058 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$ é a constante específica do gás para o ar seco. Nesse caso, P_{Ar} e T_{ar} podem ser aproximadas, respectivamente, pela Eq. (3.7) e pela Eq. (3.8).

$$P_{Ar} = \frac{P_4 + P_5}{2} \quad (3.7)$$

$$T_{ar} = \frac{T_5 + T_6 + T_7}{3} \quad (3.8)$$

A medição de perda de carga no escoamento bifásico no tubo é realizada com dois transdutores de pressão diferencial, como no duto anular. Esses equipamentos, indicado, por EH-1 e EH-2, possuem faixas de medições diferentes e são utilizados em condições distintas de escoamento bifásico. Maiores detalhes pode-se obter na Tabela 3.6.

Tabela 3.6-Especificações dos instrumentos instalados no tubo de referência.

Símbolo	Instrumento de Medida	Range	Precisão
EH-1	Endress Hauser® PMD-75	-3 ~ 3 [kPa]	0,05% FM*
EH-2	Endress Hauser® PMD-75	-10 ~ 10 [kPa]	0,05% FM*
T5	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,30% FE**
T6	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,30% FE**
T7	Termopar-Tipo K	0 ~ 100 [°C]	0,30% FE**
P3	Manômetro Huba Control 961	-1 ~ 1 [bar]	0,30% FE**
P4	Manômetro Huba Control 961	-1 ~ 1 [bar]	0,30% FE**
P5	Manômetro Danfoss AKS 33	0 ~ 12 [bar]	0,25% FE**

*Faixa de medição do sensor; **Fundo de escala do sensor

3.2.3 Aparato experimental “poço invertido”

O aparato experimental “poço invertido” foi utilizado em experimentos de escoamento líquido-líquido-gás vertical ascendente. Esse aparato experimental é composto por tubo de vidro com diâmetro interno de 50 mm, o que permite a visualização do escoamento. A seção de teste possui um comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico de 120 diâmetros (diâmetro interno de 0,050 m) a partir do ponto de injeção de água, óleo e ar, além de 30 diâmetros após a saída da seção de teste. Essa característica diferencia essa seção de teste em relação ao tubo de referência e ao duto anular, que não possuem um comprimento de tubulação de desenvolvimento hidrodinâmico. O comprimento total dessa seção de teste é 3,60 metros e possui três tomadas de pressão destinadas a medição de queda de pressão.

A medição das frações volumétricas foi realizada através da técnica de válvulas de fechamento rápido. Após o travamento do escoamento, a medição da fração de cada uma das fases foi realizada por duas técnicas distintas: (i) medir a coluna hidrostática de líquido

confinado na seção de teste com um transdutor de pressão diferencial e (ii) medição direta da coluna de líquido por meio de escala posicionada na seção de teste.

A medição de gradiente de pressão durante o escoamento foi realizada por dois transdutores de pressão de diferencial Endress-Hauser®, modelo PMD-75 com faixa de medição entre -3 a 3 kPa e -40 a 15 kPa. Esses equipamentos possuem a incerteza de 0,05% da faixa de medição. Tais instrumentos foram devidamente configurados e calibrados através de um calibrador de pressão WiKa® CPG, modelo 2500, com incerteza de 0,1 Pa. Uma visão detalhada da parte do aparato experimental onde as medições de gradiente de pressão e fração volumétrica são feitas é apresentada na Figura 3.11.

Figura 3.11-Aparato experimental “poço invertido” com equipamentos utilizados na medição de queda de pressão e temperatura.

O aparato experimental é equipado com três luvas L1, L2 e L3 (Figura 3.11), nas quais foram instaladas tomadas de pressão. Assim é possível realizar a medição do gradiente de pressão entre as tomadas L1 e L2, L2 e L3 e entre L1 e L3. Foram utilizadas as tomadas de pressão L1 e L3, com 2,66 m de comprimento. O objetivo era utilizar o maior comprimento possível a fim de obter maior medida total de queda de pressão e assim menores incertezas experimentais. As válvulas VA1, VA2 e VA3 são válvulas de fechamento rápido com diâmetro nominal de 2”. VA1, VA2 são normalmente abertas enquanto VA3 é normalmente fechada. Essas válvulas são acionadas simultaneamente quando se deseja realizar a medida de fração volumétrica. Assim, ocorre o fechamento das válvulas VA1 e VA2 e abertura da

válvula VA3, confinando o escoamento entre VA1 e VA2 e abrindo o *by-pass* por onde o escoamento da mistura multifásica ocorre.

Após o confinamento da mistura multifásica na seção de teste (entre VA1 e VA2), deve ser aberta manualmente a válvula V8, com objetivo de deixar a seção de teste à pressão atmosférica. Desse modo o Sensor de pressão SM realiza a leitura de uma pressão que corresponde à coluna hidrostática. Na Tabela 3.7, são apresentadas as especificações dos instrumentos utilizados nos experimentos.

Tabela 3.7-Instrumentos de medida instalados no aparato experimental “poço invertido”.

Símbolo	Instrumento	Faixa de Medição	Precisão
TP1	Endress Hauser	-3~3 [kPa]	0.05% FM*
TP2	Endress Hauser	-40~15 [kPa]	0.05% FM*
SM	Smar	0~50 [kPa]	0.075% FM*
Te	Termopar	0~100 [°C]	1[°C]

*FM: faixa de medida

3.3 Sistema de Aquisição

A aquisição de dados, dos instrumentos de medição, e controle de equipamentos são executados por um microcomputador equipado com um sistema de aquisição *National Instruments®*. O *hardware* desse sistema é composto por duas placas de aquisição, modelo NI PCI-6224 (*National Instruments®*), quatro blocos conectores, modelo SCB-68 (*National Instruments®*), e é assistida pela plataforma *Labview®* (*software*), que integra sinais medidos, opera análise de dados e executa controle de equipamento. Cada placa de aquisição possui 32 canais analógicos de tensão, 48 canais digitais e 16 bits de resolução. Os instrumentos de medição, em sua maioria, são sensores que operam com um sinal de corrente de 4 a 20 mA. Contudo, a placa de aquisição realiza a leitura de tensão e não corrente. Para viabilizar essa aquisição de dados por de tensão, foram utilizadas resistências de 250 Ω para converter o sinal de corrente em tensão. Tais componentes foram instalados em dois blocos conectores SCB-68, permitindo o sistema realizar aquisição de sinais de corrente e tensão.

A ferramenta *Labview®* (acrônimo para *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) foi utilizada para o desenvolvimento do supervisor de gerenciamento da aquisição de dados e controle de equipamentos. Esses programas são compostos por

diagramas de blocos, ambiente onde é desenvolvido o código do programa através da linguagem gráfica G, e pelo painel frontal, que contém a interface de operação. Nas instalações do LEMI, da EESC-USP, a aquisição de dados dos instrumentos, como medidores de vazão, transdutores de pressão diferencial, transmissores de pressão (manômetros), termopares são efetuadas nos instrumentos virtuais. Esses programas também controlam equipamentos, como bombas, através da comunicação com variadores de frequência. O controle é efetuado na frequência de operação dos motores desses equipamentos, que reflete na rotação da bomba de deslocamento positivo de água ou óleo. O controle da abertura ou fechamento das válvulas direcionais eletropneumáticas destinadas à medição de fração volumétrica foi, também, implementado na interface do programa *Labview®*. O controle remoto dessas válvulas pneumáticas das três seções de teste facilitou a operação da instalação, além de oferecer maior segurança para os usuários. Assim, a operação do aparato experimental, aquisição de dados e controle dos equipamentos foram implementadas em um único programa, o que propiciou segurança e eficácia na execução de ensaios.

3.4 Metodologia

Um dos objetivos deste trabalho é o levantamento de dados de queda de pressão, fração volumétrica das fases em escoamento bifásico e trifásico no duto de geometria anular, no tubo de referência e na tubulação vertical de menor dimensão. A medição de fração volumétrica foi realizada por duas técnicas: (i) utilizando-se um transdutor de pressão diferencial e (ii) através da medição direta usando uma escala. A primeira técnica foi utilizada em escoamento bifásico, enquanto que a segunda foi aplicada para escoamentos trifásicos. A utilização da escala na medição de fração volumétrica em escoamento trifásico se justifica pelo fato de existir duas fases líquidas na tubulação durante a etapa de decantação, o que impossibilita a medição de fração volumétrica direta através do transdutor de pressão, que é possível em escoamento bifásico. A medida de fração volumétrica com a utilização de transdutor de pressão em escoamento trifásico é possível quando é conhecida a fração volumétrica de água ou de óleo, conforme será detalhado na seção 3.4.1. A seguir, segue a metodologia e procedimentos aplicados na obtenção da fração volumétrica, queda de pressão, além de considerações sobre a técnica aplicada à medição da velocidade de bolha de Taylor em meio estagnado.

3.4.1 Medição de Fração Volumétrica

A avaliação do escoamento bifásico se baseia em diversos parâmetros, entre eles a fração volumétrica. Um método de realizar essa medição é através da técnica de válvulas de fechamento rápido. Consiste na utilização de válvulas de fechamento rápido, cujo acionamento é realizado por meio de atuador pneumático e solenóide como descrito na seção 3.2. Em um escoamento bifásico gás-líquido o acionamento desses componentes proporciona o aprisionamento da mistura bifásica gás-líquido nas seções de teste. A obtenção da fração volumétrica das fases consiste em quantificar a proporção das fases confinadas nas seções de teste, através da medição da coluna de líquido confinado na seção de teste. Nesse estudo, essa medição foi realizada de duas maneiras: (i) medição da coluna por escala fixada na seção de teste e (ii) medição da coluna hidrostática por transdutor diferencial de pressão.

No duto anular o travamento do escoamento é realizado através de uma única válvula pneumática, que direciona o escoamento para a seção de teste ou para o tanque de retorno, conforme apresentado na seção 3.2. Após o escoamento bifásico gás-líquido atingir a condição de regime permanente, o escoamento é direcionado para o tanque de retorno através do acionamento da válvula direcional. Uma mistura bifásica ou trifásica ficará confinada no duto anular e após decantação, a fase mais densa ocupará a parte inferior da tubulação. A Figura 3.12 ilustra uma situação típica para escoamento bifásico, na qual a medida da fração volumétrica é executada. Consiste em medir a coluna de líquido armazenada na seção de teste. Em condições de escoamento bifásico, um transdutor de pressão diferencial foi aplicado na medição da referida coluna de líquido (Figura 3.12).

Figura 3.12-Esquema da medição de fração volumétrica no duto anular.

A partir da leitura da pressão diferencial do instrumento, obtêm-se uma medida da coluna de líquido que permite calcular a fração volumétrica das fases. Tomadas de pressão, localizadas na entrada e na saída da seção anular (Figura 3.12), foram conectadas ao transdutor de pressão diferencial por tubos capilares, devidamente preenchidos com água.

Assim, pode-se obter a fração volumétrica das fases a partir das Eq. (3.9), Eq. (3.10) e Eq. (3.11). Apesar de estar pressurizado em diversas condições de operação, a utilização da Eq. (3.9) se justifica pelo fato de a condição de operação ser no máximo de 2 bar, condição em que a densidade do ar é desprezível em relação a densidade do líquido.

$$\rho_g \ll \rho_l \quad (3.9)$$

$$p_x = \rho_l g h_l + \rho_g g (h_r - h_l) \cong \rho_l g h_l \quad (3.10)$$

$$p_y = \rho_a g h_r \quad (3.11)$$

Onde p_x é a pressão na tomada de pressão ligada à entrada do duto anular, p_y é a pressão conectada ao final do duto anular, h_T é o comprimento total do duto anular, h_{DA} é o comprimento da região anular, h_l é a altura de líquido confinado após o desvio do escoamento, ρ_a é densidade da água dos tubos capilares e ρ_l é densidade do líquido confinado na seção de teste (óleo ou água). Como a densidade do ar é muito menor que a densidade da água, será desprezada a parcela de pressão da coluna de ar (Eq. 3.9).

Subtraindo as duas Eq. (3.10) e Eq. (3.11), tem-se a leitura do transdutor diferencial de pressão, indicada pela Eq. (3.12). Rearranjando os termos, obtêm-se a coluna de líquido (Eq. 3.13).

$$p_y - p_x = \rho_a g h_T - \rho_l g h_l \quad (3.12)$$

$$h_l = \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g} \quad (3.13)$$

Com a coluna de líquido h_l , a distância total h_T e a distância h_{DA} são conhecidos, pode-se determinar a fração de líquido, ε_l , que é também conhecida como *holdup*, e fração de vazio, ε_g , para escoamento bifásico, respectivamente determinadas pela Eq. (3.14) e Eq. (3.15):

$$\varepsilon_l = 1 - \varepsilon_g = \frac{h_l}{h_{DA}} = \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g h_{DA}} \quad (3.14)$$

$$\varepsilon_g = 1 - \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g h_{DA}} \quad (3.15)$$

A medição de fração volumétrica no tubo de referência de um escoamento bifásico em regime permanente ocorre através do uso de três válvulas com atuadores pneumáticas, como apresentado na seção 3.2. Observa-se um confinamento de uma mistura bifásica que decanta e assume a configuração ilustrada na figura 3.13.

A fração volumétrica foi obtida para escoamento bifásico a partir da medição de pressão de um transdutor de pressão diferencial Smar® LD 301. Tomadas de pressão foram instaladas na linha de teste de modo medir a coluna líquida confinada na linha de teste, conforme Figura 3.13. Uma delas encontra-se na entrada, após a válvula de fechamento rápido, enquanto que a segunda tomada de pressão encontra-se no final da linha de teste, localizada a montante da válvula de fechamento rápido de saída. Os tubos capilares,

responsáveis por conduzir o sinal de pressão das tomadas de pressão ao transdutor, foram preenchidos com água.

Figura 3.13-Medição de fração volumétrica das fases no tubo.

O transdutor de pressão foi instalado de modo que a pressão p_x (Figura 3.13) é a pressão no início da seção de teste, enquanto que p_y é pressão no final da instalação. Desse modo, essas pressões são equacionadas segundo os conceitos da hidrostática:

$$p_x = \rho_l g h_l + \rho_g g (h_T - h_l) \quad (3.16)$$

$$p_y = \rho_a g h_T \quad (3.17)$$

Onde p_x é a pressão na tomada de pressão ligada à entrada do tubo de referência, p_y é a pressão conectada ao final do tubo de referência, h_T é o comprimento total do tubo de referência, h_l é a altura de líquido confinado após o desvio do escoamento, ρ_a é densidade da água dos tubos capilares e ρ_l é densidade de líquido confinado na seção de teste (óleo ou água).

Como a densidade do ar é muito menor que a densidade da água (Eq.3.18), pode-se simplificar a Eq. (3.16), obtendo-se a Eq. (3.19). Subtraindo as Eq.(3.17) e Eq. (3.19), obtêm-se a leitura do transdutor diferencial dada pela Eq. (3.20). Apesar de estar pressurizado em

diversas condições de operação, a utilização da Eq. (3.18) se justifica pelo fato de a condição de operação ser no máximo de 2 bar, condição em que a densidade do ar é desprezível em relação a densidade do líquido. Desse modo, temos:

$$\rho_g \ll \rho_l \quad (3.18)$$

$$p_x \cong \rho_l g L \quad (3.19)$$

$$p_y - p_x = \rho_a g h_T - \rho_l g h_l \quad (3.20)$$

Rearranjando adequadamente os termos, obtêm-se a coluna de líquido h_l :

$$h_l = \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g} \quad (3.21)$$

Com a coluna de líquido h_l , a distância total h_T são conhecidos, pode-se determinar a fração de líquido, ε_l , que é também conhecida como “*holdup*”, e fração de vazio, ε_g para escoamento bifásico, respectivamente determinadas pela Eq. (3.22) e Eq. (3.23):

$$\varepsilon_l = 1 - \varepsilon_g = \frac{h_l}{h_T} = \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g h_T} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_g = 1 - \frac{\rho_a g h_T - (p_y - p_x)}{\rho_l g h_T} \quad (3.23)$$

Em escoamentos trifásicos, a fração volumétrica foi obtida a partir da medida da altura direta das fases água e óleo através de escalas posicionadas nas três seções de teste. A fração volumétrica de água, ε_a , é definida como a razão entre volume de água confinada na seção de teste (V_a) e o volume total da seção de teste (V_T). Como a área da seção de teste, A , é constante para cada seção, a fração volumétrica de água é dada pela Eq.(3.24). De maneira análoga, obtêm-se a fração volumétrica de óleo, ε_o , determinada pela Eq. (3.25).

$$\varepsilon_a = \frac{V_a}{V_T} = \frac{A \cdot h_a}{A \cdot h_T} = \frac{h_a}{h_T} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon_o = \frac{V_o}{V_T} = \frac{A \cdot h_o}{A \cdot h_T} = \frac{h_o}{h_T} \quad (3.25)$$

Onde h_a é altura de água confinada na seção de teste, h_o é altura de óleo confinado na seção de teste e h_T é comprimento total da seção de teste. A fração volumétrica de ar é obtida a partir Eq. (3.26) e das frações volumétricas de água (ε_a) e óleo (ε_o).

$$\frac{V_a}{V_T} + \frac{V_o}{V_T} + \frac{V_g}{V_T} = \varepsilon_a + \varepsilon_o + \varepsilon_g = 1 \quad (3.26)$$

Onde V_a é volume de água ocupado na seção de teste, V_o é volume de óleo ocupado na seção de teste, V_g é volume de gás ocupado na seção de teste.

Outra maneira de obter as frações volumétricas de água (ε_a) e óleo (ε_o) é utilizar um transdutor de pressão para medir a densidade da coluna líquida (ρ_m) da dispersão de água e óleo, confinada na seção de teste. Conhecendo também a altura total de líquido (h_l), água e óleo, pode-se determinar as frações volumétricas de água (ε_a) e óleo (ε_o), pois existem duas equações (Eq. 3.27 e Eq. 3.28) com ρ_m , h_l , h_{Tl} , ρ_a e ρ_o conhecidos e duas incógnitas (ε_a) e (ε_o). Desse modo, obtemos um sistema de equação possível e determinado (SPD), dada pela Eq. (3.27) e Eq. (3.28). Onde h_l representa a altura de líquido confinado na seção de teste.

$$\rho_a \varepsilon_a + \rho_o \varepsilon_o = \rho_m \quad (3.27)$$

$$\frac{\varepsilon_a}{h_T} \frac{\tilde{h}_a}{h_T} + \frac{\varepsilon_o}{h_T} \frac{\tilde{h}_o}{h_T} = \frac{h_l}{h_T} \quad (3.28)$$

3.4.2 Medição de queda de pressão

A queda de pressão total no escoamento em duto de geometria anular, no tubo de referência e no aparato experimental “poço invertido” foi medida por três transdutores da Endress-Hauser® modelo PMD-75, com faixas de medição de -3 a 3 kPa, entre -10 a 10 kPa e entre -40 a 15 kPa. A precisão dos equipamentos é 0,05 % da faixa de medição, o que proporciona uma precisão de ± 3 Pa, ± 10 Pa e 27,5 Pa, respectivamente. Esses transdutores foram instalados em paralelo e foram utilizados para as três seções de teste. Três *manifolds* foram construídos para conectar esses transdutores a diversas tomadas de pressão ao longo das seções de teste, o duto anular, no tubo de referência e no aparato experimental “poço invertido”. A Eq. (3.29) mostra a relação matemática entre a medida obtida e a queda de pressão por fricção, a qual leva em conta o desbalanceamento hidrostático entre a coluna bifásica e a coluna d’água nos tubos capilares das tomadas de pressão.

$$\Delta P_{medido} = (\rho_m - \rho_l) g L + \Delta P_{atrito} \quad (3.29)$$

Onde ΔP_{medido} é medida obtida pelos transdutores de pressão diferencial, ρ_m é densidade do fluido escoando na seção de teste ou a densidade ponderada de um escoamento bifásico, ρ_l é a densidade do líquido presente nos tubos capilares, nesse caso a água. A aceleração gravitacional é representada por g e a distância entre as tomadas de pressão, que pode ser variada através do *manifold*, é indicada por L . Por fim, a queda de pressão friccional é indicada por ΔP_{atrito} . Note que a perda de carga aceleracional foi desprezada, o que é coerente, pois as seções de teste não possuem redução de área e a descompressão nesses escoamentos não é significativa quando comparada com efeitos gravitacionais.

3.4.3 Medição da Velocidade da bolha de Taylor

Esse trabalho também se ateve a medir a velocidade da bolha de Taylor em meio estagnado em duto anular de grande diâmetro. A medição da velocidade foi efetuada com dois transdutores de pressão diferencial Validyne®, modelo DP-15, com diafragmas de 2200 Pa e 3600 Pa e incerteza de 0,25 % do fundo de escala. As tomadas de pressão desses sensores de pressão foram conectadas a tubos capilares consecutivos, distantes $L = 0,3$ m (Figura 3.14). Esses equipamentos são de alta frequência de aquisição, capazes de realizar aquisição de um sinal dinâmico de pressão. A medição da Bolha de Taylor é obtida a partir da análise desse sinal dinâmico de pressão pela técnica de *correlação cruzada*. Essa transformada avalia a defasagem entre os sinais dinâmicos de pressão dos dois transdutores. Na prática, quando a bolha de Taylor atinge a tomada de pressão TP1 do primeiro validyne®, observa-se uma variação relevante no sinal de pressão desse equipamento. Esse mesmo comportamento é verificado quando a bolha de Taylor atinge a tomada de pressão TP3 do segundo Validyne®. Aplicando a transformada no sinal dinâmico de pressão dos dois validyne é possível obter o tempo de defasagem entre os sinais de pressão (Δt_{df}), o que equivale ao intervalo de tempo decorrido em que a bolha de Taylor percorre a distância entre as tomadas de pressão TP1 e TP3. Como a distância entre as tomadas é conhecida e equivalente a $2L = 0,6$, a velocidade da bolha de Taylor, V_{BT} , é dada pela Eq. (3.30).

Figura 3.14-Medição da velocidade da bolha de Taylor no duto anular.

$$V_{BT} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{2L}{\Delta t_{df}} \quad (3.30)$$

O processamento dos sinais foi implementada diretamente no software *Labview*®, responsável pela aquisição globais de dados.

Os experimentos foram conduzidos em dois meios estagnados: água e óleo. Foi utilizado nesse experimento um cilindro, com volume conhecido, um transdutor de pressão manométrica e um termopar tipo K. O objetivo é medir indiretamente a massa de gás a ser introduzida na seção de teste a partir das Eq. (3.31) e Eq. (3.32).

Figura 3.15-Reservatório utilizado no teste de bolha de Taylor.

$$m_{ta} = V_{ta} \rho_{ta} \quad (3.31)$$

$$\rho_{ta} = \frac{P_{ta}}{287 T_{ta}} \quad (3.32)$$

Onde V_{ta} , é volume do reservatório de ar comprimido ($V_{ta} = 13,580 [L]$), P_{ta} é pressão absoluta (Pa) do tanque e T_{ta} é temperatura, na escala Kelvin, no interior do reservatório e m_{ta} é massa de ar no cilindro (Figura 3.15).

As medições de velocidade de bolha de Taylor foram realizadas em 35 diâmetros hidráulicos a partir da entrada da secção de teste. O procedimento consiste em preencher completamente o canal anular com água ou óleo. Em seguida, o ar comprimido no cilindro foi liberado através de uma válvula de esfera. Observou-se o fluxo ascendente de uma única bolha de Taylor em ambas a água estagnada e coluna de óleo. O volume da bolha pode ser estimado segundo a Eq. (3.33):

$$V_B = \frac{m_{ta}}{\rho_g(p_{DA}, T_a)} \quad (3.33)$$

Onde m_{ta} é a massa de ar no interior do cilindro, T_a é a temperatura ambiente e p_{DA} é a pressão absoluta agindo sobre o ponto de medição de velocidade de bolha de Taylor no duto anular, dada pela Eq. (3.34):

$$p_{DA} = \rho_l g y + P_{atm} \quad (3.34)$$

Onde ρ_l é a densidade do líquido, g a gravidade e y a coluna de líquido acima do ponto de medição da bolha e P_{atm} a pressão atmosférica.

3.5 Procedimento Experimental

O presente trabalho se propõe a avaliar o escoamento bifásico de óleo-ar em duas geometrias: (i) tubo e (ii) duto anular com diâmetro hidráulico equivalente ao tubo de referência. O objetivo é avaliar o conceito de diâmetro hidráulico, normalmente aplicado à modelagem de escoamento bifásico em duto anular. Para permitir a comparação direta entre as geometrias, dados globais de escoamento bifásico, em condições equivalentes, foram obtidos. Queda de pressão, fração volumétrica e padrão de escoamento foram obtidos para as duas geometrias. Experimentos óleo-ar foram realizados em três viscosidades diferentes, a fim de avaliar o efeito da viscosidade do óleo no escoamento bifásico. Não obstante, o presente estudo também avaliou o fenômeno de inversão de fase em escoamento ascendente vertical trifásico em três viscosidades diferentes de óleo e três geometrias: (i) tubo com diâmetro

interno 50 mm, (ii) tubo com diâmetro interno 95 mm e (iii) duto anular concêntrico com diâmetro hidráulico de 95 mm. Condições equivalentes foram impostas com objetivo de avaliar o efeito da geometria. Dados globais do escoamento trifásico, tais como queda de pressão total e fração volumétrica das fases foram obtidos, a partir da técnica de válvulas de fechamento rápido. Por fim, foi realizada a medição da velocidade da bolha de Taylor no duto anular em dois meios estagnados, água e óleo.

3.5.1 Escoamento Gás-líquido

Os experimentos óleo-ar foram conduzidos obedecendo às limitações experimentais impostas pelo duto anular. Por fim, ensaios em condições equivalentes foram replicadas no tubo de referência (Tabela 3.8). Os experimentos foram realizados com óleo Lubrax® Turbina 100, que foi aquecido ou resfriado a fim de simular óleos com diferentes viscosidades. Nesse estudo, os experimentos foram conduzidos com faixas de viscosidade de óleo: μ_1 , μ_2 e μ_3 ; para cada viscosidade, o duto anular ofereceu diferentes limites de operação (Tabela 3.8) devido aos limites de pressão.

$$40 [mPa.s] \leq \mu_1 \leq 100 [mPa.s]$$

$$100 [mPa.s] \leq \mu_2 \leq 225 [mPa.s]$$

$$250 [mPa.s] \leq \mu_3 \leq 400 [mPa.s]$$

Os testes foram realizados inicialmente no duto anular, e posteriormente no tubo de referência.

Tabela 3.8-Velocidades superficiais de óleo e ar em função da viscosidades de óleo: μ_1 , μ_2 e μ_3 .

Instalação	Mínimo $J_{\text{óleo}}$ [m/s]	Máximo $J_{\text{óleo}}$ [m/s]	Mínimo J_{ar} [m/s]	Máximo J_{ar} [m/s]	Viscosidade dinâmica do óleo [mPa.s]
Duto Anular	0,024	0,109	0,027	0,83	74,7
Duto Anular	0,007	0,024	0,086	0,513	328,5
Duto Anular	0,024	0,062	0,063	0,514	157,9
Tubo de referência	0,008	0,025	0,093	0,513	276,8
Tubo de referência	0,024	0,099	0,095	0,834	47
Tubo de referência	0,023	0,062	0,074	0,509	182,9

3.5.2 Inversão de Fase em escoamento Trifásico

A inversão de fase do escoamento ascendente vertical líquido-líquido-gás foi avaliada de acordo com o *water cut* para uma dada velocidade superficial de ar, que é mantida fixa durante os testes. O *water cut* ou razão de injeção de água é definida pela equação (3.35).

$$C_w = \frac{J_a}{J_a + J_o} \quad (3.35)$$

$$J_g = \text{constante} [m/s] \quad (3.36)$$

Onde C_w é o razão de injeção de água e J_a é a velocidade superficial da água, J_o é a velocidade superficial do óleo e J_g é a velocidade superficial do gás..

O início dos experimentos começou com zero razão de injeção de água, o que implica em uma velocidade superficial de água igual a zero e equivale a um escoamento bifásico de óleo e ar. Gradualmente, a razão de injeção de água (C_w) foi aumentada: 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9, e, finalmente, C_w de 1,0, o que é equivalente ao escoamento bifásico ar-água. Com este procedimento foi possível observar o fenômeno de inversão de fase.

A fim de avaliar o efeito de histerese, foram realizados experimentos semelhantes, mas na ordem inversa, com a diminuição da razão de injeção de água (C_w), a partir de 1,0 (escoamento de duas fases: água-ar), e em seguida: 0,9, 0,8, 0,7, 0,6, 0,5, 0,4, 0,3, 0,2, 0,1, e, finalmente, C_w igual a 0, o que equivale escoamento bifásico óleo-ar. Na Tabela 3.8, podem-se ver os limites operacionais e na Tabela 3.9 a matriz de teste de referência.

Além disso, os experimentos líquido-líquido-gás foram realizados em três geometrias e com três diferentes faixas de viscosidades de óleo: modificada com a variação da temperatura do óleo, como se mostra na Tabela 3.9.

$$40 [mPa.s] \leq \mu_1 \leq 100 [mPa.s]$$

$$100 [mPa.s] \leq \mu_2 \leq 225 [mPa.s]$$

$$250 [mPa.s] \leq \mu_3 \leq 400 [mPa.s]$$

A variação da viscosidade do óleo foi modificada com a variação da temperatura do óleo, como se mostra na Tabela 3.9. No Apêndice C, o sistema de controle da temperatura do óleo é apresentado.

Tabela 3.9-Inversão de fase em escoamento ascendente vertical trifásico.

Instalação	Diâmetro [m]	J_l [m/s]	J [m/s]	μ_o [mPa.s]
Aparato experimental “poço invertido”	0,05	0,5	4,5	90
Aparato experimental “poço invertido”	0,05	0,25	4,25	400
Tubo de referência	0,095	0,2	2,2	70,7
Tubo de referência	0,095	0,075	0,275	80
Duto Anular	$d_h = 0,095$	0,075	0,275	125

Os experimentos foram realizados com quatro velocidades de mistura diferentes. No aparato experimental “poço invertido”, operou-se com velocidades superficiais de ar de 4,0 m/s para duas velocidades superficiais de líquido: (i) velocidade superficial de líquido $J_1 = 0,5$ (m/s) e (ii) velocidade superficial de líquido de $J_1 = 0,25$ (m/s). Os ensaios foram conduzidos em situações extremas, com óleos com mesmas densidades, mas com duas viscosidades μ_1 e μ_3 . A máxima velocidade superficial de óleo foi de 0,5 m/s para μ_1 , e 0,25 m/s para a viscosidade μ_3 . A principal limitação dessa instalação é a pressão máxima de operação da linha de óleo. Estabeleceu-se um limite de 3 bar na saída da bomba de óleo com objetivo de garantir a integridade física do corpo técnico e das instalações.

No tubo de referência (0,095 m), experimentos de inversão de fase foram realizados em duas condições. Em primeiro lugar, a velocidade superficial do óleo máxima alcançada foi de 0,2 m/s para 2,0 m/s de velocidade superficial do ar. Transbordamento foi observado no tanque de óleo de retorno e fortes vibrações da estrutura para as velocidades superficiais superiores a 2,0 m/s, o que desmotivou a operação sob tais condições de escoamento, devido aos riscos potenciais associados com a operação da instalação. A segunda condição de teste

no tubo de referência teve em conta as limitações operacionais do duto anular. Mostrou-se promissor comparar diretamente a inversão de fase no duto anular e no tubo de referência em condições de escoamento equivalentes.

No duto anular (diâmetro hidráulico = 0,095 m), a grande limitação experimental foi à pressão na tubulação externa. Dadas as circunstâncias, optou-se por trabalhar com uma velocidade superficial de ar 0,2 m/s e velocidade superficial de líquido de 0,075 m/s.

Pode-se ver, na Tabela 3.10, os detalhes das velocidades superficiais de cada uma das fases em função da razão de injeção de água (C_w). Os experimentos foram realizados com base nessas tabelas.

Tabela 3.10-Matriz utilizada como teste de referência nos ensaios de inversão de fase.

Instalação	C_w	J_a [m/s]	J_o [m/s]	J_g [m/s]	J_l [m/s]
Aparato experimental “poço invertido”	0	0	0,25	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,1	0,025	0,225	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,2	0,05	0,2	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,3	0,075	0,175	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,4	0,1	0,15	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,5	0,125	0,125	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,6	0,15	0,1	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,7	0,175	0,075	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,8	0,2	0,05	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0,9	0,225	0,025	4	0,25

Continuação da Tabela 3.10

Instalação	C_w	J_a [m/s]	J_o [m/s]	J_g [m/s]	J_l [m/s]
Aparato experimental “poço invertido”	1	0,25	0	4	0,25
Aparato experimental “poço invertido”	0	0	0,5	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,1	0,05	0,45	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,2	0,1	0,4	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,3	0,15	0,35	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,4	0,2	0,3	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,5	0,25	0,25	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,6	0,3	0,2	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,7	0,35	0,15	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,8	0,4	0,1	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	0,9	0,45	0,05	4	0,5
Aparato experimental “poço invertido”	1	0,5	0	4	0,5

Continua

Continuação da Tabela 3.10

Instalação	C_w	J_a [m/s]	J_o [m/s]	J_g [m/s]	J_l [m/s]
Tubo de referência	0	0	0,2	2	0,2
Tubo de referência	0,1	0,02	0,18	2	0,2
Tubo de referência	0,2	0,04	0,16	2	0,2
Tubo de referência	0,3	0,06	0,14	2	0,2
Tubo de referência	0,4	0,08	0,12	2	0,2
Tubo de referência	0,5	0,1	0,1	2	0,2
Tubo de referência	0,6	0,12	0,08	2	0,2
Tubo de referência	0,7	0,14	0,06	2	0,2
Tubo de referência	0,8	0,16	0,04	2	0,2
Tubo de referência	0,9	0,18	0,02	2	0,2
Tubo de referência	1	0,2	0	2	0,2
Tubo de referência	0	0	0,075	0,2	0,075
Tubo de referência	0,1	0,0075	0,0675	0,2	0,075
Tubo de referência	0,2	0,015	0,06	0,2	0,075
Tubo de referência	0,3	0,0225	0,0525	0,2	0,075
Tubo de referência	0,4	0,03	0,045	0,2	0,075
Tubo de referência	0,5	0,0375	0,0375	0,2	0,075
Tubo de referência	0,6	0,045	0,03	0,2	0,075
Tubo de referência	0,7	0,0525	0,0225	0,2	0,075
Tubo de referência	0,8	0,06	0,015	0,2	0,075
Tubo de referência	0,9	0,0675	0,0075	0,2	0,075
Tubo de referência	1	0,075	0	0,2	0,075
Duto anular	0	0	0,075	0,2	0,075
Duto anular	0,1	0,0075	0,0675	0,2	0,075
Duto anular	0,2	0,015	0,06	0,2	0,075
Duto anular	0,3	0,0225	0,0525	0,2	0,075
Duto anular	0,4	0,03	0,045	0,2	0,075
Duto anular	0,5	0,0375	0,0375	0,2	0,075
Duto anular	0,6	0,045	0,03	0,2	0,075
Duto anular	0,7	0,0525	0,0225	0,2	0,075
Duto anular	0,8	0,06	0,015	0,2	0,075
Duto anular	0,9	0,0675	0,0075	0,2	0,075
Duto anular	1	0,075	0	0,2	0,075

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DE DADOS E RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados os resultados obtidos no presente estudo experimental. Dados globais de escoamento líquido-gás e líquido-líquido-gás, como gradiente de pressão e fração volumétrica das fases, são avaliados. Inicialmente, apresentam-se dados de escoamento monofásicos para as três geometrias utilizadas no estudo (duto anular, tubo de referência com diâmetro interno de 95 mm e o tubo vertical menor com diâmetro interno de 50 mm). Os dados obtidos com escoamento monofásico de água e óleo são comparados com as previsões clássicas da mecânica dos fluidos para validar as medições de queda de pressão. Para validar a medição de queda de pressão e fração volumétrica para escoamento líquido-gás, experimentos em escoamento água-ar foram realizados no tubo de referência. Compararam-se dados de fração volumétrica e gradiente de pressão com previsões obtidas a partir do modelo de mistura. Por fim, um estudo experimental sobre inversão de fase em escoamento óleo-água-ar é apresentado.

4.1 Escoamento Monofásico

A validação do aparato experimental foi realizada através da medição do gradiente de pressão por atrito no escoamento monofásico de água e comparação com o gradiente de pressão por atrito previsto pela Eq. (4.1). Para prever o coeficiente de atrito em escoamento em regime turbulento, como observado em escoamento monofásico de água, foi utilizado a Eq. (4.2), enquanto para escoamento em regime laminar, associado a escoamento monofásico de óleo, é utilizado a Eq. (4.3). O número de Reynolds é dado pela Eq. (4.4). As Eq. (4.1), Eq. (4.2), Eq. (4.3) e Eq. (4.4) podem ser obtidas em Fox et al., 2004.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho f J_a^2}{2 D} \quad (4.1)$$

$$f = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (4.2)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.3)$$

$$Re = \frac{\rho J_a D}{\mu_a} \quad (4.4)$$

onde ρ é a densidade do fluido, D é o diâmetro do tubo, f é o fator de atrito da Blasius, ΔP é a queda de pressão, L é a distância entre as tomadas de pressão da tubulação e μ_a é a viscosidade dinâmica da água.

Na Figura 4.1, são apresentados dados de gradiente de pressão por fricção em escoamento monofásico de água. Essas medidas foram obtidas para o tubo vertical menor, cujo diâmetro interno é 50 mm. Nessa instalação foi possível atingir uma velocidade superficial de água da ordem de 2 m/s, o que fornece um escoamento turbulento, atingindo um número de Reynolds da ordem de 10^5 (Tabela 4.1). Um espalhamento de cerca de 10% e erro médio relativo de 5% foi verificado, o que sugere que a medição da queda de pressão para essa instalação está consistente.

Figura 4.1- Validação da medição de queda de pressão com escoamento monofásico de água para o tubo vertical menor (50 mm).

Tabela 4.1-Validação da medição de queda de pressão para o tubo vertical menor (50 mm).

Vazão volumétrica [l/min]	Velocidade superficial [m/s]	Viscosidade dinâmica [mPa.s]	Número de Reynolds	Gradiente de fricção medido	Gradiente de fricção previsto	Erro relativo [%]
58,85	0,50	1	24404	60,41	61,72	2%
117,80	1,00	1	48847	198,84	207,91	5%
177,07	1,50	1	73421	459,45	424,22	-8%
235,52	2,00	1	97657	746,11	698,85	-6%

A Figura 4.2 apresenta dados de escoamento monofásico de óleo obtido para o tubo de referência. As medições de gradiente de pressão por fricção são comparadas com previsões fornecidas pela Eq.(4.1). O fator de atrito foi estimado segundo a Eq. (4.2) para escoamento monofásico de água (escoamento turbulento), enquanto que para escoamento monofásico de óleo foi utilizada a Eq. (4.3) (escoamento laminar). Um espalhamento da ordem de 20 % e um erro relativo médio da ordem de 11% sugerem que a medição de queda de pressão esta consistente. Na Figura 4.3 é apresentado o fator de atrito experimental e teórico para o tubo de referência. Os resultados obtidos para escoamento monofásico de óleo apresentam um número de Reynolds inferior a 1000, região em que o escoamento é laminar, enquanto que para o escoamento monofásico de água os números de Reynolds estão acima de 10000. Os resultados teóricos e experimentais apresentam boa concordância, o que é corroborado pela Figura 4.2. Devido às limitações experimentais, não foi possível coletar dados de escoamento monofásico com Reynolds entre 1000 e 10000.

A Figura 4.4 apresenta o fator de atrito experimental em função do número de Reynolds para escoamento monofásico de óleo obtido para o tubo de referência e duto anular. Esses dados sugerem que para escoamento laminar de óleo o fator de atrito para o duto anular é superior ao fator de atrito experimental obtido para o tubo de referência.

Figura 4.2- Gradiente de pressão por fricção experimental e previsto para escoamento monofásico de óleo no tubo de referência.

Figura 4.3- Fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo de referência.

Figura 4.4- Fator de atrito em função do número de Reynolds para tubo de referência e duto anular obtidos a partir de escoamento monofásico de óleo.

4.2 Escoamento bifásico

Os dados experimentais de escoamento gás-liquido obtidos neste trabalho são confidenciais e, a pedido da Statoil®, não serão expostos. Portanto, os resultados serão

apresentados e avaliados qualitativamente, a partir das tendências dos dados experimentais. Considera-se que, do ponto de vista científico, a análise das tendências é suficiente para demonstrar os efeitos da viscosidade do líquido e geometria sobre os parâmetros do escoamento bifásico.

Experimentos água-ar, além de experimentos óleo-ar para três viscosidades de óleo μ_1, μ_2 e μ_3 , foram realizados em ambas as geometrias. As condições de escoamento líquido-gás abrangidas nesse estudo experimental são apresentadas em mapas de fluxos presentes nas seções a seguir.

Uma abordagem para realizar a avaliação dos resultados de escoamento gás-líquido é através da Eq. (4.5), que apresenta a velocidade *in situ* do gás (v_g) em função da velocidade superficial de gás (J_g) e da fração de vazio (ε_g), e da Eq. (4.6) que apresenta uma relação linear entre a velocidade *in situ* de gás em função da velocidade superficial da mistura (J):

$$v_g = \frac{J_g}{\varepsilon_g} \quad (4.5)$$

$$v_g = C_0 J + \tilde{V}_{gj} \quad (4.6)$$

Onde J_g é a velocidade superficial do gás, ε_g é fração de vazio, V_g é a velocidade *in situ* do gás, J é a velocidade da mistura enquanto C_0 e $\tilde{V}_{gj}$ são o coeficiente de distribuição e a velocidade de deslizamento ponderada.

Gráficos de velocidade *in situ* em função da velocidade superficial da mistura são muito úteis para avaliar experimentalmente o coeficiente de distribuição (C_0) e a velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{gj}$). A velocidade *in situ* experimental é obtida através da velocidade superficial de gás (J_g) e da fração de vazio (conforme Eq. 4.5), a partir de dados obtidos experimentalmente. A velocidade superficial de mistura (J) é conhecida, dado que a vazão volumétrica das fases é conhecida, conforme descrito no capítulo 3. Uma boa estratégia para analisar os resultados é comparar os valores do coeficiente de distribuição (C_0) e a velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{gj}$), obtidos experimentalmente, com valores encontrados na literatura.

A validação do aparato experimental para escoamento gás-líquido foi realizada através de previsões de fração de vazio e gradiente de pressão fornecidas pelo modelo de mistura. Esse modelo utiliza a Eq. (4.7) para fornecer uma previsão de fração de vazio, ε_g . Observa-se que a

Eq. (4.7) é função da velocidade superficial de gás (J_g) e da velocidade de mistura (J), que são grandezas conhecidas nos experimentos. Ainda, o coeficiente de distribuição (C_0) e a velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{gj}$) são determinados a partir do modelo apresentado no capítulo 2 (Tabela 2.2), o que permite a determinação da fração de vazio.

$$\varepsilon_g = \frac{\frac{J_g}{J}}{C_0 + \frac{\tilde{V}_{gj}}{J}} \quad (4.7)$$

O gradiente de pressão total é determinado pela Eq. (4.8). Entretanto, a componente aceleracional pode ser desprezada, pois os efeitos de descompressão são desprezíveis. Portanto, A Eq. (4.8) pode ser simplificada, produzindo a Eq. (4.9)

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\rho_m g \cos \theta + \frac{2 C_f G^2}{\rho_m D} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \frac{dx}{dz} - \frac{G^2}{\rho_m A} \frac{dA}{dz}}{1 - M^2} \quad (4.8)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \rho_m g \cos \theta + \frac{2 C_f G^2}{\rho_m D} \quad (4.9)$$

Onde o número de *Reynolds* (Re) pode ser determinado pela Eq. (4.10). Segundo Wallis (1969) a densidade de mistura (ρ_m) pode ser determinada pela Eq. (4.11) e a viscosidade de mistura (μ_m) é determinada pela Eq. (4.12). Ainda, o coeficiente de atrito é dado pela Eq. (4.13), pois o escoamento água-ar é turbulento.

$$Re = \frac{DJ\rho_m}{\mu_m} \quad (4.10)$$

$$\rho_m = (1 - \varepsilon_g)\rho_l + \varepsilon_g\rho_g \quad (4.11)$$

$$\mu_m = (1 - \varepsilon_g)\mu_l + \varepsilon_g\mu_g \quad (4.12)$$

$$C_f = 0,079Re^{-0,25} \quad (4.13)$$

O número de Mach pode ser determinado pela Eq. (4.14).

$$M = \frac{J}{c} \quad (4.14)$$

Onde J é a velocidade superficial da mistura e c indica a velocidade do som na mistura bifásica.

O erro relativo médio, ERM_{grad} , que avalia o erro entre o gradiente de pressão experimental (dp/dz_{exp}) e o previsto pelo modelo de mistura (dp/dz_{mo}) é determinado pela Eq.(4.15). De maneira análoga, o erro relativo médio, ERM_{ε} , que avalia o erro entre a fração volumétrica experimental (ε_{exp}) e prevista pelo modelo de mistura (ε_{mo}) é determinado conforme Eq.(4.16).

$$ERM_{grad} = \frac{1}{N} \sum_i^N \sqrt{\left(\frac{\frac{dp}{dz_{mo}} - \frac{dp}{dz_{exp}}}{\frac{dp}{dz_{exp}}} \right)^2} \quad (4.15)$$

$$ERM_{\varepsilon} = \frac{1}{N} \sum_i^N \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{mo} - \varepsilon_{exp}}{\varepsilon_{exp}} \right)^2} \quad (4.16)$$

4.2.1 Tubo de referência

Na Figura 4.5 e na Figura 4.6 são apresentadas as condições experimentais avaliadas no tubo de referência em escoamento ascendente vertical líquido-gás. Através de mapas de fluxo clássicos de escoamento líquido-gás, em que a velocidade superficial de líquido (J_l) é dada em função da velocidade superficial de gás (J_g), as diversas fronteiras de padrão de escoamento são representadas conforme os modelos de Taitel et al. (1980). As condições experimentais foram determinadas com base nas limitações experimentais da instalação.

Figura 4.5-a) Carta de fluxo para escoamento água-ar no tubo de referência. b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_1 = 51,54$ mPa.s.

Figura 4.6-a) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_2 = 186,01$ mPa.s . b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no tubo de referência obtidos para viscosidade de óleo $\mu_3 = 263,98$ mPa.s .

A Eq. (4.17) foi utilizada para determinar o coeficiente de distribuição (C_0), enquanto que a velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{gJ}$) foi determinada pela Eq. (4.18), proposta por Ishii (1977) para o padrão pistonado, que foi o padrão de escoamento observado no tubo de referência em escoamento bifásico água-ar e óleo-ar. Esses parâmetros são adequados para realizar a comparação entre os dados obtidos experimentalmente e as previsões do modelo de mistura, pois segundo Hibiki e Ishii (2003) esses parâmetros são indicados para escoamento ascendente vertical água-ar em tubos com dimensão superior a 50 mm. Como o tubo de referência possui diâmetro interno de 95 mm, conclui-se que a aplicação desses parâmetros é coerente para validar os instrumentos de medida.

$$C_0 = 1,2 - 0,2 \sqrt{\rho_g / \rho_l} \quad (4.17)$$

$$\tilde{V}_{gJ} = 0,35 \sqrt{\frac{gD\Delta\rho}{\rho_l}} \quad (4.18)$$

Avaliando a Figura 4.7a observa-se a comparação entre o gradiente de pressão total experimental e previsto pelo modelo de mistura, enquanto que a Figura 4.7b apresenta a comparação da fração volumétrica de água, também conhecido como *holdup* de água, experimental e previsto pelo modelo de mistura. Um espalhamento da ordem de 10 % foi

encontrado para ambas as situações, fato que valida a medição de queda de pressão e fração volumétrica (técnica de fechamento rápido). Ainda assim, um erro relativo médio de 3,9 % foi obtido para medição de gradiente de pressão, enquanto que um erro relativo médio de 4,4 % para a medição de *holdup* de água. Esses dados validam as medições de queda de pressão e fração volumétrica obtidas nesse estudo.

Figura 4.7-a) Comparação entre a fração volumétrica de água medida e prevista pelo modelo de mistura no tubo de referência, b) Comparação entre gradiente de pressão total medido e previsto pelo modelo de mistura no tubo de referência.

Figura 4.8-Velocidade *in situ* do gás em função da velocidade superficial de mistura para escoamento vertical água-ar e óleo-ar (μ_2 e μ_3) no tubo de referência.

Figura 4.9-Velocidade in situ do gás em função da velocidade superficial de mistura para três viscosidades de óleo (μ_1 , μ_2 e μ_3) em escoamento vertical óleo-ar no tubo de referência.

A Figura 4.8 apresenta a velocidade *in situ* em função da velocidade superficial de mistura para escoamento vertical água-ar e para duas viscosidades de óleo em escoamento óleo-ar. A alteração da viscosidade do óleo utilizado foi realizada pelo aquecimento ou resfriamento do óleo. A densidade do óleo permanece praticamente constante com a variação da temperatura. Desse modo, a variação da temperatura do óleo afeta majoritariamente a viscosidade do óleo, o que permitiria verificar apenas o efeito dessa propriedade física no escoamento bifásico. E ainda, a densidade do óleo é muito próxima da densidade da água. Assim, por hipótese, seria possível verificar o efeito preponderante da viscosidade no escoamento bifásico. Nesse caso, poder-se-ia avaliar o efeito da viscosidade desde a viscosidade da água (1 mPa.s) até patamares de viscosidade da ordem de centenas de mPa.s.

Os resultados da Figura 4.8 demonstram uma tendência diferente quando se avaliam os dados de escoamento água-ar e óleo-ar. Para escoamento óleo-ar, observa-se claramente que a linha de tendência possui maior inclinação do que a linha de tendência do escoamento água-ar.. Uma maneira de avaliar o efeito da viscosidade no escoamento gás-líquido é através da avaliação do coeficiente de distribuição (C_0) e velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{gJ}$)

obtidos para os experimentos água-ar e óleo-ar. Avaliando novamente a Figura 4.8 e realizando uma regressão linear simples obtêm-se uma equação experimental semelhante a Eq. (4.19).

$$v_g = C_0 J + \tilde{V}_{gj} \quad (4.19)$$

O coeficiente de distribuição (C_0) está relacionado ao coeficiente angular (inclinação da equação linear), enquanto que a velocidade de deslizamento ($\tilde{V}_{gj}$) está relacionada ao coeficiente linear da equação (constante). Avaliando a tendência na Figura 4.8, nota-se que os dados de escoamento água-ar e óleo-ar indicam que o aumento da viscosidade do líquido afeta ambos, o coeficiente de distribuição (C_0) e a velocidade de deslizamento ($\tilde{V}_{gj}$). Para o escoamento água-ar, obteve-se C_0 inferior ao coeficiente de distribuição obtido para o escoamento óleo-ar com óleo de viscosidade $\mu_2 = 186,01$ mPa.s, o que é indicado pela menor inclinação da regressão linear associada ao escoamento água-ar. A mesma tendência é observada quando se avalia o escoamento óleo-ar com óleo de viscosidade $\mu_3 = 263,98$ (mPa.s). Com o aumento da viscosidade do líquido observou-se um aumento da inclinação da regressão linear dos dados obtidos para viscosidade de óleo μ_3 (263,98 mPa.s), quando comparado com os dados de água-ar e óleo-ar (óleo com viscosidade μ_2). Assim, nota-se que quanto maior a viscosidade da fase líquida, maior é o coeficiente de distribuição, fato que esta relacionado à distribuição das fases na seção de transversal. Quanto mais próximo estiver o coeficiente de distribuição da unidade, mais o escoamento se aproxima de um escoamento bifásico homogêneo ideal. Desse modo, os resultados obtidos demonstram uma relação entre o coeficiente de distribuição e a viscosidade do líquido escoando em escoamento vertical líquido-gás. No escoamento água-ar observou-se que os pistões líquidos eram caracterizados por pequenas bolhas, enquanto que nos escoamento óleo-ar não se observou pistões líquidos aerados. Apesar de ambos os escoamentos, água-ar e óleo-ar, ter observado o escoamento da típica bolha de Taylor, o que caracteriza o padrão pistonado apresentado nos mapas da Figura 4.5 e na Figura 4.6, nota-se que a viscosidade do líquido influencia na aeração do pistão líquido provocando alteração nos parâmetros do modelo de mistura (C_0 e $\tilde{V}_{gj}$).

Avaliando agora a velocidade de deslizamento ($\tilde{V}_{gj}$) para os escoamentos analisados na Figura 4.8, nota-se também uma relação entre a velocidade de deslizamento ponderada, $\tilde{V}_{gj}$, e a viscosidade do líquido, assim como foi observado para o coeficiente de distribuição. Quando se comparam os dados de escoamento água-ar com óleo-ar, os resultados sugerem

que o escoamento é dominado pela gravidade, ou seja, que o gradiente de pressão por fricção é desprezível em comparação com o gradiente de pressão gravitacional. O líquido mais viscoso (óleo) é o menos denso, o que implica em diminuição do efeito de flutuabilidade e, conseqüentemente, em diminuição do deslizamento entre as fases líquida e gasosa. Entretanto, quando se analisam somente os resultados de escoamento óleo-ar, a diminuição da velocidade de deslizamento com o aumento da viscosidade pode ser explicada se considera o cisalhamento parietal desprezível. Assim, o cisalhamento viscoso seria dominado pelo cisalhamento interfacial. Nesse caso, uma tensão cisalhante interfacial maior teria maior efeito em retardar o escoamento de gás na média.

Dados de escoamento óleo-ar para três diferentes viscosidade de óleo ($\mu_1 = 51,54$ mPa.s , $\mu_2 = 186,01$ mPa.s e $\mu_3 = 263,98$ mPa.s), apresentados na Figura 4.9, corroboram a hipótese formulada a partir da Figura 4.8. Nota-se que a viscosidade do líquido influencia de maneira sistêmica, da forma já explicada, ambos os parâmetros determinantes no modelo de deslizamento (C_0 e $\tilde{V}_{gJ}$).

Na Figura 4.10, dados de gradiente de pressão total em função da razão de injeção de ar (J_g/J_o) para escoamento óleo-ar e para duas viscosidades de óleos são apresentados. Para a viscosidade $\mu_1 = 51,54$ mPa.s e $\mu_2 = 186,01$ (mPa.s) são apresentados dados para a velocidade superficial de líquido de 0,025 (m/s). Avaliando esses dados para ambas viscosidades constata-se que com um aumento da razão de injeção nota-se uma diminuição do gradiente de pressão total. E ainda, observa-se que o gradiente de pressão total é maior para a situação com menor viscosidade (μ_1). Como em escoamento verticais o escoamento é dominado pela gravidade e, portanto o gradiente de pressão total é influenciado pela proporção das fases líquidas (*holdup* de óleo) e gasosa (fração de vazio). Uma possível explicação para o maior gradiente de pressão observado para a viscosidade (μ_1) seria possuir maior *holdup* de óleo, o que provocaria maior componente gravitacional , haja vista que o escoamento é dominado pela gravidade. Entretanto, quando se avalia o *holdup* de óleo para as mesmas condições (Figura 4.11) observa-se que ambas possuem praticamente os mesmo valores experimentais. Assim, pode-se especular que o maior gradiente de pressão total observado para a viscosidade μ_1 esteja relacionado com maior dissipação interfacial entre as fases óleo-ar para a viscosidade μ_1 .

Avaliando a Figura 4.11, onde dados de *holdup* de óleo em função da razão de injeção de gás (J_g/J_o) são apresentados para duas viscosidades de óleo: $\mu_1 = 51,54$ mPa.s e $\mu_2 = 186,01$

mPa.s. Avaliando os dados para a velocidade superficial de óleo de 0,025 (m/s) para a viscosidade de óleo $\mu_1 = 51,54$ (mPa.s) e $\mu_2 = 186,01$ (mPa.s), constata-se que a viscosidade não influencia nos dados de *holdup* de óleo, pois os dados de fração de vazio são muito próximos para ambas viscosidades (Figura 4.11). No entanto, seriam necessários mais dados de *holdup* para a viscosidade μ_2 , especialmente para valores mais elevados de razão de injeção de ar ($J_g/J_o > 20$), para comparar com os dados de *holdup* para experimentos com óleo com viscosidade μ_1 . Não se pode afirmar que o comportamento observado na Figura 4.10 e na Figura 4.11 se manteria para elevadas razões de injeções de ar, região em que outros padrões de escoamento são observados, como o padrão agitante e o padrão anular.

Figura 4.10-Gradiente de pressão total em função da razão de injeção de ar (J_g/J_o) em escoamento vertical óleo-ar no tubo de referência para as viscosidade de óleo μ_1 e μ_2 .

Figura 4.11-Holdup de óleo em função da razão de injeção de ar (J_g/J_o) para escoamento vertical (tubo de referência) óleo-ar para as viscosidades de óleo μ_1 e μ_2 .

4.2.2 Duto anular

Na Figura 4.12 e na Figura 4.13 são apresentadas as condições experimentais avaliadas no duto anular em escoamento ascendente vertical líquido-gás. Através de mapas de fluxo de escoamento líquido-gás, em que a velocidade superficial de líquido (J_l) é dada em função da velocidade superficial de gás (J_g); as diversas fronteiras de padrão de escoamento são representadas, conforme os modelos de Taitel et al. (1980).

O modelo de transição de padrão proposto por Taitel et al. (1980) para escoamento em tubos verticais sugere que a transição do padrão bolhas para o padrão pistonado em escoamento vertical é função, entre outras, das propriedades físicas das fases conforme a Eq. (4.19). Entretanto a transição do padrão bolhas para o padrão bolhas dispersas possui dependência, além das propriedades físicas, do diâmetro da tubulação, conforme Eq. (4.20).

$$J_l = 3J_g - 1,15 \left[\frac{g\sigma(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.19)$$

$$J_l + J_g = 4 \left\{ \frac{D_h^{0,429} \left(\frac{\sigma}{\rho_l} \right)^{0,089}}{g_l^{0,072}} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l} \right]^{0,446} \right\} \quad (4.20)$$

Onde g é aceleração gravitacional, σ é a tensão superficial, D_h ($D_h=95$ mm) é o diâmetro hidráulico do duto anular, ρ_l é a densidade do líquido, ρ_g é a densidade do gás e ν_l é a viscosidade cinemática do líquido.

A transição do padrão pistonado para o padrão agitante em escoamento vertical é função da aceleração gravitacional (g), do diâmetro hidráulico do duto anular (D_h) e do comprimento de mistura, l_e , (comprimento de desenvolvimento), conforme Eq. (4.21).

$$\frac{l_e}{D} = 40,6 \left(\frac{J_g + J_l}{\sqrt{g D_h}} + 0,22 \right) \quad (4.21)$$

O critério de transição do padrão de bolhas dispersas para o padrão agitante, segundo Taitel et. al (1980), é expresso pela Eq. (4.22), enquanto que o critério de transição do padrão agitante para o padrão anular é dado pela Eq. (4.23).

$$J_l = 0,923 J_g \quad (4.22)$$

$$3,1 = \frac{J_g \rho_g^{1/2}}{[\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{1/4}} \quad (4.23)$$

As Eq. (4.19), Eq. (4.20), Eq. (4.21), Eq. (4.22) e Eq. (4.23) foram utilizadas para prever a fronteira de transição apresentadas na Figura 4.12 e na Figura 4.13. As condições experimentais ensaiadas no duto anular foram determinadas com base nas limitações experimentais da instalação.

Figura 4.12-a) Carta de fluxo para escoamento água-ar no duto anular; b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_l = 62,58$ mPa.s.

Figura 4.13-a) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_2 = 151,3$ mPa.s ;b) Carta de fluxo para escoamento óleo-ar no duto anular obtidos para a viscosidade de óleo $\mu_3 = 342,20$ mPa.s.

Dados de escoamento água-ar e óleo-ar são apresentados na Figura 4.14. A velocidade *in situ* de gás (v_g) em função da velocidade superficial de mistura (J) é apresentada na Figura 4.14-a para o escoamento água-ar e óleo-ar (para viscosidade de óleo μ_1). Para o escoamento óleo-ar foi observado os padrões bolhas e cap-pistonado conforme apresentado pela Figura 4.12-b. Para o escoamento água-ar foi observado os padrões bolhas/cap-pistonado e agitante conforme apresentado na Figura 4.12-a. Observa-se que a viscosidade do líquido influi a topologia do escoamento, o que é evidenciado pela observação de diferentes padrões de escoamento em velocidade superficial de mistura próxima. Avaliando a Figura 4.14^a nota-se que para o líquido mais viscoso, no caso o óleo com viscosidade μ_1 , que a inclinação da reta, que equivale a regressão linear dos dados, é maior para o escoamento óleo-ar quando comparada com a inclinação da reta (regressão linear) obtido para escoamento água-ar. Como a inclinação da reta está associada com o coeficiente de distribuição, C_0 , pode-se concluir que para o escoamento óleo-ar apresenta maior C_0 que o escoamento água-ar. O coeficiente de distribuição está associado com a distribuição das fases no escoamento. Quanto mais próximo o coeficiente de distribuição se aproxima da unidade, mais “homogênea” é a distribuição da fases na seção transversal. Assim, a avaliação da Figura 4.14-a sugere que o escoamento óleo-ar possui uma distribuição menos “homogênea” do que o escoamento água-ar. De fato, a visualização de ambos os escoamentos indicam que o padrão agitante, observado no

escoamento água-ar, é caótico e possui uma característica mais “homogênea” que o padrão bolhas, observado no escoamento óleo-ar.

Na Figura 4.14b, dados de escoamento óleo-ar, obtidos com óleo com viscosidade μ_1 , são apresentados. Foi observado dois padrões de escoamento para essa viscosidade de líquido: o padrão bolhas e o padrão cap-pistonado. Avaliando a Figura 4.14b, nota-se que a regressão linear para os dados obtidos para o padrão bolhas apresenta maior inclinação que para os dados obtidos para o padrão cap-pistonado, o que indica que o padrão bolhas possui maior coeficiente de distribuição, C_0 , que para o padrão cap-pistonado. Esse resultado parece ser inadequado, pois o coeficiente de distribuição inferior indica que o escoamento tende a uma distribuição “uniforme”. Entretanto, o escoamento observado no duto anular para o padrão cap-pistonado se distância muito de um escoamento homogêneo, com a presença da bolha. Como a classificação foi realizada visualmente, algum erro na classificação do padrão de escoamento pode ter ocorrido. Seria necessária uma ferramenta objetiva de classificação do padrão de escoamento. Além disso, poucos pontos experimentais foram coletados no padrão cap-pistonado para viscosidade de óleo μ_1 devido a limitações experimentais. Mais dados experimentais contribuiriam para definir com mais precisão, experimentalmente, o coeficiente de distribuição e a velocidade de deslizamento.

Avaliando a Figura 4.15, dados para escoamento óleo-ar, para as viscosidades de óleo $\mu_1 = 62,58$ mPa.s, $\mu_2 = 151,3$ mPa.s e $\mu_3 = 342,2$ mPa.s, são apresentados. Esses dados demonstram que, com o aumento da viscosidade do óleo, o parâmetro de distribuição aumenta. Quando se considera a velocidade de deslizamento ponderada ($\widetilde{V}_{gj}$), constata-se que, com o aumento da viscosidade, ocorre a diminuição da velocidade de deslizamento. Por outro lado, quando se comparam os resultados para μ_2 e μ_3 , percebe-se um impacto maior da viscosidade sobre a velocidade de deslizamento. Um comportamento semelhante é observado quando se comparam estes resultados com aqueles obtidos no tubo referência. De modo geral, os resultados sugerem que a viscosidade possui um efeito impactante, tanto no coeficiente de distribuição, quanto na velocidade de deslizamento.

Figura 4.14-a) Velocidade *in situ* em função velocidade superficial para escoamento vertical água-ar e óleo-ar (viscosidade de óleo μ_1) no duto anular; b) Velocidade *in situ* em função velocidade superficial no duto anular para escoamento óleo-ar (viscosidade de óleo μ_1).

Figura 4.15-Velocidade *in situ* em função da velocidade superficial de mistura (J) para as viscosidades μ_1 , μ_2 , e μ_3 para o duto anular para o padrão cap-pistonado.

4.2.3 Comparação: duto anular versus tubo referência

A principal motivação do presente estudo é avaliar o escoamento líquido-gás na geometria anular, através da comparação com dados obtidos em condições equivalentes em

tubo de referência. Dados comparativos entre o duto anular e o tubo de referência são apresentados na Figura 4.16 para as viscosidades μ_2 e μ_3 .

Figura 4.16-a) Velocidade in situ em função da velocidade superficial de mistura para viscosidade μ_2 para o tubo de referência e duto anular; b) Velocidade in situ em função da velocidade superficial de mistura para viscosidade μ_3 para o tubo de referência e duto anular.

Na Figura 4.16a são apresentados dados para a viscosidade de óleo μ_2 , condições em que o padrão cap-pistonado foi observado para duto anular enquanto que o padrão pistonado, com a clássica bolha de Taylor, foi observada no tubo de referência. Considerando que as condições de escoamento são equivalentes em ambas às geometrias, nota-se que o parâmetro de distribuição (C_0) obtido para o duto anular é menor do que o valor obtido para o tubo de referência. Essa conclusão é evidente quando se compara a inclinação da regressão linear dos dados obtidos para o duto anular e tubo de referência. É nítido na Figura 4.16a que a inclinação da reta associada ao tubo de referência é mais íngreme do que a reta associado ao duto anular. Pode-se afirmar que essa tendência se mantém quando se avalia os dados obtidos para escoamento óleo-ar para o óleo com viscosidade μ_3 apresentado na Figura 4.16b. Quando se avalia a velocidade de deslizamento no duto anular (Figura 4.16a), constata-se que a velocidade de deslizamento ponderada é maior do que a velocidade de deslizamento do tubo de referência. Isso indica que o escorregamento é maior no duto anular do que no tubo de referência.

Avaliando a Figura 4.16b, são apresentados dados de óleo-ar para a viscosidade μ_3 . O coeficiente de distribuição para o duto anular é menor quando comparado com o coeficiente

de distribuição do tubo de referência. A velocidade de deslizamento obtida no duto anular é maior do que a velocidade de deslizamento ponderada obtida no tubo de referência. Os valores experimentais de coeficiente de distribuição e da velocidade de deslizamento indicam diferenças sistemáticas para as geometrias. O coeficiente de distribuição no tubo de referência é sempre maior do que o coeficiente de distribuição obtido para o duto anular, ao passo que a velocidade de deslizamento obtida para o duto anular é sempre maior que a velocidade de deslizamento para o tubo de referência. De modo geral, o escoamento bifásico no duto anular tende a ter uma distribuição mais homogênea das fases e o deslizamento entre elas é maior. Esses resultados sugerem que o escoamento no tubo de referência e duto anular se comportam de maneiras distintas, e que a utilização do conceito do diâmetro hidráulico não é adequada sobre determinadas condições.

É interessante investigar os dados experimentais obtidos para duto anular e tubo de referência através de outra perspectiva. Na Figura 4.17a, dados de gradiente de pressão total em função da razão de injeção de gás (J_g/J_l) são apresentados para ambas as geometrias para o escoamento óleo-ar com óleo com viscosidade dinâmica μ_l e velocidade superficial de óleo constante de 0,025 m/s ($J_o=0,025$ [m/s]). O gradiente de pressão total obtido para o duto anular diminui com o aumento da razão da injeção de gás. O mesmo comportamento é observado para o tubo de referência. No entanto, nota-se que o gradiente de pressão no tubo de referência é sempre menor que o gradiente de pressão para o duto anular. Para o tubo de referência foi observado em todas as condições de escoamento gás-líquido o padrão pistonado. No duto anular, foi observado o padrão bolhas e o padrão cap-pistonado para o escoamento óleo-ar. No caso do padrão pistonado observa-se a presença da clássica bolha de Taylor, entretanto no padrão denominado cap-pistonado, Julia e Hibiki (2011) sugere que a clássica bolha de Taylor não envolve toda a seção, sendo essa a principal diferença em relação ao padrão clássico pistonado.

Na Figura 4.17b, onde são apresentados dados de fração de vazio em função da razão de injeção de gás para as mesmas condições experimentais. Constata-se um incremento da fração de vazio com aumento da razão de injeção de gás para as duas geometrias, dado que está relacionado com a diminuição do gradiente de pressão total na Figura 4.17a. Como o escoamento é ascendente vertical, o gradiente de pressão total é dominado pela gravidade e, portanto, a maior parcela do gradiente de pressão total está associado à gravidade. Assim, existe uma relação próxima entre o gradiente de pressão e as frações volumétricas. A fração de vazio para o tubo de referência é sempre maior que a fração de vazio obtida para o duto

anular, o que justifica o menor gradiente de pressão total quando comparado com o duto anular. Uma explicação para esse resultado é que, não somente o cisalhamento interfacial, mas, também, o cisalhamento parietal do líquido teria relevância na hidrodinâmica desse escoamento bifásico. Devido à condição de contorno de não-deslizamento da mecânica dos fluidos, que implica em que o escoamento do líquido tem velocidade zero nas paredes dos tubos concêntricos, o cisalhamento parietal é aumentado, resultando em uma menor fração de vazio na geometria anular.

Considerando o escoamento óleo-ar apresentado na Figura 4.17c, com viscosidade de óleo μ_2 e velocidade de óleo igual a 0,025 m/s ($J_o=0,025$ [m/s]), constata-se um comportamento idêntico ao comportamento do escoamento óleo-ar obtido para a viscosidade μ_1 . O gradiente de pressão diminui com o aumento da razão de injeção de gás e a fração de vazio aumenta com o incremento da razão de injeção de gás, comportamento observado para as duas geometrias. E ainda, o gradiente de pressão total do tubo de referência é sempre maior que o gradiente de pressão total medido no duto anular, enquanto que a fração de vazio no duto anular é sempre menor do que a fração de vazio medido para o tubo de referência. Como já discutido, esse comportamento é resultante de uma relação entre o gradiente de pressão e a fração de vazio.

Devido a limitações experimentais, os experimentos com viscosidade μ_3 foram realizados com baixa velocidade superficial de óleo ($J_o=0,01$ [m/s]). Ainda assim, é possível realizar uma avaliação do efeito da geometria para essa viscosidade, pois elevadas razões de injeção de gás foram obtidas. A partir da Figura 4.17e, nota-se que o gradiente de pressão total do tubo de referência decai com o aumento da razão de injeção de gás, como foi observado nos demais situações. Contudo, quando se avalia o duto anular, constata-se um decaimento do gradiente de pressão com um aumento da razão de injeção para $J_g/J_l < 60$. A partir de $J_g/J_l > 60$ percebe-se que o gradiente de pressão total passa a aumentar com o aumento da razão de injeção de gás. Especula-se que nessa região a componente fricional do gradiente de pressão passa a ser relevante. Essa hipótese é sustentada quando se avalia a Figura 4.17f, onde dados de fração de vazio em função da razão de injeção de gás são apresentados. Nessa figura, um comportamento idêntico às demais condições é constatado. Atendo-se à fração de vazio do duto anular, observa-se que a fração de vazio aumenta com a razão de injeção de gás. Quando se observam os dados entre $50 < J_g/J_l < 70$, nota-se que a fração de vazio é constante. Quando se avalia o gradiente de pressão na mesma faixa de J_g/J_l , observa-se um aumento do gradiente de pressão para a condição $J_g/J_l > 60$. Como nenhuma

queda da fração de vazio é observada, o aumento do gradiente de pressão total está associado ao aumento do gradiente de pressão friccional.

Figura 4.17- Gradiente de pressão em função da razão de injeção de ar para óleo de viscosidade (a) μ_1 , (c) μ_2 e (e) μ_3 . Fração de vazio em função da razão de injeção de ar para viscosidade (b) μ_1 , (d) μ_2 e (f) μ_3 . Dados para tubo de referência e duto anular.

4.3 Escoamento trifásico: Inversão de Fase

Em escoamentos líquido-líquido, a inversão de fase é um processo em que a fase contínua é substituída pela fase dispersa. Em escoamentos de óleo e água, que são líquidos imiscíveis, esse fenômeno é evidente quando ocorre a transição do escoamento de dispersão óleo em água (O/W) para escoamento de dispersão água em óleo (W/O). Esse fenômeno é também observado em outras situações, como exemplo, em escoamentos líquido-líquido-gás em dutos, notadamente o escoamento água-óleo-ar presente em poços de produção de petróleo. Nesses tipos de escoamentos multifásicos em tubulações, a mudança na proporção das fases líquidas (água ou óleo) favorece a ocorrência desse fenômeno, que é caracterizado por um aumento abrupto no gradiente de pressão no ponto próximo a inversão de fase. Além disso, é claramente observada uma mudança das propriedades da mistura, como densidade e viscosidade, tanto na região dominada pelo óleo, quanto na região dominada pela água. No entanto, ainda não está bem definida a influência de certos aspectos, como geometria do duto, viscosidade do óleo, além da fração de injeção das três fases, no processo de inversão de fase. Este estudo experimental também se ateve a analisar certos aspectos envolvidos nesse processo de inversão de fase no escoamento vertical ascendente trifásico.

Esta seção apresenta os resultados de experimentos em escoamento água-óleo-ar efetuados no aparato experimental “poço invertido” (50 mm), no tubo de referência (95 mm) e no duto anular (com diâmetro hidráulico de 95 mm). Dados globais de escoamento, como a queda de pressão e fração volumétrica das fases são avaliados com objetivo de compreender o efeito, sobre a inversão de fase, da viscosidade, geometria e velocidade superficial de mistura. A seguir segue o equacionamento utilizado no cálculo das propriedades da mistura de três fases.

A densidade da mistura trifásica, ρ_m , é dada pela Eq.(4.24):

$$\rho_m = \rho_a \varepsilon_a + \rho_o \varepsilon_o + \rho_g \varepsilon_g \quad (4.24)$$

Onde ρ_a é a densidade da água, ρ_o é a densidade do óleo, ρ_g é a densidade do gás, ε_a é a fração volumétrica da água, ε_o é a fração volumétrica do óleo e ε_g é a fração volumétrica do gás.

A viscosidade da mistura (μ_m) foi calculada de acordo com a fase dominante. No caso em que a água é a fase dominante, foi usada a Eq. (4.25) (GUET et al., 2006), enquanto que

no caso em que o óleo é a fase dominante, foi usada a Eq.(4.26) (Wallis, 1969). O número de Reynolds da mistura (Re_m) foi calculado pela Eq. (4.27). A velocidade superficial da mistura (J) para o escoamento trifásico foi definido pela Eq. (4.28) e a velocidade superficial de líquido (J_l) foi definido pela Eq. (4.29), que consiste na soma das velocidades superficiais de água e óleo.

$$\mu_m = \mu_a(\varepsilon_a + \varepsilon_o) + \mu_g \varepsilon_g \quad (4.25)$$

$$\mu_m = \mu_a \varepsilon_a + \mu_o \varepsilon_o + \mu_g \varepsilon_g \quad (4.26)$$

$$Re_m = \frac{\rho_m J D}{\mu_m} \quad (4.27)$$

$$J = J_a + J_o + J_g \quad (4.28)$$

$$J_l = J_a + J_o \quad (4.29)$$

Onde J_a é a velocidade superficial de água, J_o é a velocidade superficial de óleo, J_g é a velocidade superficial de gás, μ_a é a viscosidade dinâmica da água, μ_o é a viscosidade dinâmica do óleo e μ_g é a viscosidade dinâmica da gás.

Avaliação da inversão de fase em escoamento trifásico foi realizada a partir da razão de injeção de água, C_w , que é definida pela Eq. (4.30).

$$C_w = \frac{J_a}{J_a + J_o} \quad (4.30)$$

4.3.1. Tubo vertical menor (Aparato experimental “poço invertido”, com diâmetro de 50 mm)

Pode-se ver na Figura 4.18, dados de gradiente de pressão total em função da razão de injeção de água (C_w) para escoamento trifásico água-óleo-ar com óleo (μ_o) com viscosidade média de 279,6 [mPa.s], obtidos em uma tubulação vertical com diâmetro interno de 50 [mm]. Esses experimentos foram realizados com velocidade de líquido ($J_l = 0,25$ [m/s]) e gás ($J_g = 4,0$ [m/s]) fixos, alterando-se apenas a proporção entre as fases líquidas, indicada por C_w . Avaliando esse gráfico, nota-se que o gradiente de pressão total está entre 2000 [Pa/m] e 3000 [Pa/m] para a $0,2 \leq C_w \leq 1$. No entanto, um salto abrupto no gradiente de pressão total é

notado para $C_w = 0,1$ e $C_w = 0$, alcançando patamares de 7000 [Pa/m], o que representa um aumento da ordem de 240 % no gradiente total.

Figura 4.18- a) Gradiente de pressão total obtido no escoamento trifásico em uma função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_1 = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s];b) Gradiente de pressão friccional obtido no escoamento trifásico em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ cP, $J_1 = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s].

Figura 4.19-a) Número de Reynolds em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_1 = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s];b) Viscosidade da mistura em função da razão de injeção de água para óleo com uma viscosidade $\mu_3 = 279,6$ [cP], $J_1 = 0,25$ [m/s] e $J_g = 4,0$ [m/s].

Quando se avalia o gradiente de pressão por fricção, ilustrado na Figura 4.18b, observa-se um comportamento análogo ao gradiente de pressão total. No entanto, com um patamar menor em relação ao gradiente de pressão total, pois o escoamento é dominado pela gravidade e a maior parcela do gradiente de pressão total é devido à componente

gravitacional. Para região $0,2 \leq Cw \leq 1$, o gradiente de pressão por fricção é da ordem 16,6 % do total, enquanto para a região $0 \leq Cw \leq 0,1$, a parcela friccional do gradiente é da ordem de 40%. Esse comportamento no gradiente de pressão total e friccional indicam que ocorreu inversão de fase em escoamento água-óleo-ar. Na região $0,2 \leq Cw \leq 1$ o escoamento é dominado pela água, situação em a água escoar preponderantemente na região da parede do tubo circular, enquanto que o óleo e o ar tendem a escoar na região central da tubulação. Na região $0 \leq Cw \leq 0,1$ o escoamento é dominado pelo óleo, caracterizado pelo escoamento do óleo na região da parede, enquanto que água e o ar tendem escoar na região central da tubulação. Essa inversão de fase na região parietal provoca, além da alteração do patamar do gradiente de pressão total, uma alteração no regime de escoamento, ilustrado pela Figura 4.19a. Na região dominada pela água, o escoamento é altamente turbulento, com número de *Reynolds* da mistura na ordem de $2 \cdot 10^5$. Já na região dominada pelo óleo, nota-se uma queda abrupta, atingindo número de Reynolds de mistura da ordem de 500, o que caracteriza um escoamento laminar. Desse modo, conclui-se que a inversão de fase é um fenômeno caracterizado por um aumento considerável no gradiente pressão total e friccional, além da transição do escoamento bifásico de um regime turbulento para um regime laminar.

A transição de regime de escoamento trifásico de turbulento para laminar, além de aumento do gradiente de pressão total e da dissipação viscosa, verificados após a inversão da fase água dominante pela fase óleo dominante pode ser explicada considerando a viscosidade da mistura trifásica dada na Figura 4.19b. Nota-se que na região dominada pela água ($0,2 \leq Cw \leq 1$) a viscosidade da mistura é da ordem de 1 [mPa.s], o equivale à viscosidade da água. No entanto, quando se considera a região dominada pelo óleo, a viscosidade da mistura está compreendida entre 175 e 200 [mPa.s]. Isso representa um aumento da ordem de 200 vezes na viscosidade da mistura. Esse aumento drástico da viscosidade da mistura resulta no evidente aumento do gradiente de pressão friccional na região dominada pelo óleo.

É interessante notar que o aumento de viscosidade efetiva da mistura influi significativamente na componente gravitacional. Isso se torna claro quando se analisa novamente a Figura 4.18 e Figura 4.19. Na região dominada pelo óleo ($0 \leq Cw \leq 0,1$), a componente gravitacional é 60 % do gradiente de pressão total. Assim, inversão de fase em escoamento vertical provoca um aumento expressivo no gradiente de pressão total, do qual a maior parcela é devida ao gradiente de pressão gravitacional. Uma explicação é que o aumento da viscosidade efetiva da fase líquida implica em um cisalhamento parietal maior

desta e, conseqüentemente, num aumento do *holdup* de líquido. A diminuição da fração de vazio na região dominada pelo óleo resulta em um maior gradiente de pressão gravitacional.

Os experimentos de inversão de fase foram realizados em duas etapas. Na primeira etapa, estabeleceu-se um escoamento monofásico de água, com uma velocidade superficial igual à 0,25 [m/s]. Em seguida, introduziu-se gás, caracterizando um escoamento bifásico água-ar, até estabelecer uma velocidade superficial de gás de 4,0 [m/s], que permaneceu invariável no decorrer dos testes. Esse experimento representa o experimento com razão de injeção de água, de $C_w = 1$. Assim, outros testes foram realizados diminuindo a razão de injeção de água, de $C_w = 0,9$ até $C_w = 0$. Assim, dados de gradiente de pressão foram obtidos diminuindo-se a proporção C_w . A segunda etapa desse experimento consistiu em realizar o processo oposto, começando com $C_w = 0$ e impondo incrementos de 0,1 na razão de injeção de água, até atingir $C_w = 1$, o que totalizou 20 experimentos. Esse procedimento é adequado para capturar algum efeito histerese relacionado à ordem de injeção dos líquidos. Conforme apresentado na Figura 4.18 e na Figura 4.19, não se notou grandes efeitos na ordem de injeção, com exceção do caso de *water cut* $C_w = 0,1$. Na situação em que foi imposta a ordem decrescente de *water cut*, observou-se maior gradiente de pressão total e por fricção.

Com o objetivo de avaliar o efeito da viscosidade do óleo no processo de inversão de fase, foi realizada outra bateria de testes na tubulação de diâmetro de 50 mm (“poço invertido”). As discussões do efeito da viscosidade serão feitas tomando com referência os resultados compilados nos gráficos da Figura 4.20, onde se é apresentado o gradiente de pressão total trifásico medido com óleo $\mu_1 = 90$ cP e $\mu_3 = 279,6$ cP, cujos experimentos foram realizados com velocidades superficiais de líquido $J_{1-\mu_1} = 0,5$ [m/s] e $J_{1-\mu_3} = 0,25$ [m/s] e uma única velocidade superficial de gás, $J_g = 4,0$ [m/s]. Observando a Figura 4.20, no escoamento dominado pela água, $C_w > 0,3$ para $\mu_1 = 90$ (cP) e $C_w > 0,2$ para $\mu_3 = 279,6$ (cP), nota-se que o gradiente de pressão total é menor para o caso do óleo mais viscoso, como esperado, uma vez $J_{1-\mu_1} = 0,5$ [m/s] $>$ $J_{1-\mu_3} = 0,25$ [m/s]; portanto, a coluna hidrostática é maior para o caso μ_1 . Note-se que a fração de injeção líquida é de 11% para o caso do óleo menos viscoso, e de apenas 6% quando o óleo mais viscoso.

Claramente se observa que a inversão de fases ocorreu em C_w 's diferentes, dependendo da viscosidade. Para o caso de viscosidade do óleo $\mu_1 = 90$ (cP) a inversão de fase ocorre entre $C_w = 0,2$ e 0,3, enquanto que para a viscosidade do óleo $\mu_3 = 279,6$ (cP) a inversão de fases ocorre entre $C_w = 0,1$ e 0,2. Com a diminuição da razão de injeção de água,

para $\mu_1 = 90$ (cP), passando para o escoamento dominado pelo óleo, foi observado um pico de gradiente de pressão, relacionado à inversão de fase, e, em seguida, uma redução progressiva do gradiente de pressão. Este comportamento também foi observado por Descamps et al. (2006, 2007) em escoamento líquido-líquido-gás ascendente vertical, mas os autores trabalharam apenas com pequenas frações de injeção de gás e óleo com viscosidade de apenas 7 cP.

Figura 4.20- Gradiente de pressão total no escoamento trifásico no tubo vertical menor para viscosidades $\mu_1 = 90$ cP e $\mu_3 = 279,6$ cP.

Por outro lado, para $\mu_3 = 279,6$ (cP), com a diminuição da razão de injeção de água, passando para escoamento dominado pelo óleo, não foi observado nenhum pico de gradiente de pressão na inversão de fase, nem redução progressiva do gradiente de pressão. Um aspecto que explica a não ocorrência do pico de gradiente de pressão na inversão de fase do escoamento com o óleo mais viscoso é provavelmente a não ocorrência de formação de gotículas de emulsão de água em óleo. Tal como previsto pelo modelo reológico de Einstein (Wallis, 1969), um aumento da fração da fase dispersa leva a um aumento da viscosidade da mistura. Ele explica o pico de gradiente de pressão na inversão de fase do escoamento de óleo menos viscoso, observado na Figura 4.20. No entanto, no escoamento com o óleo mais

viscoso, é provável que a água esteja presente na forma de gotas grandes e deformáveis que são arrastadas pelo óleo viscoso, que não caracteriza uma emulsão.

O gradiente de pressão total no escoamento dominado pelo óleo, $C_w < 0,3$ para $\mu_1 = 90 \text{ cP}$ e $C_w < 0,2$ para $\mu_2 = 279,6 \text{ (cP)}$, é maior do que o gradiente de pressão total no escoamento dominado pela água. Isto é devido à fração volumétrica de líquido (*holdup*), que no escoamento dominado por óleo é sempre mais elevada do que a fração volumétrica de líquido no escoamento dominado pela água. A alta viscosidade do óleo resulta em um grande aumento da tensão cisalhante da mistura. Esta força de cisalhamento parietal incrementada provoca um aumento da dissipação viscosa, o que influencia o escoamento, promovendo uma maior resistência ao escoamento de líquido. A consequência direta e mensurável é o aumento de fração volumétrica de óleo e, portanto, o aumento do gradiente de pressão total. Assim, a relação de deslizamento entre o ar e o escoamento de líquido em regiões dominadas por óleo é mais elevada. Portanto, o aumento significativo observado no gradiente de pressão total, com a diminuição da C_w e após a inversão de fase, é o resultado do aumento em ambos os gradientes de pressão gravitacional e friccional.

Inversão de Fase Transiente

O estudo até o momento se ateve em avaliar escoamento trifásico em regime permanente. No entanto, o fenômeno de inversão de fase é intrinsecamente transiente, pois envolve a transição da fase líquida dominante. Assim, para avaliar a natureza transiente desse fenômeno, um experimento foi idealizado para avaliar a evolução do gradiente de pressão total com o tempo durante a inversão de fase. O gradiente de pressão total foi obtido em função do tempo para uma razão de injeção de água constante, $C_w = 0,1$. A condição inicial desse experimento foi estabelecer um escoamento bifásico água-ar em regime permanente, com as seguintes velocidades superficiais:

$$J_a = 0,025 \text{ [m/s]} \text{ e } J_g = 4,0$$

Observando a Figura 4.21, até os primeiros 55 segundos, houve um escoamento bifásico água-ar em regime permanente. Então, óleo foi abruptamente injetado com velocidade superficial de 0,255 m/s, o que caracterizou a condição:

$$J_a = 0,025 \text{ [m/s]}, J_o = 0,225 \text{ [m/s]}, J_g = 4,0 \text{ e } C_w = 0,1$$

Entre os instantes 55 s e 200 s houve uma transição clara da magnitude do gradiente de pressão total. Este resultado está relacionado com o fenômeno de inversão de fase, que é caracterizada pela substituição do fluido em contato com a parede do tubo, neste caso, a camada de água foi substituída pela fase oleosa durante o escoamento. A velocidade Entre os 55s instantes e 200s há uma transição clara da magnitude de pressão total de gradiente. Este resultado pode estar relacionado com o fenômeno de inversão de fase, que é caracterizada pela substituição do fluido em contato com a parede do tubo, neste caso, a camada de água foi substituída pela fase oleosa durante o escoamento. A fração de injeção da mistura líquida aumenta de 0,6% para 6%. Já o incremento no gradiente de pressão total foi de 300%. Tal aumento no gradiente de pressão pode ser explicado por um aumento de ambos os termos gravitacionais e de atrito, o que pode ser explicado pela inversão de fase. A viscosidade do óleo é muito maior do que a da água, por conseguinte, a fração volumétrica de líquido e a tensão cisalhante parietal aumentam.

Figura 4.21-Inversão de fase transiente em escoamento trifásico, $J_a = 0,025$ (m/s), $J_o = 0,225$ (m/s), $J_g = 4,0$ (m/s) e $C_w = 0,1$, para óleo com viscosidade de 279,6 (cP).

4.3.2 Tubo de Referência (95 mm)

Experimentos em escoamento óleo-água-ar foram conduzidos também no tubo de referência (diâmetro de 95 mm) com objetivo de avaliar o efeito da geometria no fenômeno de inversão de fase. Esses experimentos foram realizados de maneira similar àqueles no tubo

vertical menor, fixando as velocidades superficiais de líquido e de gás e variando a proporção dos líquidos, indicada a partir da razão de injeção de água (C_w). As seguintes condições foram utilizadas:

$J_l=0,2$ [m/s], $J_g=2,0$ [m/s], $\mu_o=70,7$ [mPa.s] e $Re_m=145249$, Padrão agitante

$J_l=0,075$ [m/s], $J_g=0,2$ [m/s], $\mu_o=80$ [mPa.s] e $Re_m=14375$, Padrão pistonado

Onde Re_m é o número de *Reynolds* médio no escoamento trifásico, J_l é a velocidade superficial de líquido, no caso a soma da velocidade superficial de água (J_a) e óleo (J_o), J_g é a velocidade superficial de gás.

Para condição $J_g=2,0$ [m/s], foi observado o padrão de escoamento agitante, enquanto que para condição $J_g=0,2$ [m/s] o padrão bolhas pistonado foi verificado. Na Figura 4.22 são apresentados dados de gradiente de pressão total em função do *water cut* obtidos no tubo de referência para as duas situações descritas acima.

Figura 4.22- Gradiente de pressão total em função da razão de injeção de água no escoamento trifásico no tubo de referência ($d = 0,095$ [m]) para $J_l=0,2$ [m/s], $J_g=2,0$ [m/s] e $J_l=0,075$ [m/s], $J_g=0,2$ [m/s].

O gradiente de pressão total na condição $J_g=0,2$ [m/s] (Figura 4.22) é maior do que na condição $J_g=2,0$ [m/s], como esperado. A componente gravitacional do gradiente de pressão, nesse caso, é maior do que no outro caso, devido à maior fração de líquido na mistura. No

entanto, observa-se um comportamento diferente para as duas condições. Note-se que a inversão de fase ocorre em torno de uma razão de injeção de água, de $C_w = 0,4$ para $J_g = 0,2$ [m/s], enquanto que a inversão de fase ocorre em torno de uma razão de injeção de água de $C_w = 0,2$ para $J_g = 2,0$ [m/s].

Para condição $J_g = 2,0$ [m/s], com a redução da razão de injeção de água, notou-se um pico no gradiente de pressão total e, em seguida, há uma redução gradual do gradiente de pressão total. Este comportamento pode ser explicado com base no modelo de viscosidade de Einstein (Wallis, 1969), que modela a viscosidade de uma emulsão de água em óleo. Como a velocidade superficial do gás é elevada, e, portanto, ocorre escoamento mais caótico devido ao padrão agitante, há, provavelmente, formação de emulsão de água em óleo (W/O), cuja viscosidade efetiva é maior do que a de óleo puro, conforme o modelo de Einstein. O declínio gradual do gradiente de pressão total é explicado pela redução da fração de água (gotas de água) em óleo. No final, a emulsão é substituída por escoamento de óleo na parede do tubo, cuja viscosidade é menor do que a viscosidade efetiva da emulsão.

Para condição $J_g = 0,2$ [m/s], com a redução da razão de injeção de água, a queda do gradiente de pressão total em torno de $C_w = 0,4$ pode ser explicada pela inversão de fase. A diminuição da fração volumétrica de água, que é mais densa que o óleo, após a inversão de fase, esta relacionada à diminuição da componente gravitacional do gradiente de pressão total. Entretanto, note a tendência de aumento assintótico do gradiente de pressão total com a diminuição C_w , tendência oposta à observada para $J_g = 2,0$ [m/s]. Uma explicação plausível é o aumento da viscosidade efetiva da mistura com o aumento da fração de óleo, que é mais viscoso que a água, com consequente aumento da dissipação viscosa ou da componente friccional do gradiente de pressão total.

Com o objetivo de avaliar o efeito de histerese na inversão de fase em escoamento trifásico em função da razão de injeção de água (C_w) no tubo de referência, foram realizados experimentos em duas etapas para uma única condição $J_l = 0,2$ [m/s], $J_g = 2,0$ [m/s], como realizado no tubo vertical menor. A primeira etapa consistiu em iniciar os experimentos com $C_w = 0$, o que equivale ao escoamento bifásico óleo-ar, e gradativamente aumentar a fração de injeção de água, $C_w = 0,1$, e sucessivamente, $C_w = 0,2$; $0,3$ até $C_w = 1,0$ (escoamento água-ar). Na segunda etapa o experimento foi realizado na ordem reversa, começando com $C_w = 1,0$, e seguindo uma ordem decrescente até $C_w = 0$. Com esse procedimento, é possível avaliar o efeito de histerese, relacionado à ordem de injeção dos líquidos. Analisando a Figura

4.23, observa-se que o ponto de inversão de fase não foi afetado pela ordem de injeção dos líquidos, pois nota-se claramente um pico no gradiente de pressão para $C_w = 0,2$ nas duas situações.

Na região dominada pela água ($C_w > 0,2$) o gradiente de pressão total permaneceu no mesmo patamar, seja na situação crescente de C_w , seja na situação decrescente. No entanto, na região dominada pelo óleo ($C_w < 0,3$), nota-se uma diferença no gradiente de pressão total quando comparadas as duas situações. Observa-se claramente um pico maior na situação de C_w crescente do que na situação decrescente, o que sugere que a injeção de água no escoamento óleo-ar favorece a formação de emulsão de pequenas gotas de água em óleo e assim maior viscosidade efetiva do que na situação decrescente, cuja emulsão é proveniente de escoamento água-ar. Assim, no tubo de referência observa-se claramente um efeito de histerese na região dominada pelo óleo, relacionada provavelmente a propriedades efetivas diferentes da emulsão óleo-água nas duas situações.

Figura 4.23-O gradiente de pressão total em função da razão de injeção de água (C_w), em escoamento trifásico no tubo de referência $J_l = 0,2$ [m/s] e $J_g = 2,0$ [m/s] e $\mu_o = 70,7$ [mPa.s].

Comparando experimentos de inversão de fase, em escoamento trifásico, realizados no tubo de referência e no aparato experimental “poço invertido”, observou-se um

comportamento semelhante nas duas seções de teste, como observado na Figura 4.24. Esses experimentos foram realizadas sob condições semelhantes:

$J_l = 0,2 \text{ [m/s]}$, $J_g = 2,0 \text{ [m/s]}$, $\mu_o = 70,7 \text{ [mPa.s]}$, $Re_m = 145249$, (Tubo de Referência)

$J_l = 0,5 \text{ [m/s]}$, $J_g = 4,0 \text{ [m/s]}$, $\mu_o = 90 \text{ [mPa.s]}$, $Re_m = 156967$, (aparato experimental “poço piloto”)

Onde Re_m é o número de *Reynolds* médio no escoamento trifásico, J_l é a velocidade superficial de líquido, no caso a soma da velocidade superficial de água (J_a) e óleo (J_o), J_g é a velocidade superficial de gás.

Figura 4.24-O gradiente de pressão total para escoamento água-óleo-ar no tubo de referência ($d = 0,095 \text{ [m]}$) e tubo vertical menor ($d = 0,050 \text{ [m]}$).

A inversão de fase ocorreu em $C_w = 0,2$ em ambas as configurações e o mesmo comportamento após inversão de fases foi observado (diminuição de gradiente de pressão total com a diminuição da C_w). Como já foi discutido, este comportamento pode ser explicado com base no modelo reológico de *Einstein*, que sugere que a viscosidade efetiva de uma dispersão óleo-agua é superior a viscosidades do óleo e da água. Para o tubo vertical menor ($d = 0,050 \text{ [m]}$), observou-se maior gradiente de pressão total quando comparado com o tubo de referência, o que é explicado pela maior fração de injeção de líquido (11 % no tubo

vertical menor e 9% no tubo de referência). No entanto, na região dominada pelo óleo, uma discrepância maior no gradiente de pressão total é verificada, o que sugere que a viscosidade do óleo exerce influência na magnitude do gradiente de pressão total. Além disso, o comportamento similar entre os experimentos pode estar associado ao padrão de escoamento, pois em ambas as geometrias foram observadas um único padrão de escoamento, o padrão agitante.

4.3.3. Duto anular (diâmetro hidráulico de 95 [mm])

O objetivo primordial do presente estudo é avaliar o conceito de diâmetro hidráulico, usualmente aplicado à modelagem de duto de geometria anular. Dada a possibilidade de operar com três fases (água, óleo e gás) no duto anular e tubo de referência, optou-se em realizar experimentos de inversão de fase em ambas as geometrias. Esses experimentos se mostraram muito promissores, pois não foi encontrado na literatura estudo que avaliasse a inversão de fase em escoamento trifásico em duto anular de grande diâmetro e tubo em condições equivalentes. Isso demonstra o ineditismo do presente estudo, principalmente a comparação direta de inversão de fase em escoamento trifásico em duas instalações equivalentes, cujas dimensões são muito próximas da escala real utilizada em poços de produção de petróleo.

Considerando as limitações do aparato experimental, experimentos de escoamento trifásico foram realizados em condições semelhantes no tubo de referência e no duto anular com objetivo de avaliar o efeito da geometria no ponto de inversão de fase e comparar valores de fração volumétrica. A condição mais promissora, considerando ambas as geometrias, foram:

$J_l=0,075$ [m/s], $J_g=0,2$ [m/s], $\mu_o=80$ [mPa.s], Tubo de Referência

$Re_m=15755$, Padrão de escoamento: Pistonado

$J_l=0.075$ [m/s], $J_g=0,2$ [m/s], $\mu_o=125$ [mPa.s], Duto Anular

$Re_m=14375$, Padrão de Escoamento: Bolhas

Devido a condições ambientais, não foi possível impor uma única viscosidade de óleo. Contudo, presume-se que uma comparação direta é possível. Isso é evidente quando se

considera o número de Reynolds de mistura médio em ambas às seções de teste. Diferentes padrões de escoamento foram observados. No duto anular foi observado o padrão bolhas, enquanto que o escoamento pistonado foi observado no tubo de referência.

Um pico no gradiente de pressão total indica a inversão de fase na Figura 4.25. No duto anular ela ocorreu em torno de $C_w = 0,3$ e no tubo de referência em torno de $C_w = 0,4$. Tem sido relatado na literatura que quanto maior a viscosidade de óleo, menor a razão de injeção de água em que ocorre a inversão de fase, o que está de acordo com o observado no presente trabalho.

Um pico mais expressivo no ponto de inversão de fase foi observado no duto anular, o que pode ser explicado, em parte, com base na maior viscosidade do óleo. Esse comportamento é condizente com os resultados de inversão de fase no tubo vertical menor. Nas condições em que o óleo possuía maior viscosidade, maior pico no ponto de inversão de fase foi observado. Além disso, tanto no tubo de referência, quanto duto anular a inversão de fase é acompanhado de uma transição no padrão de escoamento. Na região dominada pela água, o Número de Reynolds é da ordem de 25000, o que caracteriza um escoamento turbulento, enquanto que na região dominada pelo óleo o regime é laminar, com número de *Reynolds* inferiores a 2000 (Figura 4.26a). Avaliando a Figura 4.26b, nota-se que a viscosidade da mistura também é afetada, com valores próximos a viscosidade da água (1 mPa.s) na região dominada pela água, enquanto que na região dominada pelo óleo nota-se um incremento da ordem de 60 vezes, quando se compara a viscosidade da mistura na região dominada pelo água. Além disso, observa-se claramente que o gradiente de pressão total (Figura 4.25) no duto anular é sempre maior que no tubo de referência, fato que se relaciona com padrão de escoamento. Note que o escoamento é dominado pela gravidade. Como o padrão pistonado foi observado no tubo de referência e, no duto anular, o padrão bolhas, espera-se que a fração de vazio seja maior no tubo de referência. Consequentemente, maiores medições de gradiente de pressão gravitacional são esperadas para o duto anular, o que foi confirmado pelos resultados experimentais.

Após a inversão de fase, na região dominada pelo óleo, observa-se uma queda acentuada e, em seguida, um aumento do gradiente de pressão total no tubo de referência. Por outro lado, no duto anular há uma diminuição sistemática do gradiente de pressão total com a diminuição de C_w , o que demonstra um efeito da geometria nesse fenômeno. Conjectura-se que as diferentes tendências no gradiente de pressão, na região dominada pelo óleo, estejam

relacionadas ao padrão de escoamento observado. Uma explicação é que no padrão pistonado, na região dominada pelo óleo, o aumento do razão de injeção de água pode induzir uma diminuição do *holdup*, o que provoca uma diminuição do gradiente de pressão gravitacional e, portanto, uma diminuição no gradiente de pressão total, haja vista que o escoamento é dominado pela gravidade. A injeção de um fluido menos viscoso (água) poderia resultar numa velocidade de deslizamento menor entre gás (bolha de Taylor) e líquido, pois haveria maior tendência do líquido ser arrastado pela bolha de Taylor. Consequentemente, haveria aumento da fração de vazio. Mais dados de inversão de fase em escoamento trifásico vertical no padrão pistonado são necessários para uma conclusão definitiva.

Figura 4.25-Gradiente de pressão total em função do razão de injeção de água em escoamento trifásico ascendente vertical para tubo de referência, no qual foi observado o padrão pistonado para viscosidade de óleo $\mu_o = 80$ (mPa.s), e duto anular no qual foi observado o padrão bolhas para viscosidade de óleo $\mu_o = 125$ (mPa.s).

Figura 4.26-a) Número de Reynolds em função do razão de injeção de água para escoamento em duto anular e tubo de referência para $J_m=0,275$ [m/s]; b) viscosidade de mistura em função do razão de injeção de água para escoamento trifásico para duto anular e tubo de referência para $J_m=0,275$ [m/s].

Avaliando a Figura 4.27, percebe-se que a inversão de fase é drasticamente influenciada pela velocidade superficial de ar, velocidades superficiais do óleo e, principalmente, pela viscosidade do óleo. Os experimentos no tubo de referência ($J_m=2,2$ [m/s], $Re_m=145249$) e aparato experimental “poço invertido” ($J_m=4,25$ [m/s], $Re_m=156967$) são equivalentes e os dados seguem um comportamento semelhante, com a diferença que a magnitude do pico de inversão de fase no tubo vertical menor é maior que no tubo de referência, o que corrobora a hipótese que quanto maior a razão de injeção de ar (velocidade superficial de ar), maior o pico de inversão. Por outro lado, os dados das experiências no tubo de referência ($J_m=0,275$ [m/s]) e a duto anular ($J_m=0,275$ [m/s]), embora semelhantes, apresentadas tendências diferentes, o que pode ser explicado pelo efeito da geometria do duto e diferentes padrões de escoamento. E ainda, experimentos indicam que o principal efeito da viscosidade do óleo é influenciar o ponto de inversão de fase e sua magnitude. Os testes realizados no tubo vertical menor ($J_m=4,25$ [m/s] e $J_m=4,5$ [m/s]) indicam que quanto maior a viscosidade do óleo, menor o *water cut* de inversão e maior o pico.

Figura 4.27-Gradiente de pressão total em função do water cut em escoamento trifásico para tubo vertical menor ($d = 0,050$ [m]), tubo de referência ($d = 0,095$ [m]) e duto anular ($d_h = 0,095$ [m]).

4.3.4 Fração Volumétrica em escoamento trifásico

A previsão de fração volumétrica média das fases em escoamento multifásico é indispensável para avaliá-los, notadamente em escoamento bifásico, onde dados de fração volumétrica são aplicados para definir propriedades da mistura, como a densidade e viscosidade da mistura, além de serem utilizados na determinação de importantes parâmetros experimentais, como o coeficiente de distribuição (C_0) e a velocidade de deslizamento ponderada ($\tilde{V}_{2j}$). Esses parâmetros possuem relevância quando se considera o modelo de mistura, cuja aplicação em escoamentos bifásicos líquido-gás é consagrada, notadamente na previsão de queda de pressão e fração volumétrica das fases. Trata-se de um modelo mecanicista que considera a distribuição da fase na seção (C_0) e o deslizamento entre as fases ($\tilde{V}_{2j}$). É uma modelagem de fácil implementação, mas que considera aspectos complexos do escoamento líquido-gás, como os padrões de escoamento.

No entanto, não se encontram na literatura aplicações bem estabelecidas desse modelo a escoamento trifásico, o que dificulta a avaliação dos dados de fração volumétrica. Para

avaliar os dados de fração volumétrica, obtidos no presente trabalho para escoamentos vertical água-óleo-ar em diversas geometrias e condições, será realizada avaliação da tendência.

Avaliando a Figura 4.28, observam-se dados de fração volumétrica de ar e óleo em escoamento ascendente vertical água-óleo-ar para o tubo de referência e duto anular, ambos obtidos para uma velocidade superficial de gás de, $J_g = 0,2$ [m/s], e uma velocidade superficial de líquido de, $J_l = 0,075$ [m/s]. Esses dados foram obtidos para diversas razões de injeção de água, durante a avaliação de inversão de fases em escoamento trifásico. Esse fenômeno é pragmaticamente evidenciado por um pico no gradiente de pressão após a inversão de fases. Esses dados permitem avaliar o fenômeno de inversão de fase sobre outra perspectiva, demonstrando o efeito da inversão da fase nas frações volumétricas do escoamento.

O escoamento em ambas as seções de testes são equivalentes, como discutidos anteriormente, o que permite a comparação direta entre as geometrias. Os dados de fração volumétrica estão dispostos em função da razão de injeção de água, C_w . Nota-se claramente que fração volumétrica de ar, também conhecida como fração de vazio (ϵ_g), obtida no duto anular aumenta progressivamente com o aumento de C_w . O menor valor de fração de vazio (ϵ_g) para essa geometria foi obtida para razão de injeção de água, de $C_w = 0$, o que caracteriza um escoamento óleo-ar, e o maior valor de fração de vazio para $C_w = 1$. Esse comportamento é explicado com base na maior dissipação viscosa relacionada ao escoamento óleo-ar ($C_w = 0$). Se a velocidade média do gás fosse somente uma função da diferença de densidades entre líquido e gás, com o aumento da fração de água haveria uma tendência de aumento da velocidade do gás e, conseqüentemente, diminuição da fração de vazio. Entretanto, uma fração maior de óleo esta associada a uma maior viscosidade efetiva do líquido. Uma maior tensão de cisalhamento parietal, por sua vez, esta associada a um maior *holdup* e menor fração de vazio. Assim, quanto menor viscosidade efetiva, o que ocorre com o aumento da razão de injeção de água, menor o gradiente de pressão friccional, o que induz menor *holdup* e maior fração de vazio. A elevada viscosidade efetiva “dificulta” o escoamento da mistura de líquidos. Esse comportamento também é verificado para outras faixas de C_w (por exemplo $0 < C_w < 0,3$), notadamente para a região onde o óleo é a fase dominante. Nessa região observa-se o escoamento de dispersões de água em óleo e ar, cuja viscosidade efetiva é tão expressiva quanto à do óleo. Isso explica o progressivo aumento da fração de vazio com o aumento da razão de injeção de água (C_w), pois com o aumento do C_w a viscosidade da mistura trifásica tende a diminuir, juntamente com gradiente de pressão por fricção. Essa hipótese corrobora o progressivo aumento na fração de vazio com aumento do C_w . Essa tendência é também

observada na fração de vazio obtida experimentalmente no tubo de referência e a conjectura é análoga.

Contudo, também se observa que a fração de vazio no tubo de referência é sempre maior que a fração de vazio obtida no duto anular, o que sugere que a geometria influencia na distribuição das fases. Essa afirmação é coerente quando se consideram os padrões de escoamento observados nas seções. No duto anular foi observado o padrão bolhas, enquanto que no tubo de referência foi observado o padrão pistonado. Essa diferença na configuração do escoamento explica essa diferença na fração de vazio, pois se espera que a fração de vazio seja maior no padrão pistonado.

Analisando a fração volumétrica de óleo obtida no tubo de referência, nota-se que a fração volumétrica permanece praticamente constante na região dominada pelo óleo ($0 < C_w < 0,4$), num patamar acima de 70%. Após a inversão de fase, na região dominada pela água, nota-se uma queda abrupta da fração volumétrica de óleo, reduzida para um patamar de 40%. A mudança na tendência da fração volumétrica do óleo com o aumento da razão de injeção de água é clara. Essa variação abrupta na fração de óleo durante a inversão de fase está relacionada ao pico no gradiente de pressão total. Como em escoamentos verticais ascendentes o gradiente de pressão total é preponderantemente dominado pela componente gravitacional, conclui-se que a inversão de fase em escoamento trifásico impacta fortemente o *holdup* de líquido. Por outro lado, a mudança na tendência pode estar associada ao gradiente de pressão friccional. Na região dominada pelo óleo, o cisalhamento parietal é mais forte, mantendo o *holdup* de líquido elevado. Entretanto, na região dominada pela água a componente gravitacional do gradiente de pressão é ainda mais relevante. Na região dominada pela água, a fração de óleo diminui linearmente com o aumento do razão de injeção de água. Os dados de fração volumétrica obtidos no duto anular são muito próximos aos dados coletados no tubo de referência.

Figura 4.28- Fração volumétrica de óleo (*holdup*) e fração de vazio em função da razão de injeção de água, obtidas para o tubo de referência e duto anular para $J_g = 0,2$ [m/s] e $J_l = 0,075$ [m/s].

Figura 4.29-Fração volumétrica de líquido em função da razão de injeção de água, obtidas para o tubo de referência e duto anular para $J_g = 0,2$ [m/s] e $J_l = 0,075$ [m/s].

Dados de fração de vazio em escoamento trifásico vertical também foram coletados no aparato experimental “poço invertido”. Esses dados são apresentados na Figura 4.30 em função do razão de injeção de água. Como já discutido, a fração de vazio para o duto anular e o tubo de referência para a condição $J_g = 0,2$ [m/s] é influenciada pela razão de injeção de água. Para ambas geometrias observou-se um aumento gradual da fração de vazio com incremento de C_w . Contudo, quando se avalia os dados de fração de vazio obtidos para o aparato experimental “poço invertido” para a condição de $J_g = 4,0$ [m/s] e $J_l = 0,5$ [m/s], observa-se que a fração de vazio (ϵ_g) nessa condição está entre 50 % e 70 %, enquanto que para a condição do duto anular e tubo de referência a fração de vazio está na entre 15 e 30 %. Essa diferença abrupta é explicada com base na elevada velocidade superficial do ar no tubo vertical menor, o que explica a elevada fração vazio no tubo vertical. Como a velocidade superficial de ar no duto anular é menos expressiva, espera-se menor fração de vazio, comportamento comprovado pelos resultados.

Nota-se, na Figura 4.32, uma tendência diferente na fração de vazio no aparato experimental “poço invertido” quando comparado com a condição no duto anular e tubo de referência. Verifica-se um gradual declínio da fração de vazio com o incremento do razão de injeção de água para $0 \leq C_w < 0,3$, um comportamento oposto ao observado no duto anular para a mesma faixa de C_w . Nessa faixa de C_w o escoamento foi dominado pelo óleo e, portanto, ocorre maior viscosidade efetiva da mistura e maior cisalhamento. Nessa circunstância, maior *holdup* de líquido é esperado. Por outro lado, como já discutido, a adição de pequenas frações de água induz a formação de emulsão de água em óleo, cuja viscosidade efetiva é maior do que a do próprio óleo. Como o gradiente de pressão friccional alcançado é significativamente superior nessa geometria, em comparação com aqueles obtidos no duto anular e tubo de referência, o efeito do cisalhamento se faz notar. Com o aumento da fração de água, aumenta-se a viscosidade da mistura água-óleo, aumenta-se o cisalhamento parietal, responsável por uma retenção mais intensa dos líquidos. Assim, esse acréscimo na viscosidade efetiva para baixos valores de C_w reflete-se no gradual declínio da fração de vazio e no aumento de *holdup* de líquido, e no pico do gradiente de pressão total durante a inversão de fase.

Avaliando ainda o aparato experimental “poço invertido” para $C_w > 0,2$, observa-se que a fração de vazio avança de 50% ($C_w = 0,2$) para um patamar de 70% ($C_w = 0,3$). Esse

salto na fração de vazio é explicado pela inversão de fase, ou seja, a água passou a ser a fase dominante e, portanto, passou a escoar na região parietal do tubo. Esse fenômeno é acompanhado por declínio abrupto da viscosidade efetiva da mistura, o que provoca uma diminuição do *holdup* líquido e aumento da fração de vazio. Como a viscosidade efetiva da mistura para a $C_w > 0,2$ é praticamente constante, aproximadamente a da água, a fração de vazio permanece no patamar de 70%.

A mesma evolução na fração de vazio em função de C_w é observada para o tubo de referência para a condição $J_g = 2,0$ [m/s] e $J_l = 0,2$ [m/s]. Apesar da velocidade superficial de mistura (J) no tubo de referência ser apenas 48,8 % da velocidade superficial de mistura (J) no aparato experimental “poço invertido”, praticamente os mesmo valores de fração de vazio são observados, pois as condições são equivalentes quando se avalia a fração de injeção de ar, que é de 90,9% para o tubo de referência ($Re_m=145249$) e de 88,9 % para o aparato experimental “poço invertido” ($Re_m=156967$), e o número de *Reynolds*. Esses dados sugerem que a dimensão da tubulação tem pouca influência na fração de vazio em inversão de fase em escoamento trifásico.

Uma tendência muito semelhante à anterior foi obtida para dados de fração de vazio para o aparato experimental “poço invertido” ($Re_m=156967$) para condição a velocidade superficial de gás, de $J_g = 4,0$ [m/s], e velocidade superficial de líquido de $J_l = 0,25$ [m/s]. Na região em que a água é a fase dominante, $C_w > 0,2$, a fração de vazio ficou praticamente constante, como foi observado para a outra condição no aparato experimental “poço invertido” ($J_g = 4,0$ [m/s] e $J_l = 0,5$ [m/s]) e no tubo de referência ($J_g = 2,0$ [m/s] e $J_l = 0,25$ [m/s]). A principal diferença é que a fração de vazio para a condição de $J_m = 4,25$ [m/s] ficou num patamar superior ao da condição de $J_m = 4,5$ [m/s]. Essa tendência é explicada quando se avalia a fração de injeção de ar na primeira situação, que é de 94,1 %. Em contrapartida, a fração de injeção de ar na segunda situação é de 90,9 %; portanto, é coerente maior fração de vazio para o escoamento com $J_m=4,25$ [m/s].

Figura 4.30- Fração de vazio em função do razão de injeção de água para escoamento vertical água-óleo-ar para o aparato experimental “poço invertido”, tubo de referência e duto anular.

Figura 4.31-Fração volumétrica de óleo (*holdup* de óleo) em função de razão de injeção de água para escoamento vertical trifásico para o aparato experimental “poço invertido”, tubo de referência e duto anular.

Os valores de fração volumétrica de óleo, obtidos durante os experimentos de inversão de fase em escoamento trifásico para várias geometrias, são apresentada na Figura 4.31. Observa-se, com o progressivo incremento de razão de injeção de água (C_w), a redução do *holdup* de óleo. Esse comportamento é coerente, pois um aumento na razão de injeção de água (C_w) proporciona um aumento na fração volumétrica de água e redução da fração volumétrica de óleo, como observado na Figura 4.31. A partir da análise dessas figuras, conclui-se que para $C_w = 0$ é a condição em que o *holdup* de óleo é máximo e o de água é mínimo (escoamento óleo-ar), enquanto que para $C_w = 1$ o *holdup* de óleo é mínimo e de água é máximo (escoamento água-ar). Avaliando a Figura 4.31, nota-se que, para o tubo vertical (para condições $J_m = 4,25$ [m/s] e $J_m = 4,5$ [m/s]) e para tubo de referência ($J_m = 2,2$ [m/s]), a fração de óleo ficou praticamente constante em um patamar entre 40 % e 50 % na região dominada pelo óleo ($0 \leq C_w < 0,3$). Para a região dominada pela água ($C_w > 0,2$), observa-se uma tendência linear e decrescente do *holdup* de líquido com incremento de C_w .

Uma tendência similar para a fração de óleo é observada para a condição no duto anular ($J_m = 0,275$ [m/s]) e o tubo de referência ($J_m = 0,275$ [m/s]), mas com uma diferença na magnitude do *holdup* de óleo. Para a região dominada pelo óleo ($0 \leq C_w \leq 0,3$), onde a dissipação viscosa é considerável, dado o escoamento do óleo na região parietal, a fração volumétrica de óleo ficou num patamar constante entre 70 % e 80 %, o que indica que a elevada viscosidade efetiva da mistura promove uma resistência ao escoamento. A elevada fração de líquido nessa região explica o elevado gradiente de pressão na região dominado pelo óleo, pois em escoamentos verticais o gradiente de pressão é dominado pela gravidade. Na região dominada pela água ($C_w > 0,3$), a fração de óleo de decai linearmente como o incremento de C_w , como já discutido.

A diferença entre o patamar de fração de óleo observado no duto anular e tubo de referência ($J_m = 0,275$ [m/s]), em relação às demais condições, está relacionada à razão de injeção de ar. No duto anular e no tubo de referência ($J_m = 0,275$ [m/s]) a razão de injeção é de 73 %, enquanto que nas outras situações a razão de injeção é acima de 88 %, o que justifica maior fração de óleo no duto anular dada a menor razão de injeção de ar.

4.4 Velocidade da bolha de Taylor

De acordo Caetano et al. (1992a), a velocidade terminal de uma bolha de Taylor, que sobe através da coluna de líquido estagnado depende das forças de empuxo e outras forças que dependem da forma e movimento da bolha. Na análise desse movimento ascendente da bolha de Taylor em meio estagnado, admite-se que a viscosidade da bolha é desprezível, que as forças atuantes são força de inércia da fase líquida, o arrasto viscoso do líquido e por fim as interações de força de tensão superficial gás-líquido. Segundo Caetano et al. (1992a), adimensionais são utilizados para expressar o equilíbrio entre as força gravitacional e as demais forças. O número de Eotvos, $N_{E\delta}$, expressa a relação entre a força gravitacional e as força capilares, o índice de viscosidade inversa, N_{μ} , expressa a relação entre a força gravitacional e a viscosidade do líquido e número de Arquimedes, N_{Ar} , a relação entre força gravitacional e força viscosa. O número de Eotvos é determinado pela Eq. (4.31), a viscosidade inversa é dada pela Eq. (4.32) e o número de Arquimedes pela Eq. (4.33).

$$N_{E\delta} = \frac{g L^2 (\rho_L - \rho_G)}{\sigma} \quad (4.31)$$

$$N_{\mu} = \frac{[gL^3(\rho_L - \rho_G)\rho_L]^{1/2}}{\mu_L} \quad (4.32)$$

$$N_{Ar} = \frac{\rho_L [\sigma]^{3/2}}{[\mu_L^4 g (\rho_L - \rho_G)]^{1/2}} \quad (4.33)$$

Wallis (1969) investigou a relevância de cada grupo adimensional e relatou que a inércia é relevante quando:

$$N_{E\delta} > 100 \text{ and } N_{\mu} > 300$$

Enquanto que o efeito viscoso é preponderante quando:

$$N_{E\delta} > 100 \text{ and } N_{\mu} < 300$$

E, finalmente, a tensão superficial é dominante para escoamento vertical quando:

$$N_{E\delta} = 3,37 \text{ e } N_{\mu}^2 = 6,2 N_{Ar}$$

Caetano et al. (1992a) afirma que os efeitos inerciais são cruciais para as aplicações da indústria do petróleo. Para as situações em que os efeitos inerciais são predominantes, a velocidade da bolha é determinada pela Eq. (4.34).

$$V_{BT} = C_1 \sqrt{g B} \quad (4.34)$$

Onde C_1 é a velocidade adimensional de ascensão da bolha e B é a dimensão característica.

Sadatom et. al. (1982) trabalhou com a geometria anular e sugeriu a Eq. (4.35) para prever a velocidade de bolha de Taylor, usando diâmetro equi-periférico, que é determinada pela Eq. (4.36), como a dimensão característica.

$$V_{BT} = 0,345 \sqrt{g D_{EP}} \quad (4.35)$$

$$D_{EP} = D_C + D_T \quad (4.36)$$

Onde V_{BT} é a velocidade de bolha de Taylor, g é a gravidade, D_C é o diâmetro interno do tubo externo e D_T é o diâmetro externo do tubo interno.

Para a presente geometria anular, Sadatom et al. (1982) fornece:

$$D_{EP} = D_C + D_T = 0,155 + 0,06 = 0,215[m]$$

$$V_{BT} = 0,345 \sqrt{g D_{EP}} = 0,345 \sqrt{9,81 \cdot 0,215} = 0,501 [m/s]$$

No entanto, Kelessidis e Dukler (1989), mediram a velocidade da bolha Taylor em dutos anulares concêntricos e excêntricos. Um valor médio de 0,37 [m/s] para Taylor a velocidade de bolha para o duto anular concêntrico foi obtido. Propuseram a Eq. (4.37) para prever a velocidade de bolha de Taylor:

$$V_{BT} = 0,36l + 0,022 [m/s] \quad (4.37)$$

Onde l é o comprimento da bolha de Taylor.

Na Figura 4.32, encontra-se dados obtidos de velocidade de ascensão da bolha de Taylor em meio estagnado para duto anular. Essas medições foram realizadas a partir da técnica de correlação cruzada, aplicada à análise de sinais dinâmicos de dois transdutores de pressão diferencial *Validyne*®, conforme descrito no capítulo 3. Avaliando o modelo de Sadatom et. al. (1982), verifica-se que não é considerada a influência do comprimento da bolha na velocidade de ascensão, enquanto que o modelo de Kelessidis (1989) já avalia esse efeito. Esse modelo sugere que quanto maior o comprimento da bolha de Taylor, maior será a velocidade de ascensão.

Dados de velocidade de bolha de Taylor foram obtidos para dois meios estagnados, água e óleo com viscosidade de 172 (cP). A Figura 4.32, mostra que a velocidade de ascensão é maior na água do que no óleo. Isso sugere que as interações entre as forças de empuxo da bolha e as forças viscosas de líquido, que atuam contrárias a ascensão da bolha, afetam ligeiramente a velocidade de ascensão da bolha. Aparentemente, o efeito preponderante é o empuxo, já que a velocidade da bolha é maior para o líquido mais denso e menos viscoso. Um erro relativo médio de 8,85%, obtidos com água estagnada, foi observado para os dados experimentais quando comparados com as previsões de Kelessidis e Dukler (1989). Esse erro aumenta para 23,7% quando se avalia os resultados obtidos para óleo estagnado. Isso demonstram que o modelo de Kelessidis e Dukler (1989) não considera nenhuma relevância da viscosidade do fluido estagnado, o que contraria os dados obtidos experimentalmente. A previsão da velocidade bolha de Taylor fornecida por Sadatomi et al. (1982) se distancia muito das previsões de Kelessidis e Dukler (1989) e das medidas obtidas no presente estudo, com erros relativos na ordem de 60%. Esse elevado erro pode estar relacionado à velocidade adimensional de ascensão (C_I), que possivelmente possui um valor diferente ao proposto por Sadatomi et al. (1982).

Figura 4.32-Velocidade da bolha de Taylor ascendente no duto anular vertical em função do comprimento da bolha e previsões dos modelos de Sadatomi et. al. (1982) e Kelessidis e Dukler (1989).

Na Tabela 4.2 é dada a massa de ar armazenado no reservatório, utilizado para armazenar o ar comprimido. Enquanto que na Tabela 4.3 são dadas a velocidade de bolha medida e previsões fornecidas por Kelessidis e Dukler (1989).

Tabela 4.2-Propriedades do ar armazenado no reservatório.

Nome do Experimento	Fluido	Pressão absoluta do reservatório [kPa]	Temperatura do ar [°C]	Densidade do ar no reservatório [kg/m³]	Massa de ar [kg]
B.Taylor_1	Água	295,97	30,14	3,4	0,046
B.Taylor_2	Água	320,53	29,91	3,69	0,05
B.Taylor_3	Água	310,79	29,28	3,58	0,049
B.Taylor_4	Água	316,16	30,04	3,63	0,049
B.Taylor_5	Água	328,04	30,08	3,77	0,051
B.Taylor_6	Água	320,41	26,68	3,72	0,051
B.Taylor_7	Água	326,76	26,77	3,8	0,052
B.Taylor_8	Óleo	296,77	29,53	3,42	0,046
B.Taylor_9	Óleo	330,07	29,29	3,8	0,052
B.Taylor_10	Óleo	355,04	29,29	4,09	0,056
B.Taylor_11	Óleo	356,33	29,93	4,1	0,056
B.Taylor_12	Óleo	344,09	29,93	3,96	0,054

Tabela 4.3-Velocidade de bolha de Taylor medida no duto anular e prevista por Kelessidis e Dukler (1989).

Nome do Experimento	Densidade do ar-seção de teste [kg/m³]	Volume da bolha [m³]	Velocidade da bolha medida [m/s]	Comprimento da bolha [m]	Velocidade prevista por Kelessidis [m/s]	Erro relativo [%]
B.Taylor_1	1,728	0,027	0,37	1,67	0,398	6
B.Taylor_2	1,729	0,029	0,37	1,8	0,401	8
B.Taylor_3	1,733	0,028	0,37	1,75	0,399	7
B.Taylor_4	1,729	0,029	0,39	1,78	0,400	4
B.Taylor_5	1,729	0,03	0,37	1,85	0,402	8
B.Taylor_6	1,748	0,029	0,35	1,8	0,401	16
B.Taylor_7	1,748	0,029	0,37	1,84	0,401	8
B.Taylor_8	1,653	0,028	0,31	1,75	0,399	28
B.Taylor_9	1,654	0,031	0,3	1,95	0,404	33
B.Taylor_10	1,654	0,034	0,34	2,09	0,407	20
B.Taylor_11	1,651	0,034	0,34	2,1	0,407	18
B.Taylor_12	1,651	0,033	0,34	2,03	0,406	15

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

Os resultados apresentados para escoamento líquido-gás, obtidos para o duto anular e o tubo de referência, indicam que a geometria influencia sistemática e significativamente aspectos do escoamento bifásico, notadamente no padrão escoamento. Avaliando condições de escoamento equivalente no duto anular e tubo de referência, conclui-se que o coeficiente de distribuição (C_0) experimental para o duto anular é sistematicamente inferior, tendência que se manteve inalterada com a variação da viscosidade. O principal aspecto relacionado a esse parâmetro é a distribuição das fases na seção transversal. Quando se avalia a velocidade de deslizamento, $\tilde{V}_{gj}$, conclui-se que o deslizamento entre fase gasosa e líquida é maior no duto anular, quando comparado com dados obtidos no tubo de referência. Além disso, esse estudo experimental avaliou o efeito da viscosidade do líquido no escoamento líquido-gás. Constatou-se que quanto maior a viscosidade do líquido escoando junto com gás, maior é o coeficiente de distribuição e menor é a velocidade de deslizamento. Os dados de gradiente de pressão e fração volumétrica indicam que, em condições equivalentes, o duto anular apresenta maior gradiente de pressão e menor fração de vazio quando comparado com o tubo de referência.

O estudo de inversão de fase de escoamento óleo-água-ar indica que o fenômeno é caracterizado por um pico de pressão, conforme é encontrado na literatura. A avaliação dos dados de gradiente de pressão e fração volumétrica indicam que, para as viscosidades de óleo investigadas, a inversão de fase em escoamento trifásico é acompanhada, além de um pico no gradiente de pressão, por uma transição no regime de escoamento, passando de um regime turbulento (na região dominada pela água) para o regime laminar (no escoamento dominado pelo óleo) com a diminuição da fração de injeção de água. Além disso, os experimentos com diversas viscosidades de óleo mostraram que quanto maior a viscosidade do óleo, menor é a razão de injeção de água para a qual ocorre a inversão de fase. As principais conclusões do estudo de inversão de fase são que a velocidade superficial de gás influencia drasticamente o patamar de gradiente de pressão total, dado que o escoamento é dominado pela gravidade e influenciado pela densidade da mistura, e que a razão de injeção de água de inversão de fase é preponderantemente determinada pela viscosidade do óleo. Quando se avalia a inversão de fase no tubo de referência e no duto anular, conclui-se que a geometria influencia o processo de inversão de fase. Diferentes tendências são observadas para essas geometrias quando se avalia a inversão de fase em condições equivalentes. Especula-se que o comportamento

diferente esteja associado aos diferentes padrões de escoamento observados (bolhas para o duto anular e pistonado para o tubo de referência).

Os dados de velocidade de bolha de Taylor em meio estagnado obtidos para o duto anular estão coerentes com as previsões de Kelessidis e Dukler (1989). Os resultados demonstraram que a viscosidade do líquido influenciou a velocidade terminal de ascensão da bolha de Taylor, com valores de velocidade da bolha inferiores quando o líquido era óleo, em comparação àqueles obtidos para a situação em que água era o meio estagnado.

O presente estudo experimental sugere que a aplicação do conceito do diâmetro hidráulico não é adequada, sob determinadas condições, para a modelagem de escoamento gás-líquido em duto anular de grande diâmetro. O modelo de mistura, usualmente utilizado na modelagem de escoamento gás-líquido, é função do coeficiente de distribuição (C_0) e da velocidade de deslizamento ($\tilde{V}_{gl}$). Os resultados experimentais, obtidos para um tubo de referência com 95 mm de diâmetro e para um duto anular com diâmetro hidráulico equivalente, indicam que a geometria do duto influencia em ambos os parâmetros, (C_0 e $\tilde{V}_{gl}$). Como valores experimentais distintos foram obtidos para ambos os parâmetros, pode-se concluir que a utilização do diâmetro hidráulico é limitada a modelagem de duto anular de grande dimensão. Mais dados experimentais, com objetivo de avaliar outros padrões de escoamento em duto anular, são necessários para realizar uma avaliação conclusiva.

5.1 Trabalhos Futuros

Propõe-se para os próximos trabalhos aumentar a razão de aspecto do duto anular, o que implicaria em um diâmetro hidráulico menor. Essa alteração proporcionaria alcançar diversas condições experimentais, permitindo cobrir todos os padrões de escoamento, como o padrão bolhas, bolhas dispersas, pistonado, agitante e até mesmo o padrão anular. Considerando a capacidade das bombas de deslocamento positivo de água, óleo e a capacidade do compressor, sugerem-se as seguintes razões de aspectos 0,8 e 0,6, com diâmetro hidráulico equivalente igual a 60 mm e 30 mm, respectivamente. Essas geometrias permitiriam ampliar diversos padrões de escoamento e possivelmente realizar a medições do gradiente de pressão por fricção em escoamento vertical.

O estudo de inversão de fase em escoamento vertical ascendente trifásico se mostrou muito promissor. Estudos de inversão de fase em escoamento vertical óleo-água-ar que avaliam o efeito da velocidade superficial de gás, da viscosidade do óleo e da geometria do canal em que ocorre o fenômeno de inversão de fase são inexistentes na literatura. Portanto, propõe-se que os próximos trabalhos sejam direcionados para estudar esse fenômeno com outras velocidades superficiais de líquido, gás e viscosidades de óleo. Além disso, é fundamental avaliar o efeito da inclinação nesse processo, contemplando inclinações desde a horizontal até a posição vertical. Os dados obtidos no presente estudo sugerem que o padrão de escoamento, associado a uma dada velocidade superficial de gás, afeta o comportamento do gradiente de pressão total durante o processo de inversão de fase. Assim, propõe-se, para o futuro, avaliar esse fenômeno em escoamento trifásico para o duto anular e o tubo de referência, considerando diversas velocidades superficiais de gás, mantendo-se constante a velocidade de líquido (água e óleo) e a viscosidade do óleo. Com essa estratégia, é possível avaliar o efeito da velocidade superficial de gás nesse fenômeno em condições de escoamento e geometrias equivalentes (duto anular e tubo de referência).

Outra abordagem interessante seria avaliar a inversão de fase em escoamento líquido-líquido no tubo de referência e no duto anular em condições equivalentes. Desse modo, seria possível comparar o efeito da geometria no fenômeno de inversão de fase nesses escoamentos e, além disso, comparar, para uma mesma geometria, a inversão de fase em escoamento líquido-líquido e inversão de fase em escoamento líquido-líquido-gás.

Quanto aos dados de velocidade de bolha de Taylor, é indispensável validar a técnica utilizada no presente trabalho com outra técnica de medição de velocidade de bolha. Acredita-se que técnica de filmagem é adequada para realizar a referida validação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARIRACHAKARAN, S.; OGLESBY, K. D.; MALINOWSKY, M. S.; SHOHAM, O.; BRILL, J. P. An Analysis of Oil/Water Flow Phenomena in Horizontal Pipes. **SPE Production Operations Symposium**, v. 18836, p. 155, 1989.

BAKER, O. Design Of Pipelines for the Simultaneous Flow Of Oil and Gas. **Fall Meeting of the Petroleum Branch of AIME**, p. 323–G, 1953.

BANNWART, A. C.; RODRIGUEZ, O. M. H.; TREVISAN, F. E.; VIEIRA, F. F.; DE CARVALHO, C. H. M. Experimental investigation on liquid-liquid-gas flow: Flow patterns and pressure-gradient. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 65, n. 1-2, p. 1–13, 2009.

BARBOSA, M. C. **Investigação da distribuição de diâmetro de bolhas em um separador gás-líquido do tipo shroud invertido**. p. 137, 2015. Dissertação (Mestrado)- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

BLANCO, C. P.; ALBIERI, T. F.; RODRIGUEZ, O. M. H. Revisão de modelos para transições de padrão de escoamento gás-líquido em duto anular vertical e horizontal. In: 12 th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences (ENCIT). **Anais...** Belo Horizonte, MG. ABCM. 2008.

BRAUNER, N.; ULLMANN, A. Modeling of phase inversion phenomenon in two-phase pipe flows. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 28, n. 7, p. 1177–1204, 2002.

CAETANO, E. F. (1985). Upward Vertical Two-Phase Flow Through an Annulus. PhD - The University of Tulsa

CAETANO, E. F.; SHOHAM, O.; BRILL, J. P. Upward Vertical Two-Phase Flow Through an Annulus—Part I: Single-Phase Friction Factor, Taylor Bubble Rise Velocity, and Flow Pattern Prediction. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 114, p. 1, 1992a.

CAETANO, E. F.; SHOHAM, O.; BRILL, J. P. Upward Vertical Two-Phase Flow Through an Annulus—Part II: Modeling Bubble, Slug, and Annular Flow. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 114, n. 1, p. 14, 1992b. Disponível em: <<http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0026822757&partnerID=40&md5=bfb43b3531579349bd7d3442b990afe2>&nhttp://energyresources.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1413136>.

CARVALHO, S. C. (2013). **Modelo de mistura aplicado para a previsão de Holdup e gradiente de pressão bifásico em duto anular de grande diâmetro**. MSc. - Universidade de São Paulo. São Carlos, SP.

CAZAREZ, O.; MONTROYA, D.; VITAL, A. G.; BANNWART, A. C. Modeling of three-phase heavy oil-water-gas bubbly flow in upward vertical pipes. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 36, n. 6, p. 439–448, 2010. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2010.01.006>>.

CHAVES, C. S., ORTIZ-VIDAL, L. E., BARBOSA, M. C., RODRIGUEZ, O. M. H. Frictional pressure-drop prediction in bubbly flow in an annular-duct using drift-flux model. In: 4 th Journeys in Multiphase Flow (JEM). **Anais...** Campinas, SP. ABCM. 2015.

DAS, G.; DAS, P. K.; PUROHIT, N. K.; MITRA, A. K. Flow pattern transition during gas liquid upflow through vertical concentric annuli—part I: experimental investigations. **Journal**

of fluids engineering, v. 121, n. 4, p. 895-901, 1999a.

DAS, G.; DAS, P. K.; PUROHIT, N. K.; MITRA, A. K. Flow pattern transition during gas liquid upflow through vertical concentric annuli—part II: mechanistic models. **Journal of fluids engineering**, v. 121, n. 4, p. 902-907, 1999b.

DESCAMPS, M. N. **Experimental study of three-phase gas-lift**. 2007. Tese de Doutorado. TU Delft, Delft University of Technology.

DESCAMPS, M. N.; OLIEMANS, R. V. A.; OOMS, G.; MUDDE, R. F. Experimental investigation of three-phase flow in a vertical pipe: Local characteristics of the gas phase for gas-lift conditions. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 33, n. 11, p. 1205–1221, nov. 2007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301932207000833>>.

DESCAMPS, M.; OLIEMANS, R. V. A.; OOMS, G.; MUDDE, R. F.; KUSTERS, R. Influence of gas injection on phase inversion in an oil-water flow through a vertical tube. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 32, n. 3, p. 311–322, 2006.

EKBERG, N. P.; GHIAASIAAN, S. M.; ABDEL-KHALIK, S. I.; YODA, M.; JETER, S. M. Gas - liquid two-phase flow in narrow horizontal annuli. **Nuclear Engineering and Design**, v. 192, n. 1, p. 59–80, 1999.

FOX, R. W.; McDONALD, A. T. , PRITCHARD, P. J. **Introduction to fluid mechanics**. 6ª Edição, Danvers, Massachusetts: John Wiley & Sons, Inc., 2004. p 787. GUET, S.; OOMS, G.; OLIEMANS, R. V. A.; MUDDE, R. F. Bubble injector effect on the gaslift efficiency. **AIChE Journal**, v. 49, n. 9, p. 2242–2252, 2003.

GUET, S.; RODRIGUEZ, O. M. H.; OLIEMANS, R. V. A.; BRAUNER, N. An inverse dispersed multiphase flow model for liquid production rate determination. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 32, n. 5, p. 553–567, 2006

HASAN, A. R.; KABIR, C. S. Two-phase flow in vertical and inclined annuli. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 18, n. 2, p. 279–293, 1992.

HIBIKI, T.; MISHIMA, K. Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical narrow rectangular channels. **Nuclear Engineering and Design**, v. 203, n. 2-3, p. 117–131, 2001.

IOANNOU, K.; NYDAL, O. J.; ANGELI, P. Phase inversion in dispersed liquid-liquid flows. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 29, n. 3, p. 331–339, 2005.

ISHII, M. (1977). **One-dimensional drift-flux model and constitutive equations for relative motion between phases in various two-phase flow regimes**. Argonne.

JULIA, J. E.; HIBIKI, T. Flow regime transition criteria for two-phase flow in a vertical annulus. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 32, n. 5, p. 993–1004, out. 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.06.001>>.

JULIA, J. E.; OZAR, B.; DIXIT, A.; JEONG, J.-J.; HIBIKI, T.; ISHII, M. Axial Development of Flow Regime in Adiabatic Upward Two-Phase Flow in a Vertical Annulus. **Journal of Fluids Engineering**, v. 131, n. 2, p. 021302, 2009.

JULIA, J. E.; OZAR, B.; JEONG, J. J.; HIBIKI, T.; ISHII, M. Flow regime development

analysis in adiabatic upward two-phase flow in a vertical annulus. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 32, n. 1, p. 164–175, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.09.003>>.

KELESSIDIS, V. C.; DUKLER, A. E. Modeling flow pattern transitions for upward gas-liquid flow in vertical concentric and eccentric annuli. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 15, n. 2, p. 173–191, abr. 1989. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0301932289900694>>.

KELESSIDIS, V. C.; DUKLER, A. E. Motion of large gas bubbles through liquids in vertical concentric and eccentric annuli. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 16, n. 3, p. 375–390, maio 1990. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/030193229090070Y>>.

MENDES, F. A. A. **Estudo experimental, simulação numérica e modelagem fenomenológica da separação gravitacional de gás no fundo de poços direcionais**. p 250, 2012. Tese (Doutorado)- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

MENDES, F. A. A.; RODRIGUEZ, O. M. H.; ESTEVAM, V.; LOPES, D. Flow patterns in inclined gas-liquid annular duct flow. In: **Anais...15** jun. 2011. Disponível em: <<http://library.witpress.com/viewpaper.asp?pcode=MPF11-023-1>>.

MENDES, F. A. A.; RODRIGUEZ, O. M. H.; ESTEVAM, V.; LOPES, D. The Influence of Fluid Properties and Duct Geometry on Gas-Liquid Flow Patterns. **22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)**, n. Cobem, p. 4703–4710, 2013. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/pt/wp-content/anais/cobem/2013/PDF/1045.pdf>>.

MISHIMA, K.; ISHII, M. Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 27, n. 5, p. 723–737, 1984.

OMURLU, C. M. ; OZBAYOGLU, M. E. Two-Phase Fluid Flow Through Fully Eccentric Horizontal Annuli: A Mechanistic Approach. In: **SPE/ICoTA Coiled Tubing and Well Intervention Conference and Exhibition**. Society of Petroleum Engineers, 2007.

OZAR, B.; JEONG, J. J.; DIXIT, A.; JULIÁ, J. E.; HIBIKI, T.; ISHII, M. Flow structure of gas-liquid two-phase flow in an annulus. **Chemical Engineering Science**, v. 63, n. 15, p. 3998–4011, ago. 2008. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0009250908002418>>.

ROUHANI, S. Z.; SOHAL, M. S. Two-phase flow patterns: A review of research results. **Progress in Nuclear Energy**, v. 11, n. 3, p. 219–259, jan. 1983. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0149197083900124>>.

SADATOMI, M.; SATO, Y.; SARUWATARI, S. Two-phase flow in vertical noncircular channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 8, n. 6, p. 641–655, dez. 1982. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0301932282900684>>.

SCHLEGEL, J. P.; SAWANT, P.; PARANJAPE, S.; OZAR, B.; HIBIKI, T.; ISHII, M. Void fraction and flow regime in adiabatic upward two-phase flow in large diameter vertical pipes. **Nuclear Engineering and Design**, v. 239, n. 12, p. 2864–2874, dez. 2009. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0029549309004026>>.

SCHLEGEL, J. P.; SHARMA, S.; CUENCA, R. M.; HIBIKI, T.; ISHII, M. Local flow structure beyond bubbly flow in large diameter channels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 47, p. 42–56, jun. 2014. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X14000320>>.

SHOHAM, O. **Mechanistic modeling of gas-liquid two-phase flow in pipes**. Richardson, TexasX;: Society of Petroleum Engineers, 2006.p 396.

SOUZA, R. DE O.; LOPES, D.; COSTA, R. DE O.; ESTEVAM, V. Separador de gás de fundo de poço de alta eficiência. I SEMINÁRIO DE ELEVAÇÃO ARTIFICIAL, ESCOAMENTO E MEDIÇÃO, 31 de março a 03 de abril. **Anais..** p.8, 2003. Rio de Janeiro, Brasil:Petrobras.

SUN, X.; KURAN, S.; ISHII, M. Cap bubbly-to-slug flow regime transition in a vertical annulus. **Experiments in Fluids**, v. 37, n. 3, p. 458–464, 2004.

TAITEL, Y.; BORNEA, D.; DUKLER, A. E. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. **Aiche. J.**, v. 26, n. 3 , May 1980, p. 345–354, 1980. Disponível em: <<http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0018967113&partnerID=tZOTx3y1>>.

WALLIS, G. B. **One-dimensional two-phase flow**. New York: McGraw-Hill Companies, 1969.408 p.

WONGWISES, S.; PIPATHATTAKUL, M. Flow pattern, pressure drop and void fraction of two-phase gas-liquid flow in an inclined narrow annular channel. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 30, n. 4, p. 345–354, 2006.

XU, J.; ZHANG, J.; LIU, H.; WU, Y. Oil–gas–water three-phase upward flow through a vertical pipe: Influence of gas injection on the pressure gradient. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 46, p. 1–8, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2012.06.002>>.

YEH, G. C.; HAYNIE, F. H.; MOSES, R. A. Phase-volume relationship at the point of phase inversion in liquid dispersions. **AIChE journal**, v. 10, n. 2, p. 260–265, 1964.

ZUBER, N.; FINDLAY, J. A. (1965). Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems. *Journal of Heat Transfer*, v. 87, n. 4, p. 453.

APÊNDICE A- INCERTEZA EXPERIMENTAL

Dados experimentais possuem incertezas separadas em duas categorias: (i) erros sistemáticos e (ii) erros aleatórios. Os erros sistemáticos estão associados ao instrumento de medido ou ao ambiente enquanto que os erros aleatórios estão associados com variações imprevisíveis, e por isso não pode ser evitado. O principal objetivo de análise de incerteza é estimar o erro aleatório em resultados experimentais. A realização da estimativa é realizada em três etapas (FOX, MCDONALD, PRITCHARD, 2004):

1. Estimar o intervalo de incertezas da medida

Supondo um experimento que é função de uma variável x_i . Existem duas maneiras de estimar o intervalo de incertezas dessa variável: (i) múltiplas medidas e (ii) sem repetição.

A estimativa do intervalo de incerteza por múltiplas medidas se baseia no princípio que as medidas ou amostras possuem, usualmente, uma distribuição normal, também conhecida como distribuição *Gaussiana*. O espalhamento das amostras, admitindo uma distribuição normal, é caracterizado pelo desvio padrão, σ_s . O intervalo de incerteza para cada medida, x_i , pode ser estabelecido como $\pm n\sigma_s$, onde $n=1, 2$ ou 3 (FOX, MCDONALD, PRITCHARD, 2004).

A incerteza sem repetição é determinada pela menor divisão da escala do instrumento de medida.

2. Estabelecer o limite de confiança de cada medida

Segundo Fox et al. (2004), o intervalo de confiança é baseado no conceito de desvio padrão, σ_s para um distribuição normal. Para um conjunto de amostras que possuem uma distribuição normal, a probabilidade de 370 para 1 corresponde a $\pm 3\sigma_s$, ou seja, existe a probabilidade de 99,7% de uma amostra futura estar dentro de um intervalo correspondente a mais ou menos a $3\sigma_s$. Na engenharia, utiliza-se a probabilidade de 20 para 1, o que corresponde a uma confiança de 95%.

3. Análise da propagação de incertezas em cálculos

Admitindo que medidas de variáveis independentes $x_1, x_2, \dots, x_n$ sejam realizadas. A cada variável está associada uma incerteza relativa u_i . Portanto, as incertezas relativas, $u_1, u_2, \dots, u_n$

estão associada, respectivamente, as variáveis independentes $x_1, x_2, \dots, x_n$. Admitindo-se ainda uma situação em que é necessário o cálculo de um determinado resultado calculado, R , que é função dessas variáveis independentes. Pode-se inferir que o erro, u_i , associado a cada variável irá se propagar no resultado de R , pois R é função das variáveis como apresentado pela Eq. (A.1):

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

De acordo Fox et al. (2004), a variação, δx_i , na variável x_i provoca a variação δR_i em R . Essa variação é apresentada pela Eq. (A.2).

$$\delta R_i = \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \quad (\text{A.2})$$

Onde a variação relativa em R é dada pela Eq. (A.3):

$$\frac{\delta R_i}{R} = \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \frac{\delta x_i}{x_i} \quad (\text{A.3})$$

Onde a Eq. (A.3) é estima a incerteza relativa em relação a variável independente x_i . Utilizando a notação de incerteza relativa obtemos a Eq. (A.4).

$$u_{R_i} = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} u_{x_i} \quad (\text{A.4})$$

Como R é função das variáveis independentes $x_1, x_2, \dots, x_n$, deve-se considerar a incerteza de cada variável. Considerando que cada variável independente apresenta a incerteza relativa dada por (A.4), pode-se provar que a incerteza relativa de R é determinada pela Eq. (A.5).

$$u_R = \pm \left[\left(\frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} u_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} u_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} u_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

A seguir, segue a propagação de incertezas aplicada ao presente estudo. O cálculo da incerteza relativa será determinado como base na Eq. (A.5).

A.1 Área da seção de teste

A propagação de erro no cálculo da área do duto anular será determinada considerando a incerteza de medida nos diâmetro do duto anular (Figura A.1) e no tubo.

A.1.2 Duto Anular

O diâmetro do tubo interno do tubo externo é indicado por D_C e o diâmetro externo do tubo interno é indicado por D_T . A área da região anular, A_{DA} , pode ser determinada pela Eq. (A.6). Assim, pode concluir que A_{DA} é função de duas variáveis independentes D_C e D_T , como apresentado pela (A.7).

Figura A.1-Geometria do duto anular.

$$A_{DA} = \frac{\pi(D_C^2 - D_T^2)}{4} \quad (A.6)$$

$$A_{DA} = f(D_C, D_T) \quad (A.7)$$

Aplicando a Eq. (A.5), obtêm-se a Eq. (A.8):

$$u_{A_{DA}} = \pm \left[\left(\frac{D_C}{A_{DA}} \frac{\partial A_{DA}}{\partial D_C} u_{D_C} \right)^2 + \left(\frac{D_T}{A_{DA}} \frac{\partial A_{DA}}{\partial D_T} u_{D_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.8)$$

Onde a derivadas parciais podem ser determinadas pela Eq. (A.9) e Eq. (A.10):

$$\frac{\partial A_{DA}}{\partial D_C} = \frac{\pi D_C}{2} \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{\partial A_{DA}}{\partial D_T} = -\frac{\pi D_T}{2} \quad (\text{A.10})$$

Substituindo a Eq. (A.9) e a Eq. (A.10) na Eq. (A.8), obtêm-se a (A.11):

$$u_{A_{DA}} = \pm \left\{ \left(\frac{D_C}{A_{DA}} \frac{\pi D_C}{2} u_{D_C} \right)^2 + \left[\frac{D_T}{A_{DA}} \left(-\frac{\pi D_T}{2} \right) u_{D_T} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{A.11})$$

Substituindo a Eq. (A.6) na Eq. (A.11), obtêm-se a Eq. (A.12):

$$u_{A_{DA}} = \pm \left[\left(\frac{2 D_C^2}{(D_C^2 - D_T^2)} u_{D_C} \right)^2 + \left(\frac{-2 D_T^2}{(D_C^2 - D_T^2)} u_{D_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.12})$$

Lembrando que K é a razão de aspecto e determinada pela Eq. (A.13).

$$K = \frac{D_T}{D_C} \quad (\text{A.13})$$

Pode-se expressar a Eq. (A.12) em função de K. Assim, a incerteza no diâmetro pode ser determinada pela Eq. (A.14).

$$u_{A_{DA}} = \pm \left[\left(\frac{2}{(1-K^2)} u_{D_C} \right)^2 + \left(\frac{-2 K^2}{(1-K^2)} u_{D_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.14})$$

A.1.3 Tubo de Referência

De maneira análoga ao duto anular, pode-se determinar a propagação de incertezas associada à área (A) do tubo de referência e do aparato experimental “poço invertido” em razão da incerteza de medida do diâmetro (D) através das equações: Eq. (A.15), Eq. (A.16), Eq. (A.17), Eq. (A.18). Portanto, a incerteza na área é dada pela Eq. (A.19).

$$A_{TR} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{A.15})$$

$$A = f(D) \quad (\text{A.16})$$

$$u_{ATR} = \pm \left[\left(\frac{D}{A} \frac{\partial A}{\partial D} u_D \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{\partial A}{\partial D} = \frac{\pi D}{2} \quad (\text{A.18})$$

$$u_{ATR} = \pm 2 u_D \quad (\text{A.19})$$

A tabela A.1 apresenta diversas medidas realizada para o diâmetro das tubulações do duto anular. A incerteza será determinada através da Eq. (A.20), que utiliza o desvio padrão σ_s , o número de amostras N e coeficiente de *student* ($st_{95\%}$) para uma confiança de 95 %. E por fim, é apresentada a incerteza relativa.

$$\delta D = \pm st_{95\%} \frac{\sigma_s}{\sqrt{N}} \quad (\text{A.20})$$

Tabela A.1-Amostras de diâmetros do duto anular.

Duto Anular		
Amostra	D _C [mm]	D _T [mm]
1	154,89	59,80
2	155,19	60,20
3	155,13	60,52
4	155,09	60,32
5	155,29	60,16
6	155,25	60,08
7	154,59	60,21
8	154,74	60,02
9	154,79	60,30
10	154,68	60,12
11	154,70	60,23
12	154,36	60,21
13	154,50	59,89
14	154,55	59,98
15	154,40	60,27
16	154,70	60,07
17	154,65	59,98
18	154,81	60,37
19	154,79	60,27
20	154,65	60,03

Tabela A.2- Incertezas no diâmetro do duto anular

Média	154,79	60,15
Desvio Padrão, DP	0,27	0,17
δD [mm] +-	0,13	0,08
u, %	0,08%	0,14%

Para o duto anular

$$K=0,388$$

$$u_{DC} = 0,08\% \text{ e } u_{DT}=0,14\%$$

$$u_{ADA} = \pm 0,20\%$$

A.2 Densidade do gás

A densidade do gás é função da temperatura e pressão, como apresentada pela Eq. (A.22) e pode ser determinada pela Eq. (A.21). Aplicando-se a Eq.(A.5) ao cálculo da densidade obtêm-se a Eq. (A.23).

$$\rho_g = \frac{P}{T R_g} \quad (\text{A.21})$$

$$\rho_g = \rho_g(P, T) \quad (\text{A.22})$$

$$u_{\rho_g} = \pm \left[\left(\frac{P}{\rho_g} \frac{\partial \rho_g}{\partial P} u_P \right)^2 + \left(\frac{T}{\rho_g} \frac{\partial \rho_g}{\partial T} u_T \right)^2 \right] \quad (\text{A.23})$$

Onde as derivadas parciais são dadas pelas Eq. (A.24) e Eq. (A.25).

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial P} = \frac{1}{T R_g} \quad (\text{A.24})$$

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial T} = - \frac{P}{T^2 R_g} \quad (\text{A.25})$$

Substituindo as Eq. (A.24) e Eq. (A.25) na Eq. (A.23):

$$u_{\rho_g} = \pm \left[\left(\frac{P}{\rho_g} \frac{1}{T R_g} u_P \right)^2 + \left(- \frac{T}{\rho_g} \frac{P}{T^2 R_g} u_T \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.26})$$

Substituindo a Eq. (A.21) na Eq. (A.26), obtêm-se a Eq. (A.27). A incerteza relativa na densidade do gás pode determinada pela Eq. (A.27).

$$u_{\rho_g} = \pm \left[(u_P)^2 + (-u_T)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.27})$$

Vazão mássica de ar

A vazão mássica de ar, W_g , é função da vazão volumétrica e da densidade como apresentada pela Eq. (A.28) e pode ser determinada pela Eq. (A.28).

$$W_g = Q_g \rho_g \quad (\text{A.28})$$

$$W_g = f(Q_g, \rho_g) \quad (\text{A.29})$$

A incerteza relativa na vazão mássica pode ser determinada com base na Eq. (A.30), obtida com base na Eq. (A.5).

$$u_{W_g} = \pm \left[\left(\frac{Q_g}{W_g} \frac{\partial W_g}{\partial Q_g} u_{Q_g} \right)^2 + \left(\frac{\rho_g}{W_g} \frac{\partial W_g}{\partial \rho_g} u_{\rho_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.30})$$

As derivadas parciais podem ser determinadas pela Eq. (A.31) e Eq. (A.32).

$$\frac{\partial W_g}{\partial Q_g} = \rho_g \quad (\text{A.31})$$

$$\frac{\partial W_g}{\partial \rho_g} = Q_g \quad (\text{A.32})$$

Substituindo a Eq. (A.31), Eq. (A.32) e Eq. (A.28) na Eq. (A.30), obtêm-se a incerteza relativa da vazão mássica dada pela Eq. (A.33).

$$u_{W_g} = \pm \left(u_{Q_g}^2 + u_{\rho_g}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{A.33})$$

A.3 Temperatura na seção de teste

Para o duto anular e para o tubo de referência foram instalados três termopares como indicado, respectivamente, pela Figura A.2 e Figura A.3. O cálculo de incerteza da temperatura média, T_m , é apresentado a seguir.

Duto Anular

Figura A.2- Termopares no duto anular.

O cálculo da temperatura média é determinado pela Eq. (A.34).

A temperatura média no duto anular pode ser determinada pela Eq. (A.34) e a incerteza relativa pela Eq. (A.35).

$$T_m = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} \quad (\text{A.34})$$

$$u_{T_m} = \pm \left[\left(\frac{T_1}{T_m} \frac{\partial T_m}{\partial T_1} u_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{T_2}{T_m} \frac{\partial T_m}{\partial T_2} u_{T_2} \right)^2 + \left(\frac{T_3}{T_m} \frac{\partial T_m}{\partial T_3} u_{T_3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.35})$$

As derivadas parciais são determinadas pela Eq. (A.36):

$$\frac{\partial T_m}{\partial T_1} = \frac{\partial T_m}{\partial T_2} = \frac{\partial T_m}{\partial T_3} = \frac{1}{3} \quad (\text{A.36})$$

Substituindo A Eq. (A.36) na Eq. (A.35), obtêm-se a Eq. (A.37).

$$u_{T_m} = \pm \left[\frac{(T_1 u_{T_1})^2}{9T_m^2} + \frac{(T_2 u_{T_2})^2}{9T_m^2} + \frac{(T_3 u_{T_3})^2}{9T_m^2} \right]^{1/2} \quad (\text{A.37})$$

Rearranjando a Eq. (A.37) obtêm-se a Eq. (A.38):

$$u_{T_m} = \pm \frac{1}{3T_m} \left[(T_1 u_{T_1})^2 + (T_2 u_{T_2})^2 + (T_3 u_{T_3})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.38})$$

Substituindo a Eq.(A.34) na Eq. (A.38), temos a Eq. (A.39):

$$u_{T_m} = \pm u_T \frac{[(T_1)^2 + (T_2)^2 + (T_3)^2]^{1/2}}{(T_1 + T_2 + T_3)} \quad (\text{A.39})$$

A incerteza relativa dos três termopares é única, pois são termopares idênticos como apresentada pela Eq. (A.40):

$$u_{T_1} = u_{T_2} = u_{T_3} = u_T = 0,3\% \quad (\text{A.40})$$

Tubo de Referência

Figura A.3-Termopares no tubo de referência.

Para o tubo de referência, a temperatura média é dada pela Eq. (A.41). De maneira análoga ao duto anular, pode determinar a incerteza relativa para a temperatura média, como apresentada pela Eq. (A.42):

$$T_m = \frac{T_4 + T_5 + T_6}{3} \quad (\text{A.41})$$

$$u_{T_m} = \pm u_T \frac{[(T_4)^2 + (T_5)^2 + (T_6)^2]^{1/2}}{(T_4 + T_5 + T_6)} \quad (\text{A.42})$$

A.4 Pressão na seção de teste

Para o duto anular e para o tubo de referência foram instalados dois medidores de pressão em cada instalação como indicado, respectivamente, pela Figura A.2 e Figura A.3. O cálculo de incerteza da pressão média, P_m , é apresentado a seguir. A pressão média é dada pela Eq. (A.43). O cálculo da incerteza relativa é dada pela Eq. (A.45).

Para o duto anular

$$P_m = \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (A.43)$$

$$P_m = f(P_1, P_2) \quad (A.44)$$

$$u_{P_m} = \pm \left[\left(\frac{P_1}{P_m} \frac{\partial P_m}{\partial P_1} u_{P_1} \right)^2 + \left(\frac{P_2}{P_m} \frac{\partial P_m}{\partial P_2} u_{P_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.45)$$

As derivadas parciais são determinadas pela Eq. (A.46):

$$\frac{\partial P_m}{\partial P_1} = \frac{\partial P_m}{\partial P_2} = \frac{1}{2} \quad (A.46)$$

Substituindo a Eq. (A.46) na Eq. (A.45), obtêm-se a Eq.(A.47):

$$u_{P_m} = \pm \left[\left(\frac{P_1}{P_m} \frac{1}{2} u_{P_1} \right)^2 + \left(\frac{P_2}{P_m} \frac{1}{2} u_{P_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.47)$$

Substituindo a Eq. (A.43) na Eq. (A.47), obtêm-se a Eq. (A.48), que é incerteza da pressão média.

$$u_{P_m} = \pm \left[\frac{(P_1 u_{P_1})^2 + (P_2 u_{P_2})^2}{(P_1 + P_2)^2} \right]^{1/2} \quad (A.48)$$

Para tubo de referência

De maneira análoga ao duto anular, pode-se determinar a incerteza para a pressão média no tubo de referência (Eq. A.49).

$$u_{P_m} = \pm \left[\frac{(P_4 u_{P_4})^2 + (P_5 u_{P_5})^2}{(P_4 + P_5)^2} \right]^{1/2} \quad (A.49)$$

A.5 Velocidades superficiais

A incerteza para as velocidades superficiais de água, óleo e ar são apresentadas a seguir.

A.5.1 Velocidade superficial de líquido

A velocidade superficial de líquido, que é função da velocidade volumétrica (Q_l) e da área (A) como apresentada pela Eq. (A.51), pode ser determinada pela Eq. (A.50). A incerteza associada à incerteza da velocidade superficial é determinada pela Eq. (A.52).

$$J_l = \frac{Q_l}{A} \quad (\text{A.50})$$

$$J_l = f(Q_l, A) \quad (\text{A.51})$$

$$u_{J_l} = \pm \left[\left(\frac{Q_l}{J_l} \frac{\partial J_l}{\partial Q_l} u_{Q_l} \right)^2 + \left(\frac{A}{J_l} \frac{\partial J_l}{\partial A} u_A \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.52})$$

Onde as derivadas parciais podem ser determinadas pela Eq. (A.53) e Eq. (A.54).

$$\frac{\partial J_l}{\partial Q_l} = \frac{1}{A} \quad (\text{A.53})$$

$$\frac{\partial J_l}{\partial A} = -\frac{Q_l}{A^2} \quad (\text{A.54})$$

Substituindo a Eq. (A.53), Eq. (A.54) e Eq.(A.50) na Eq. (A.52), obtêm-se a incerteza para a velocidade superficial de líquido dada pela Eq. (A.55).

$$u_{J_l} = \pm [u_{Q_l}^2 + u_A^2]^{1/2} \quad (\text{A.55})$$

Para o óleo:

Para o óleo a Eq. (A55) é modificada para a Eq. (A.56).

$$u_{J_o} = \pm [u_{Q_o}^2 + u_A^2]^{1/2} \quad (\text{A.56})$$

Para a água:

Para a água a Eq. (A55) é modificada para a Eq. (A.57).

$$u_{J_a} = \pm [u_{Q_a}^2 + u_A^2]^{1/2} \quad (\text{A.57})$$

A.5.2 Velocidade superficial de ar

A velocidade superficial de ar (J_g), que é função da velocidade volumétrica de gás (Q_g) e da área (A), pode ser determinada pela Eq. (A.64). Entretanto, deve-se determinar a vazão volumétrica de ar (Q_g) na seção de teste conforme a Eq. (A.58). A incerteza associada à incerteza vazão volumétrica de ar é determinada pela Eq. (A.60).

$$Q_g = \frac{W_g}{\rho_g} \quad (\text{A.58})$$

$$Q_g = f(W_g, \rho_g) \quad (\text{A.59})$$

$$u_{Q_g} = \pm \left[\left(\frac{W_g}{Q_g} \frac{\partial Q_g}{\partial W_g} u_{W_g} \right)^2 + \left(\frac{\rho_g}{Q_g} \frac{\partial Q_g}{\partial \rho_g} u_{\rho_g} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.60})$$

As derivadas parciais são determinadas pela Eq. (A.61) e Eq. (A.62).

$$\frac{\partial Q_g}{\partial W_g} = \frac{1}{\rho_g} \quad (\text{A.61})$$

$$\frac{\partial Q_g}{\partial \rho_g} = -\frac{W_g}{\rho_g^2} \quad (\text{A.62})$$

Substituindo a Eq. (A.61), Eq. (A.62) e Eq.(A.58) na Eq. (A.60), obtêm-se a incerteza para a vazão volumétrica de ar dada pela Eq. (A.63).

$$u_{Q_g} = \pm [u_{W_g}^2 + u_{\rho_g}^2]^{1/2} \quad (\text{A.63})$$

Como a velocidade superficial de ar é dada pela Eq. (A.64), pode-se determinar a incerteza para a velocidade superficial de ar através da Eq. (A.57). Portanto, obtêm a Eq. (A.65).

$$J_g = \frac{Q_g}{A} \quad (\text{A.64})$$

$$u_{J_g} = \pm [u_{Q_g}^2 + u_A^2]^{1/2} \quad (\text{A.65})$$

A.6 Fração de volumétrica

A fração volumétrica em escoamento bifásico foi obtida através de um transdutor de pressão diferencial, utilizado na medição da coluna de líquido (*holdup*). A fração volumétrica em escoamento trifásico foi obtida através de uma escala posicionada sobre a seção de teste. Segue análise de incerteza para essas duas situações.

A.6.1 Escoamento bifásico

Holdup

O *holdup* de líquido (ε_l) pode ser determinado pela Eq. (A.66). A incerteza relativa pode determinada pela Eq. (A.68).

$$\varepsilon_l = 1 - \frac{\Delta P}{\rho_a g h_T} \quad (\text{A.66})$$

Onde ΔP é a leitura de pressão correspondente a coluna de líquido, ρ_a é densidade da água e g a aceleração da gravidade.

$$\varepsilon_l = f(\Delta P, \rho_a, h_T) \quad (\text{A.67})$$

$$u_{\varepsilon_l} = \left[\left(\frac{\Delta P}{\varepsilon_l} \frac{\partial \varepsilon_l}{\partial \Delta P} u_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\rho_a}{\varepsilon_l} \frac{\partial \varepsilon_l}{\partial \rho_a} u_{\rho_a} \right)^2 + \left(\frac{h_T}{\varepsilon_l} \frac{\partial \varepsilon_l}{\partial h_T} u_{h_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.68})$$

As derivadas parciais são determinadas com base na Eq. (A.69), Eq. (A.70) e Eq. (A.71).

$$\frac{\partial \varepsilon_l}{\partial \Delta P} = -\frac{1}{\rho_a g h_T} \quad (\text{A.69})$$

$$\frac{\partial \varepsilon_l}{\partial \rho_a} = \frac{\Delta P}{\rho_a^2 g h_T} \quad (\text{A.70})$$

$$\frac{\partial \varepsilon_l}{\partial h_T} = \frac{\Delta P}{\rho_a g h_T^2} \quad (\text{A.71})$$

Substituindo a Eq. (A.69), Eq. (A.70), Eq.(A.71) e Eq. (66) na Eq. (A.68), obtêm-se a incerteza para o *holdup* dada pela Eq. (A.72).

$$u_{\varepsilon_l} = \left[\left(\frac{\Delta P}{\varepsilon_l} \left(-\frac{1}{\rho_a g h_T} \right) u_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\rho_a}{\varepsilon_l} \left(\frac{\Delta P}{\rho_a^2 g h_T} \right) u_{\rho_a} \right)^2 + \left(\frac{h_T}{\varepsilon_l} \left(\frac{\Delta P}{\rho_a g h_T^2} \right) u_{h_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.72})$$

Fração de vazio

A fração de vazio pode determinada com base na Eq. (A.73) e a incerteza relativa pode ser determinada pela Eq. (A.74).

$$\varepsilon_g = 1 - \varepsilon_l \quad (\text{A.73})$$

$$u_{\varepsilon_g} = \pm \left[\left(\frac{\varepsilon_l}{\varepsilon_g} \frac{\partial \varepsilon_g}{\partial \varepsilon_l} u_{\varepsilon_l} \right)^2 \right]^{1/2} = \frac{\varepsilon_l}{1 - \varepsilon_l} u_{\varepsilon_l} \quad (\text{A.74})$$

A.6.2 Escoamento trifásico

A fração volumétrica da água, óleo e ar foram obtidas através de uma escala graduada posicionada sobre as seções de teste: (i) duto anular , (ii) tubo de referência e (iii) aparato experimental “poço invertido”. Segue análise de incertezas para as medidas de fração volumétrica de água, óleo e ar.

Fração volumétrica de água

A fração volumétrica de água pode ser obtida através da Eq. (A.75). Nota-se que a fração volumétrica é função da altura de água na seção de teste (h_a), confinada após o travamento do escoamento através da válvula direcional, e do comprimento total da seção de teste (h_t). A incerteza relativa para a fração volumétrica de água é determinada pela Eq. (A.77).

$$\varepsilon_a = \frac{h_a}{h_T} \quad (\text{A.75})$$

$$\varepsilon_a = f(h_a, h_T) \quad (\text{A.76})$$

$$u_{\varepsilon_a} = \pm \left[\left(\frac{h_a}{\varepsilon_a} \frac{\partial \varepsilon_a}{\partial h_a} u_{h_a} \right)^2 + \left(\frac{h_T}{\varepsilon_a} \frac{\partial \varepsilon_a}{\partial h_T} u_{h_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.77})$$

As derivadas parciais são determinadas com base na Eq. (A.78) e na Eq. (A.79).

$$\frac{\partial \varepsilon_a}{\partial h_a} = \frac{1}{h_T} \quad (\text{A.78})$$

$$\frac{\partial \varepsilon_a}{\partial h_T} = -\frac{h_a}{h_T^2} \quad (\text{A.79})$$

Substituindo a Eq. (A.78), Eq. (A.79) e Eq. (A.75) na Eq. (A.77), obtém-se a Eq. (A.80), que é a incerteza relativa da fração volumétrica de água.

$$u_{\varepsilon_a} = \pm \left[(u_{h_a})^2 + (u_{h_T})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.80})$$

Fração volumétrica de óleo

A fração volumétrica de óleo pode ser obtida através da Eq. (A.81). Nota-se que a fração volumétrica de óleo é função da altura de óleo na seção de teste (h_o), confinada após o travamento do escoamento através da válvula direcional, e do comprimento total da seção de teste (h_T). A incerteza relativa para a fração volumétrica de óleo é determinada pela Eq. (A.82).

$$\varepsilon_o = \frac{h_o}{h_T} \quad (\text{A.81})$$

$$u_{\varepsilon_o} = \pm \left[\left(\frac{h_o}{\varepsilon_o} \frac{\partial \varepsilon_o}{\partial h_o} u_{h_o} \right)^2 + \left(\frac{h_T}{\varepsilon_o} \frac{\partial \varepsilon_o}{\partial h_T} u_{h_T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.82})$$

As derivadas parciais são determinadas com base na Eq. (A.83) e na Eq. (A.84).

$$\frac{\partial \varepsilon_o}{\partial h_o} = \frac{1}{h_T} \quad (\text{A.83})$$

$$\frac{\partial \varepsilon_o}{\partial h_T} = -\frac{h_o}{h_T^2} \quad (\text{A.84})$$

Substituindo a Eq. (A.83), Eq. (A.84) e Eq. (A.81) na Eq. (A.82), obtém-se a Eq. (A.85), que é a incerteza relativa da fração volumétrica de óleo.

$$u_{\varepsilon_o} = \pm \left[(u_{h_o})^2 + (u_{h_T})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.85})$$

Fração volumétrica de ar

A fração volumétrica de ar pode ser determinada com base nas frações volumétricas de água (ε_a) e de óleo (ε_o). A Eq. (A.86) fornece o calculo da fração volumétrica de ar em função das frações volumétrica de óleo e de água. A incerteza relativa da fração volumétrica pode ser determinada com base na Eq. (A.88).

$$\varepsilon_g = 1 - \varepsilon_a - \varepsilon_o \quad (\text{A.86})$$

$$\varepsilon_g = f(\varepsilon_a, \varepsilon_o) \quad (\text{A.87})$$

$$u_{\varepsilon_g} = \pm \left[\left(\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_g} \frac{\partial \varepsilon_g}{\partial \varepsilon_a} u_{\varepsilon_a} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_o}{\varepsilon_g} \frac{\partial \varepsilon_g}{\partial \varepsilon_o} u_{\varepsilon_o} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.88})$$

As derivadas parciais são determinadas com base na Eq. (A.89).

$$\frac{\partial \varepsilon_g}{\partial \varepsilon_a} = \frac{\partial \varepsilon_g}{\partial \varepsilon_o} = -1 \quad (\text{A.89})$$

Finalmente, a incerteza relativa da fração volumétrica de ar pode determinada pela Eq. (A.90).

$$u_{\varepsilon_g} = \pm \left[\frac{(\varepsilon_a u_{\varepsilon_a})^2 + (\varepsilon_o u_{\varepsilon_o})^2}{\varepsilon_g^2} \right]^{1/2} = \pm \frac{[(\varepsilon_a u_{\varepsilon_a})^2 + (\varepsilon_o u_{\varepsilon_o})^2]^{1/2}}{1 - \varepsilon_a - \varepsilon_o} \quad (\text{A.90})$$

A.7 Gradiente de pressão

O gradiente de pressão pode ser determinado com base na Eq. (A.91). A incerteza relativa pode ser determinada com base na Eq. (A.93).

$$\frac{\partial P}{\partial x} = grad = \frac{\Delta P}{L} \quad (\text{A.91})$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = f(\Delta P, L) \quad (\text{A.92})$$

$$u_{grad} = \pm \left[\left(\frac{\Delta P}{grad} \frac{\partial grad}{\partial \Delta P} u_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{L}{grad} \frac{\partial grad}{\partial L} u_L \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.93})$$

As derivadas parciais são determinadas com base na Eq. (A.94) e na Eq. (95).

$$\frac{\partial grad}{\partial \Delta P} = \frac{1}{L} \quad (\text{A.94})$$

$$\frac{\partial grad}{\partial L} = -\frac{\Delta P}{L^2} \quad (\text{A.95})$$

Finalmente, a incerteza relativa do gradiente de pressão pode determinada pela Eq. (A.96).

$$u_{grad} = \pm [(u_{\Delta P})^2 + (u_L)^2]^{1/2} \quad (\text{A.96})$$

Com base nas especificações dos equipamentos, obtemos:

$$\text{Como } u_{\Delta P} = 0,075 \% \Delta P \text{ e } u_L = 0,7\%$$

A.8 Fator de atrito

O fator de atrito para um escoamento monofásico pode ser determinado pela Eq. (A.97)

$$f = \frac{\Delta P \, 2 \, D}{\rho \, L \, V^2} \quad (\text{A.97})$$

Nesse caso, a incerteza relativa pode determinada pela Eq. (A.98).

$$u_f = \pm \left[(u_\rho)^2 + (u_L)^2 + 4(u_V)^2 + (u_{\Delta P})^2 + (u_D)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.98})$$

Onde u_ρ , u_L , u_V , $u_{\Delta P}$ e u_D são, respectivamente, as incertezas relativas da massa específica, distância entre tomadas de pressão, velocidade, queda de pressão e diâmetro.

A.9 Massa específica dos líquidos

A massa específica é determinada pela Eq. (A.99). A incerteza relativa pode ser determinada pela Eq. (A.100).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{A.99})$$

$$u_\rho = \pm [(u_m)^2 + (-u_V)^2]^{1/2} \quad (\text{A.100})$$

Onde u_m e u_V são as incertezas relativas da massa e do volume, respectivamente.

APÊNDICE B- SEGURANÇA: TESTE HIDROSTÁTICO E VÁLVULAS DE SEGURANÇA

Medidas de segurança foram adotadas para oferecer condições segura na operação da instalação experimental. Durante o processo de medição de fração volumétrica média de fases em escoamento bifásico, podem ocorrer elevados picos de pressão durante a operação, pois foi utilizada a técnica de fechamento rápido na medição de fração de vazio. Essa técnica realiza a interrupção abrupta do escoamento o que ocasiona picos de pressão nas seções de teste. Como medida de segurança, foram instaladas válvulas de alívio nas seções de teste para evitar elevados níveis de pressão que poderiam levar ao colapso as seções de teste. As válvulas de alívio foram ajustadas para uma pressão admissível de operação que é inferior ao limite máximo de pressão resistido pelo tubo, conforme apresentado pelo fabricante. As pressões de ajuste foram definidas com base nas recomendações do engenheiro de segurança da STATOIL, empresa financiadora do presente trabalho. O objetivo é evitar patamares de pressão que colocariam em risco a integridade da instalação operacional e do corpo técnico. Além disso, as seções de teste (tubo de referência e duto anular) foram submetidas a um teste de pressão hidrostática conforme norma NR-13, com objetivo de avaliar a integridade do diversos tubos de borossilicato que compõem as seções de teste.

B.1 Teste Hidrostático

Testes hidrostáticos foram realizados em duas seções de teste que foram utilizadas para simular escoamento bifásico gás-líquido e escoamento trifásico gás-líquido-líquido. Os referidos testes hidrostáticos são muito úteis para avaliar a integridade dos equipamentos utilizados no referido trabalho e indispensáveis para evidenciar um potencial ponto de falha no equipamento uma vez que os testes hidrostáticos são realizados com uma pressão estática 1,3 a pressão máxima de operação. Os testes hidrostáticos foram realizados com um fluido incompressível, no caso a água, e supervisionados por engenheiro de segurança da EESC-USP.

Os procedimentos do teste hidrostático podem ser simplificados nos seguintes passos:

- Verificação do equipamento a ser utilizado
- Aferição do manômetro
- Instalação do equipamento de bombeio de água nas seções de teste

- Pressurização das seções de teste

B.2 Equipamento

Utilizou-se um equipamento especialmente projetado e fabricado para fazer testes hidrostáticos em vasos de pressão, atendendo a norma NR-13. Tal equipamento bombeia água de um pequeno reservatório para linha de teste através de um pistão. Nesse equipamento também foi incorporado um válvula de retenção que é essencial para evitar o fluxo reverso de líquido. Por fim um manômetro, instalado nesse equipamento é utilizado para monitorar a pressão da seção de teste. A pressão de ensaio é mantida constante durante o procedimento. O equipamento opera através do movimento da haste amarela que proporciona o bombeio de água para o sistema que é avaliado, o que promove o aumento de pressão. Tal equipamento pode ser observado na Figura B.1-Equipamento **utilizado para pressurizar as tubulações..**

Figura B.1-Equipamento utilizado para pressurizar as tubulações.

O manômetro utilizado na monitoração da pressão de ensaio no teste hidrostático foi do tipo tubo de bourdon Wika®, projetado conforme EN 12645 e certificado de aprovação de tipo EEC. A faixa de medição de instrumento é 0-10 bar com um erro de leitura de 0,1 (bar), portanto adequado para o referido teste. Esse instrumento foi aferido por um calibrador digital, modelo CPG 2500 de fabricação WIKA® (Figura B.2).

Figura B.2-Aferição do manômetro com calibrador digital CPG 2500.

B.3 Pressurização das seções de teste

A pressurização das bancadas foram realizadas na posição horizontal, o que proporcionou mesma pressão para todo comprimento avaliado. A NR-13, norma que orienta o projeto e fabricação de vasos de pressão, recomenda 30 min para testes hidrostáticos em vasos de pressão. Tendo em vista esse critérios segue informações pertinentes aos ensaios realizados.

Bancada: Tubo

Pressão máxima de trabalho: 3,0 bar

Pressão estática de teste-Início: 4,0 bar

Pressão estática de teste-Término: 5,0 bar

Duração: 01h00min

Dia: 13/06/2015 - Horário início: 13h 15 min Horário Término 14h 15 min

Bancada: Duto Anular

Pressão máxima de trabalho: 2,5 bar

Pressão estática de teste-Início: 3,6 bar

Pressão estática de teste-Término: 3,6 bar

Duração: 02h00min h

Dia: 28/05/2015 - Horário início: 15h 33 min Horário Término 17 h 33 min

B.4 Válvulas de Alívio

Para evitar acidentes associados a elevados patamares de pressão durante coleta de dados de fração volumétrica de escoamentos bifásicos foram instalados válvulas de alívio. Duas válvulas de alívio de linha foram instaladas no duto anular enquanto que tubo de referência foi instalado duas válvulas de alívio, uma na entrada e outra na saída. A válvula de

alívio no início do duto anular foi ajustada para uma pressão de abertura de 2,5 (bar) enquanto que a válvula de alívio da saída foi ajustada para uma pressão de abertura de 1,5 (bar) conforme apresentado na Figura B.3. No tubo de referência, a válvula localizada no início foi ajustada para 3,0 (bar) enquanto a válvula de alívio de saída foi ajustada para 2,5 (bar) (Figura B.4).

Figura B.3-Pressão de ajuste das válvulas de alívio do duto anular.

Figura B.4-Pressão de ajuste das válvulas de alívio do duto anular.

As válvulas de alívio foram retiradas da instalação e enviadas para uma empresa (*PAYBACK*) para realizar a calibração e certificação das válvulas de alívio, conforme a norma NR-13 que é norma reguladora observada pela legislação brasileira.

APÊNDICE C- SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA E PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Nesse apêndice serão apresentadas as propriedades físicas dos fluidos líquidos utilizados nos experimentos. Também será apresentado, em detalhe, o sistema de controle de temperatura do óleo, que está relacionado com a viscosidade do óleo. O controle refinado da temperatura do óleo proporciona o controle da viscosidade do óleo. Deve-se salientar que a instalação do controle de temperatura do óleo foi realizada durante a execução do presente projeto.

C.1 Propriedades dos Fluidos

A medida da viscosidade dinâmica do óleo foi realizada através de um reômetro modelo LV DV-III, da marca Brookfield®. Esse equipamento é constituído de cilindros concêntricos, sendo um deles capaz de realizar um movimento rotativo. Na região entre os cilindros é depositado o fluido que se deseja medir a viscosidade. Esse equipamento mede a rotação de giro e o torque associado ao movimento rotativo. Assim, a partir de um equacionamento mede-se a viscosidade do fluido. Observou-se que o óleo Turbina 100, utilizado nos experimentos, possui um comportamento newtoniano. A viscosidade do óleo foi medida em função da temperatura (10 - 50 °C). O controle da temperatura do óleo entre os cilindros do reômetro foi realizado a partir de um banho termostático acoplado ao reômetro. A Tabela C.1 mostra a viscosidade de óleo em função da temperatura. Para cada temperatura de óleo associa-se uma única viscosidade do óleo. Para cada temperatura foi coletado seis amostras de viscosidade dinâmica e a incerteza associada a essa medida foram obtidas, respectivamente, através de uma média aritmética e através da distribuição t de Student. Na tabela C.1, também é apresentado a incerteza da viscosidade dinâmica que foi obtida a partir do coeficiente de Student para uma confiança de 95 %. A maior incerteza obtida na medição de viscosidade do óleo foi de 1%, portanto a incerteza associada a medida de viscosidade é assumida como 1%. A Figura C.1 mostra a variação de viscosidade dinâmica do óleo em função da temperatura e uma curva de ajuste.

As propriedades físicas do óleo e da água utilizados nos experimentos. A massa específica da água e do óleo foram realizadas a partir de medições da massa e do volume, utilizando uma balança de precisão e uma proveta graduada. A massa específica foi obtida a

partir da razão entre a massa e volume. A Tabela C.2 mostra a densidade média do óleo utilizado nos experimentos. A incerteza na medida da densidade dos líquidos é $\pm 0,5\%$.

Tabela C.1-Viscosidade dinâmica do óleo em função da temperatura.

Temperatura [°C]	Viscosidade do óleo [mPa.s]	Incerteza da viscosidade [mPa.s]
10,1	679,28	2,1
15,0	436,95	2,7
19,8	305,02	3,2
25,0	212,67	1,1
29,9	154,58	0,4
35,0	111,60	0,9
39,9	84,14	0,5
44,8	64,42	0,1
50,0	48,96	0,1

Tabela C.2-Densidade do óleo Turbina 100 utilizado nos experimentos.

Amostras	Volume [mL]	Massa [g]	Densidade [g/mL]
1	20	16,776	0,8388
2	29	24,616	0,8488
3	38	32,186	0,8470
4	46	39,649	0,8619
5	53	45,501	0,8585
6	64	55,661	0,8697
7	73	63,67	0,8722
8	83	72,147	0,8692
9	89	77,825	0,8744
10	94	82,313	0,8757
Média	-	-	0,8616

Figura C.1-A viscosidade do óleo utilizado nos experimentos em função da temperatura.

Tabela C.3-Propriedades físicas dos líquidos a 20°C.

Fluido	Densidade, ρ_L (kg/m ³)	Viscosidade, μ_L (mPa.s)	Tensão superficial, σ (N/m)
Água	998,2	1	0,0736
Óleo	861,6	310	0,0520

C.2 Controle da temperatura do óleo

Um sistema de aquecimento e resfriamento foi instalado a fim de controlar a temperatura do óleo. O objetivo é realizar experimentos com óleos com diferentes viscosidades a partir do aquecimento ou resfriamento do óleo. Esse sistema é composto por diversos equipamentos, como por exemplo, trocador de placas, bomba de engrenagem, chiller, termorregulador e reservatório de óleo, como podem se notados na Figura C.2.

Figura C.2-Diagrama do sistema de controle de temperatura de óleo.

Um reservatório de óleo com volume aproximado de 3000 l é abastecido pelo separador líquido-líquido, que realiza a separação da mistura de água e óleo proveniente das seções de teste. O óleo do reservatório circula através do acionamento da bomba (Figura C.2), que bombeia o óleo para o trocador de placas no qual é aquecido ou resfriado. Por fim retorna

para o reservatório, caracterizando um circuito fechado. O óleo troca calor com água, que é aquecido pelo termorregulador e resfriada por um *chiller*. O termorregulador e *chiller* estão ligados em série, pois existe um sistema de controle que ora aquece, ora resfria a água que circula no trocador de placas, a fim de realizar um controle refinado da temperatura desejada. A circulação da água de processo, que troca calor com óleo, é realizada por uma bomba interna localizada no *chiller*.

O aquecimento da água ocorre no termorregulador modelo TMR-M-30 da Mecalor®, o qual aquece através de uma resistência elétrica. A temperatura de trabalho desse equipamento encontra-se na faixa 10 a 60°C. A potência total do equipamento é 33,6 kW, enquanto que a potência útil de aquecimento é 30 kW.

A bomba de recirculação do óleo é do tipo engrenagem, modelo RZR-4.500-CVA de fabricação RZR®. Possui capacidade de bombeamento de 25 l/min até 100 l/min, pressão admissível na secção 0,5 Kgf/cm² e opera com fluidos com viscosidade compreendidas entre 5cP até 40000 cP. A temperatura de operação está compreendida entre -10 a 240 °C. O trocador de calor a placa da Tranter® foi selecionado para a troca de calor da água de processo com óleo dos experimentos. Possui área 8,19 m² e pressão máxima de trabalho de 7 bar. Esse categoria de trocador possui uma série de vantagens, como alta taxa de transferencia de calor, design compacto além de ser autolimpante. Na Figura C.3 é possível visualizar um diagrama de instalação da bomba de engrenagem e o trocador de calor, além de as linha de óleo e a água de processo.

Figura C.3-Detalhe da instalação do trocador de placa e bomba de engrenagem.

A Figura C.4 mostra a instalação do sistema de aquecimento de óleo implantada no presente projeto.

Figura C.4-Sistema de aquecimento de óleo.