



**Universidade Estadual Paulista
"Júlio de Mesquita Filho"**

Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

ESTUDO EXPERIMENTAL DO FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA *GAS-LIFT*

Fernando Augusto Alves Mendes

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Said Mansur

Co-orientador: Prof. Dr. Edson Del Rio Vieira

Ilha Solteira, Dezembro de 2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

M538e

Mendes, Fernando Augusto Alves.

Estudo experimental do funcionamento de um sistema *gas-lift* /
Fernando Augusto Alves Mendes. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2007.
95 f.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de
Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas

Orientador: Sérgio Said Mansur

Co-orientador: Edson Del Rio Vieira

Bibliografia: p. 76-80

1. Escoamento bifásico. 2. Escoamento pistonado. 3. Velocidade de bolha.
4. Visualização de fluxo. 5. Sistema gas-lift.

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: *ESTUDO EXPERIMENTAL DO FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA GAS-LIF*

AUTOR: FERNANDO AUGUSTO ALVES MENDES

ORIENTADOR: Prof. Dr. SÉRGIO SAID MANSUR

DATA DA REALIZAÇÃO: 27 DE DEZEMBRO DE 2007

Aprovada com parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em ENGENHARIA MECÂNICA pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. SÉRGIO SAID MANSUR (Presidente)

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. ANDRÉ LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. RICARDO AUGUSTO MAZZA

Departamento de Energia / Universidade Estadual de Campinas

A Deus, pela sua presença em todos os dias de minha vida; em especial a minha irmã Maria Amélia, pelo seu ato heróico; à toda minha família – minha mãe, Maria Rosa, meu pai, Manoel, e meus irmãos, Carlos Renato e José Eduardo; e àqueles que, de alguma forma, me apoiaram e me ajudaram no momento mais difícil da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Para a conclusão do presente trabalho, contei com a ajuda e o apoio de várias pessoas e instituições. É com grande satisfação que expresso meus sinceros agradecimentos a todos eles. Em particular, sou grato:

A Deus, por esta oportunidade;

Aos Profs. Sérgio Said Mansur e Edson Del Rio Vieira, primeiramente, pela amizade durante quase todos os anos de minha vida acadêmica e, como orientadores, pela paciência em transmitir muito dos seus valiosos conhecimentos, por sempre terem dado oportunidades e espaço para o meu crescimento, sem nunca terem deixado de exigir o melhor de mim;

Aos Profs. André Luiz Seixlack e Ricardo Augusto Mazza, pela participação na banca examinadora encarregada de julgar o presente trabalho;

Aos técnicos do Departamento de Engenharia Mecânica, Marino, Edivaldo, Darci, Ronaldo, pelo auxílio e pela amizade, e, em especial, ao técnico Reginaldo, que, além de um grande amigo, um ótimo profissional, acima de tudo – um braço direito na montagem da instalação experimental;

Aos estagiários Rony e Thiago, que colaboraram, com seus conhecimentos, na montagem do aparato experimental;

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica e a todos demais professores que contribuíram, de forma direta ou indireta, na minha formação acadêmica e profissional;

A todos os funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica: aos secretários Elaine, Sandra e Alex, que sempre me ajudaram nas questões burocráticas, ao técnico de informática Elias, pelo suporte, e ao pessoal da faxina, por manterem nosso local de trabalho limpo e agradável;

A todos os amigos que fiz em minha estada na UNESP Ilha Solteira, tanto na graduação como na pós-graduação; em especial, a três deles, Adailton, Franscisco Augusto e Alexandre Marson, que sempre estiveram ao meu lado colaborando e incentivando durante o desenvolvimento deste trabalho;

Aos meus pais e familiares, que sempre estiveram me incentivando e apoiando nos momentos mais difíceis;

À CAPES, pelo suporte financeiro que viabilizou a realização deste trabalho, concedendo-me uma bolsa de estudos.

RESUMO

O princípio de funcionamento de um sistema gas-lift é bastante simples, baseando-se na injeção de um gás inerte próximo à extremidade submersa de um tubo utilizado para ascensão do líquido (riser). Esse sistema tem sido utilizado em diversos setores da indústria, dentre os quais se destaca o setor petroquímico. Apesar de ter sido concebido há mais de um século, e a despeito do considerável número de artigos publicados sobre o assunto, vários aspectos relativos às características do escoamento bifásico dentro do riser e ao funcionamento do sistema são, ainda, pouco conhecidos. No presente trabalho, um sistema air-lift de pequeno porte foi inteiramente desenvolvido e testado, permitindo observar o comportamento do sistema quando submetido a variações na vazão de ar, na razão de submersão e na geometria do injetor – contendo três (3F) ou quinze furos (15F). Ensaios de visualização foram conduzidos, possibilitando a caracterização do escoamento bifásico no interior do riser. Medições experimentais foram, também, realizadas para a obtenção da eficiência e das curvas características do sistema. Os resultados quantitativos foram interpretados em associação com imagens estáticas do escoamento, capturadas com uma câmera fotográfica digital, e com imagens dinâmicas, tomadas com o auxílio de uma filmadora de alta velocidade. A partir destas imagens, foi possível, ainda, a estimativa de alguns importantes parâmetros característicos do escoamento pistonado, associados ao deslocamento da chamada bolha de Taylor. Os dados assim obtidos foram comparados com valores oriundos de correlações empíricas propostas por outros autores, apresentando boa concordância. Com relação aos resultados quantitativos, observou-se que, sob determinadas condições de operação, o injetor 3F é capaz de atribuir ao sistema um rendimento significativamente maior que o apresentado quando o injetor 15F é empregado.

Palavras chave: sistema gas-lift, escoamento bifásico, escoamento pistonado, bolha de Taylor, velocidade de bolha, visualização de escoamentos.

ABSTRACT

The operation principle of a gas-lift system is very simple: it is based on the injection of an inert gas close to the immersed edge of a tube, which is used for the rising of the liquid (riser). This system has been used in several industrial areas and more often in the petrochemical industry. Despite the fact that it was conceived over a century ago and that there have been a considerable amount of articles published on the subject, several aspects concerning the two-phase flow characteristics inside the riser as well as its operational system are still not very well known. In the present work, a small size air-lift system was thoroughly developed and tested, which facilitated the visualization of the system behavior when submitted to variations in the air flow, the immersion ratio and the injector geometry – containing three (3H) or fifteen holes (15H). Observation experiments were carried out making it possible to characterize the two-phase flow inside the riser. Experimental measurements were also taken in order to obtain the system characteristic efficiency and slopes. The quantitative results were analyzed together with the statistic images of the flow – taken by a digital photo camera, and with the dynamic images – taken by a high-speed filming camera. Through these images, it was also possible to estimate some important characteristic parameters of the slug flow associated to the displacement of the so-called Taylor bubble. The data obtained this way were compared to the figures originated from experimental correlations proposed by other authors, and they showed a fine agreement. Regarding the quantitative results, it was observed that under certain operation conditions the 3F injector is able to give the system a significantly greater efficiency than when the 15F injector is used.

Key word: *gas-lift system, two-phase flow, slug flow, Taylor bubble, bubble velocity, flow visualization.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Sistema de bombeamento utilizado nos jardins da Babilônia	18
Figura 1.2: Parafuso de Arquimedes	18
Figura 1.3: Equipamentos de bombeamento sanguíneo	19
(a) Bomba circulação extracorpórea	19
(b) Coração artificial definitivo	19
Figura 1.4: Configuração básica de um sistema <i>gas-lift</i>	19
Figura 1.5: Configuração básica de um sistema <i>gas-lift</i>	21
Figura 1.6: Tipos de injeção de gás – Adaptado Villela (1963)	23
(a) Modelo Pohlé ou <i>side inlet</i>	23
(b) Modelo Saunders	23
(c) Modelo tubo central	23
Figura 1.7: Operação de descarga de um poço de <i>gas-lift</i> na indústria petrolífera	25
(a) Estado inicial do poço	25
(b) Início do processo	25
(c) Primeira válvula injetando gás	25
(d) Segunda válvula injetando gás	25
(e) Fim do processo	25
(f) Representação esquemática de uma válvula <i>gas-lift</i> – Carvalho Filho (2004)	25
Figura 1.8: Ciclo de operação do GLI – Adaptado Thomas (2004)	27
(a) Período de alimentação	27
(b) Período de injeção	27
(c) Período de redução de pressão	27
Figura 3.1: Representação esquemática dos parâmetros básicos no escoamento Bifásico	35
Figura 3.2: Padrões de escoamento observados em um escoamento vertical bifásico ascendente – Taitel et al. (1980)	38
(a) Escoamento em bolhas	38
(b) Escoamento pistonado	38
(c) Escoamento agitado	38
(d) Escoamento anular	38

Figura 3.3: Mapa de fluxo vertical ascendente.....	40
a) Taitel et al.(1980).....	40
b) Samaras e Margaris (2005).....	40
Figura 3.4: Representação de uma célula unitária	41
Figura 4.1: Sistema <i>gas-lift</i>	45
(a) Representação esquemática.....	45
(b) Montagem experimental.....	45
Figura 4.2: Dispositivo nivelador.....	46
(a) Caixa de nivelamento.....	46
(b) Conexões hidráulicas.....	46
Figura 4.3: Suporte do <i>riser</i>	46
Figura 4.4: Separador gás-líquido.....	46
(a) Caixa de coleta.....	46
(b) Sistema de direcionamento.....	46
Figura 4.5: Dispositivo de injeção.....	47
(a) Modelos de injetores.....	47
(b) Conector de alimentação.....	47
Figura 4.6: Válvula reguladora da vazão de ar.....	47
Figura 4.7: Sistema de medição de vazão de ar.....	49
(a) Representação esquemática.....	49
(b) Vista geral.....	49
Figura 4.8: Detalhes construtivos do dispositivo de medição de vazão de ar.....	49
(a) Dimensões dos trechos retos utilizados (comprimentos em mm).....	49
(b) Placa de orifício.....	49
(c) Flanges.....	49
Figura 4.9: Transmissor diferencial de pressão.....	50
Figura 4.10: Poço de medição de pressão e de temperatura.....	51
Figura 4.11: Montagem dos dispositivos fotográficos.....	52
(a) Representação esquemática.....	52
(b) Vista geral.....	52
Figura 5.1: Resultados experimentais obtidos para o injetor 3F, plotados sobre diferentes mapas de fluxo.....	55
(a) Mapa de fluxo Taitel et al. (1980).....	55

(b) Mapa de fluxo de Samaras e Margaris (2005).....	55
Figura 5.2: Resultados experimentais obtidos para o injetor 15F, plotados sobre diferentes mapas de fluxo.....	56
(a) Mapa de fluxo de Taitel et al. (1980).....	56
(b) Mapa de fluxo de Samaras e Margaris (2005).....	56
Figura 5.3: Curvas características das diferentes razões de submersão para os injetores 3F e 15F.....	57
Figura 5.4: Vazão de água bombeada em função da razão de submersão HL/HT, para diferentes vazões de ar.....	58
(a) Vazão de ar 2kg/h.....	58
(b) Vazão de ar 3 kg/h.....	58
(c) Vazão de ar 5kg/h.....	58
(d) Vazão de ar 7kg/h.....	58
Figura 5.5: Eficiência do sistema <i>gas-lift</i> em função da vazão de ar, para diferentes razões de submersão.....	60
(a) Razão de submersão 0,30.....	60
(b) Razão de submersão 0,45.....	60
(c) Razão de submersão 0,55.....	60
(d) Razão de submersão 0,67.....	60
(e) Razão de submersão 0,75.....	60
Figura 5.6: Máxima eficiência atingida pelo sistema <i>air-lift</i> , com o uso dos injetores 3F e 15F, em função da razão de submersão.....	61
Figura 5.7: Características do escoamento na região de injeção do sistema, utilizando-se o injetor 15F.....	62
(a) $\dot{m}_G=0,32$ kg/h.....	62
(b) $\dot{m}_G =2,35$ kg/h.....	62
(c) $\dot{m}_G =3,40$ kg/h.....	62
(d) $\dot{m}_G =4,10$ kg/h.....	62
(e) $\dot{m}_G =6,03$ kg/h.....	62
(f) $\dot{m}_G =8,08$ kg/h.....	62
Figura 5.8: Distribuição de bolhas no pistão de líquido.....	63
(a) $\dot{m}_G=0,32$ kg/h z=90-110 cm.....	63
(b) $\dot{m}_G=2,35$ kg/h z=100-120 cm.....	63

(c) $\dot{m}_G = 4,77$ kg/h z=85-105 cm.....	63
(d) $\dot{m}_G = 8,08$ kg/h z=95-115 cm.....	63
(e) $\dot{m}_G = 10$ kg/h z=90-110 cm.....	63
Figura 5.9: Transição do escoamento em bolhas para o escoamento pistonado, para $\dot{m}_G = 3,40$ kg/h.....	64
(a) z = 13 – 22 cm.....	64
(b) z = 32 – 41 cm.....	64
(c) z = 57 – 66 cm.....	64
(c) z = 77 – 86 cm.....	64
Figura 5.10: Transição do escoamento bolhas para o escoamento pistonado na região do riser compreendida entre z = 40 e 60 cm.....	65
(a) t=0s.....	65
(b) t=0,02s.....	65
(c) t=0,04s.....	65
(d) t=0,06s.....	65
(e) t=0,08s.....	65
(f) t=0,1s.....	65
Figura 5.11: Imagens correspondentes ao Ensaio 1, para o injetor 3F.....	68
(a) Medição 1.....	68
(b) Medição 2.....	68
(c) Medição 3.....	68
Figura 5.12: Imagens correspondentes ao Ensaio 2, para o injetor 3F.....	68
(a) Medição 1.....	68
(b) Medição 2.....	68
(c) Medição 3.....	68
Figura 5.13: Imagens correspondentes ao Ensaio 3, para o injetor 3F.....	69
(a) Medição 1.....	69
(b) Medição 2.....	69
(c) Medição 3.....	69
Figura 5.14: Imagens correspondentes ao Ensaio 1, para o injetor 15F.....	69
(a) Medição 1.....	69
(b) Medição 2.....	69
(c) Medição 3.....	69

Figura 5.15: Imagens correspondentes ao Ensaio 2, para o injetor 15F.....	70
(a) Medição 1.....	70
(b) Medição 2.....	70
(c) Medição 3.....	70
Figura 5.16: Imagens correspondentes ao Ensaio 3, para o injetor 15F.....	70
(a) Medição 1.....	70
(b) Medição 2.....	70
(c) Medição 3.....	70
Figura A.1: Sistema de calibração da placa de orifício.....	82
Figura A.2: Curva de Calibração da placa de orifício.....	83
Figura A.3: Aparato experimental utilizado na calibração do termopar.....	84
Figura A.4: Curva de calibração do termopar do tipo T.....	85
Figura B.1: Desvio dos pontos experimentais em relação a curva de calibração.....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Quadro comparativo dos sistemas GLC e GLI – Carvalho Filho (2004).....	26
Tabela 3.1: Correlações para o cálculo da velocidade da bolha de Taylor – Rodrigues <i>et al.</i> (2007).....	42
Tabela 3.2: Equações para o cálculo da frequência de passagem das bolhas de Taylor no escoamento pistonado.....	43
Tabela 5.1: Relação dos vídeos que constam na pasta Ensaio 09 no DVD.....	56
Tabela 5.2: Tabela das velocidades superficiais de gás e de líquido utilizados nos ensaios para a determinação das velocidades de bolha e das frequências do escoamento pistonado.....	67
Tabela 5.3: Velocidades de ascensão da bolha de Taylor – comparação entre dados experimentais e correlações propostas na literatura.....	67
Tabela 5.4: Desvio relativo da velocidade de bolha obtida no presente trabalho em relação a correlações da literatura.....	71
Tabela 5.5: Frequências de passagem das bolhas de Taylor – comparação entre dados experimentais e correlações propostas na literatura.....	71
Tabela 5.6: Desvio relativo das frequências de passagem da bolha de Taylor obtida no presente trabalho, em relação a correlações da literatura.....	72
Tabela C1: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 16/10/2007.....	93
Tabela C2: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 17/10/2007.....	93
Tabela C3: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 17/10/2007.....	93
Tabela C4: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 17/10/2007.....	94
Tabela C5: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 22/10/2007.....	94
Tabela C6: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 22/10/2007.....	94
Tabela C7: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 22/10/2007.....	94
Tabela C8: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 26/10/2007.....	94
Tabela C9: Condições experimentais do ensaio realizado no dia 26/10/2007.....	95

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

A	Área da seção transversal do tubo [m ²]
AE	Altura de elevação do líquido [m]
A_L	Área da seção transversal ocupada pelo líquido [m ²]
A_G	Área da seção transversal ocupada pelo gás [m ²]
b	Coefficiente da equação da placa de orifício [-]
C	Coefficiente de descarga [-]
CL	Coefficiente de descarga para Reynolds tendendo ao infinito [-]
Co	Parâmetro de distribuição de velocidade [-]
d	Diâmetro do furo da placa de orifício [m]
D	Diâmetro interno do tubo [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G_G	Fluxo de massa da fase gasosa [kg/m ² s]
G_L	Fluxo de massa da fase líquida [kg/m ² s]
HL	Altura submersa do <i>riser</i> [m]
HS	Submersão estática [m]
HT	Distância do injetor ao topo do <i>riser</i> [m]
i	Incerteza de medição de uma grandeza [%]
m_G	Massa da fase gasosa [kg]
m_L	Massa da fase líquida [kg]
\dot{m}_G	Vazão em massa de gás [kg/s]
\dot{m}_L	Vazão em massa de líquido [kg/s]
N	Número de amostras adquiridas
P	Pressão [Pa]
Q_G	Vazão volumétrica da fase gasosa [m ³ /s]
Q_L	Vazão volumétrica da fase líquida [m ³ /s]
Re	Número de Reynolds [-]
RS	Razão de submersão [-]
s	Desvio padrão da amostra
S	Razão de escorregamento [-]

t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
U_{GL}	Velocidade de escorregamento [m/s]
E	Diferença de potencial [V]
V_{BT}	Velocidade da bolha de Taylor [m/s]
V_G	Velocidade da fase gasosa [m/s]
V_L	Velocidade da fase líquida [m/s]
V_M	Velocidade da mistura [m/s]
V_{SG}	Velocidade superficial da fase gasosa [m/s]
V_{SL}	Velocidade superficial da fase líquida [m/s]
x	Título termodinâmico [-]
x^*	Título bifásico [-]
X_i	Variável genérica
z	Coordenada do <i>riser</i> na direção da altura, medida a partir da base do <i>riser</i> [m]

Símbolos gregos

μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Tensão superficial [N/m]
β	Ângulo do <i>riser</i> em relação a horizontal [-]
α	Fração de vazio [-]
Δ	Varição de uma grandeza qualquer

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO	17
1.1 SISTEMAS DE BOMBEAMENTO	17
1.2 O SISTEMA <i>GAS-LIFT</i>	20
1.2.1 Generalidades	20
1.2.2 Elementos constitutivos essenciais	21
1.2.3 Configurações possíveis	22
1.2.4 O sistema <i>gas-lift</i> na indústria do petróleo	23
1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO	27
CAPÍTULO 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
CAPÍTULO 3: CONSIDERAÇÕES SOBRE ESCOAMENTO BIFÁSICO	35
3.1 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS BÁSICOS	35
3.2 ESCOAMENTO VERTICAL ASCENDENTE	38
3.3 MAPA DE FLUXO	39
3.4 RELAÇÕES DE FECHAMENTO PARA O ESCOAMENTO PISTONADO	40
CAPÍTULO 4 - INSTALAÇÃO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	44
4.1 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL	44
4.1.1 Descrição do aparato	44
4.1.2 Funcionamento do sistema	47
4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	48
4.2.1 Medição de vazão	48
4.2.2 Visualização do escoamento bifásico no <i>riser</i>	51
CAPÍTULO 5: RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
5.1 INTRODUÇÃO	54
5.2 MAPAS DE FLUXO	54
5.3 CURVAS CARACTERÍSTICAS E DE EFICIÊNCIA	57
5.4 IMAGENS CONGELADAS (<i>STILL PHOTO</i>)	61
5.5 TOMADAS DE VÍDEO DE ALTA VELOCIDADE	65

5.6	RELAÇÕES DE FECHAMENTO	66
5.6.1	Velocidade de bolha	66
5.6.2	Frequência	71
CAPÍTULO 6: CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS		73
REFERÊNCIAS		76
APÊNDICE A: CALIBRAÇÃO DE INSTRUMENTOS		81
A.1	PLACA DE ORIFÍCIO	81
A.2	TERMOPAR	83
APÊNDICE B: ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS		86
B.1	ANÁLISE DE INCERTEZAS POR AMOSTRAGEM SIMPLES	86
B.2	INCERTEZA DA VAZÃO DE AR	88
a)	Coeficiente de descarga	88
b)	Diâmetro interno do tubo	89
c)	Diâmetro do furo da placa	90
d)	Fator isentrópico	90
e)	Massa específica do gás	90
f)	Incerteza da vazão de gás	90
B.3	INCERTEZA DA VAZÃO DA ÁGUA BOMBEADA	91
B.4	ANÁLISE DE INCERTEZA DO NÚMERO DE REYNOLDS	91
APÊNDICE C: CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS DE VISUALIZAÇÃO CAPTURADOS EM VÍDEO (DVD)		93

INTRODUÇÃO

1.1 SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

A necessidade de movimentar grandes quantidades de água de um lugar para outro se manifestou bem cedo na história da humanidade, motivando o desenvolvimento de sistemas capazes de facilitar a realização desta tarefa. Há cerca de 8.000 anos, surgiram os primeiros canais de irrigação, viabilizando a produção agrícola nas terras baixas da Mesopotâmia, situadas entre os rios Tigre e Eufrates, na região onde hoje se localiza o Iraque. Em muitos outros locais ao redor do mundo, descobertas arqueológicas indicam que tubulações rudimentares, confeccionadas em bambu, chumbo ou cerâmica, foram extensamente empregadas por diferentes civilizações antigas, na distribuição de água e na coleta de esgoto.

Como nem sempre o ponto de captação encontrava-se acima do nível onde a água deveria ser utilizada, dispositivos de bombeamento passaram a ser concebidos para vencer a força da gravidade. A título de ilustração, a Figura 1.1 mostra um sistema constituído por duas roldanas interligadas por uma correia ou corrente, ao longo da qual se distribui um certo número de caçambas, que têm por finalidade o transporte intermitente de água do reservatório inferior para o superior. Tal sistema, cujo funcionamento é relatado num dos primeiros documentos escritos de que se tem notícia, datado de aproximadamente 4.000 a.C., foi posteriormente utilizado para irrigar os famosos jardins suspensos da Babilônia, construídos pelo rei Nabucodonosor, seis séculos antes da era cristã.

Nos séculos subseqüentes, equipamentos mais sofisticados foram sendo desenvolvidos. Por volta de 250 a.C., o grego Ctesibus propôs uma máquina de combate a incêndios, que empregava, como elemento propulsor, um dispositivo que muito se assemelha às atuais bombas de êmbolo. Aproximadamente na mesma época, Arquimedes concebeu sua famosa bomba de parafuso, ou parafuso de Arquimedes, utilizada para irrigar campos, drenar charcos e retirar água de porões dos navios. Este aparato, ilustrado na Figura 1.2, é até hoje empregado em vários ramos do setor industrial.

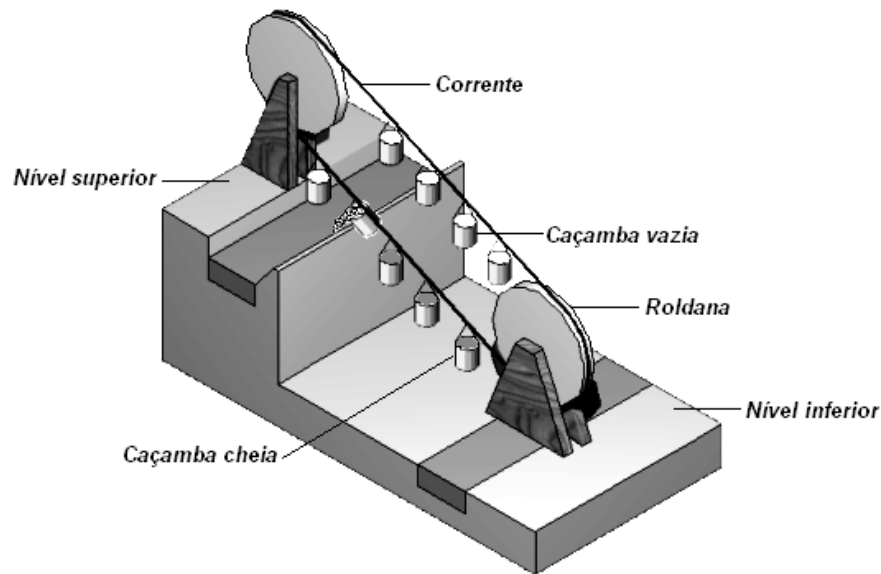
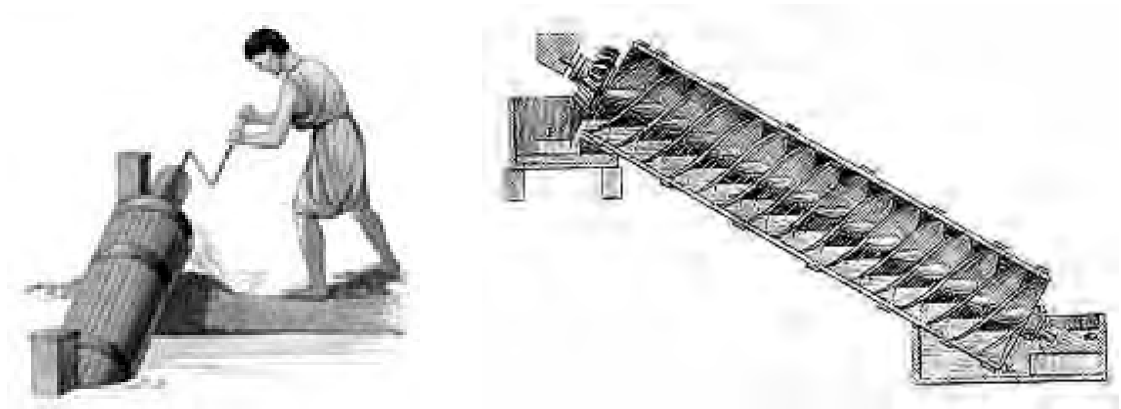


Figura 1.1: Sistema de bombeamento utilizado nos jardins da Babilônia.



(www.nationaldriller.com)

Figura 1.2: Parafuso de Arquimedes.

Na era moderna, uma ampla variedade de dispositivos de bombeamento continuaram a surgir, ao mesmo tempo em que os já existentes eram aperfeiçoados. Como consequência, são muitos os aparatos que atualmente se prestam a esta finalidade, cobrindo os mais variados tipos de aplicação, que vão da captação de água para o abastecimento urbano à extração subaquática de minério, da exploração de poços de petróleo à drenagem de fossas sépticas e do bombeamento de esgoto sanitário à circulação sanguínea extracorpórea. A Figura 1.3(a) mostra uma bomba peristáltica, largamente utilizada em cirurgias cardíacas realizadas com o coração parado. Na Figura 1.3(b), por sua vez, um coração artificial definitivo, aparelho de fluxo contínuo implantado em pacientes com problemas cardíacos graves, que, em última análise, nada mais é do que um dispositivo de bombeamento.



(www.hidraulis.com.br)

(a) Bomba circulação extracorpórea.



(www.hospitalar.com)

(b) Coração artificial definitivo.

Figura 1.3: Equipamentos de bombeamento sanguíneo.

A maioria dos equipamentos destinados ao bombeamento de fluidos emprega algum tipo de mecanismo rotativo ou alternativo, tal como ocorre com as bombas centrífugas, axiais, helicoidais, lobulares, de engrenagem, de palheta ou de pistão. Um outro conceito, que se distingue dos anteriores por evitar a presença de elementos móveis em contato com o fluido de trabalho, é oferecido pelo sistema *gas-lift*, ilustrado na Figura 1.4. Seu princípio de funcionamento é simples e envolve a injeção de um gás previamente comprimido, próximo à extremidade inferior do tubo adutor (*riser*), que se encontra imerso no líquido a ser bombeado. A mistura bifásica formada nas vizinhanças do ponto de injeção coloca-se, então, em movimento ascendente, dando início ao processo de bombeamento do líquido.

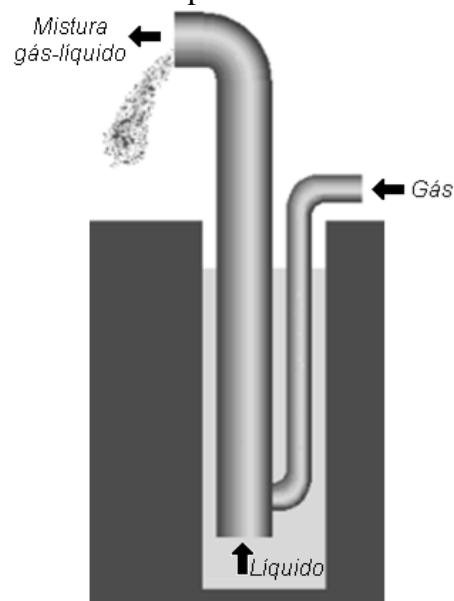


Figura 1.4: Configuração básica de um sistema *gas-lift*.

Embora apresente importantes vantagens em relação aos métodos convencionais de bombeamento de líquidos, o rendimento do sistema *gas-lift* é relativamente baixo, o que limita, ou até mesmo inviabiliza, sua utilização. Com o objetivo de aprofundar a compreensão dos mecanismos que caracterizam o escoamento bifásico no interior do *riser* e dos agentes que afetam o funcionamento do sistema, um número considerável de estudos tem sido realizado e publicado na literatura especializada, fornecendo elementos de orientação para o dimensionamento e a operação adequada do equipamento. O presente trabalho contribui nesta direção, oferecendo dados e informações sobre o comportamento de um sistema *gas-lift* submetido a variações em alguns de seus principais parâmetros físicos, geométricos e operacionais.

1.2 O SISTEMA GAS-LIFT

1.2.1 Generalidades

Alguns autores, como Nenês et al. (1996), citam o engenheiro alemão Carl Loscher como sendo o inventor do sistema *gas-lift*. Entretanto, para Villela (1963), Carl Loscher foi apenas um dos primeiros pesquisadores a realizarem experimentos com este sistema, a partir de 1797. Ainda segundo o autor, existem registros comprovando a existência de um sistema *gas-lift* para o bombeamento de água, instalado na cidade de Chemming, Hungria, que já se encontrava em operação desde em 1782.

Quando de sua criação, o sistema de bombeamento por gás comprimido foi primeiramente chamado de *air-lift*, uma vez que somente ar atmosférico era empregado para promover a elevação de água. Devido a suas vantagens, como, a fácil construção, a simples operação, o baixo custo de instalação e de manutenção e, ainda, por não conter partes mecânicas móveis em contato com o fluido a ser bombeado, este sistema logo despertou o interesse de vários seguimentos industriais. Na medida em que novas aplicações foram sendo encontradas, a utilização de outros gases passou a ser necessária e o sistema foi então rebatizado como *gas-lift*. Porém, sua característica principal permaneceu sempre inalterada, ou seja, propiciar o bombeamento de líquidos com a utilização de um gás comprimido.

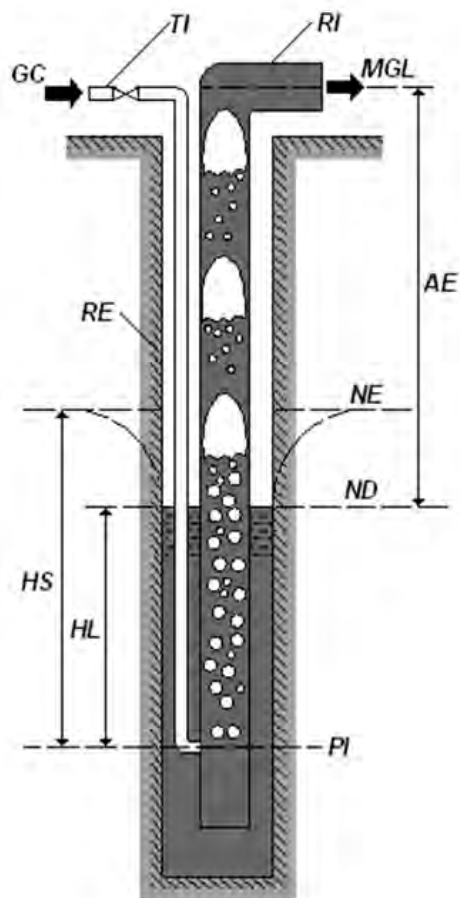
Um dos exemplos mais representativos de aplicação do sistema *gas-lift*, encontra-se na indústria petrolífera. Segundo Villela (1963), os primeiros testes com o sistema *gas-lift* na indústria do petróleo foram iniciados em 1909, quando ainda se usava o ar como o gás a ser

injetado no sistema. Devido a riscos de explosão no poço, por causa do oxigênio em contato com o combustível, que nesse caso é o petróleo, houve a necessidade de utilizar o gás natural da própria jazida.

Apesar de todas as vantagens citadas anteriormente, o sistema *gas-lift* apresenta um sério inconveniente, que está relacionado ao seu baixo rendimento comparado com outros tipos de sistemas de bombeamento. Limitando a sua aplicação em alguns casos. Isso se deve ao fato da grande quantidade de gás comprimido que é consumido, representando um custo elevado de energia com o funcionamento do compressor.

1.2.2 Elementos constitutivos essenciais

Com o apoio da Figura 1.5, os principais elementos que constituem um sistema *gas-lift* convencional podem ser identificados, juntamente com a nomenclatura adotada na definição de parâmetros que caracterizam o seu funcionamento.



- GC - Gás comprimido
- TI - Tubo injetor
- RI - Riser
- MGL - Mistura gás-líquido
- RE - Revestimento
- AE - Altura de elevação
- NE - Nível estático
- ND - Nível dinâmico
- HS - Submersão estática
- HL - Submersão dinâmica
- PI - Ponto de injeção

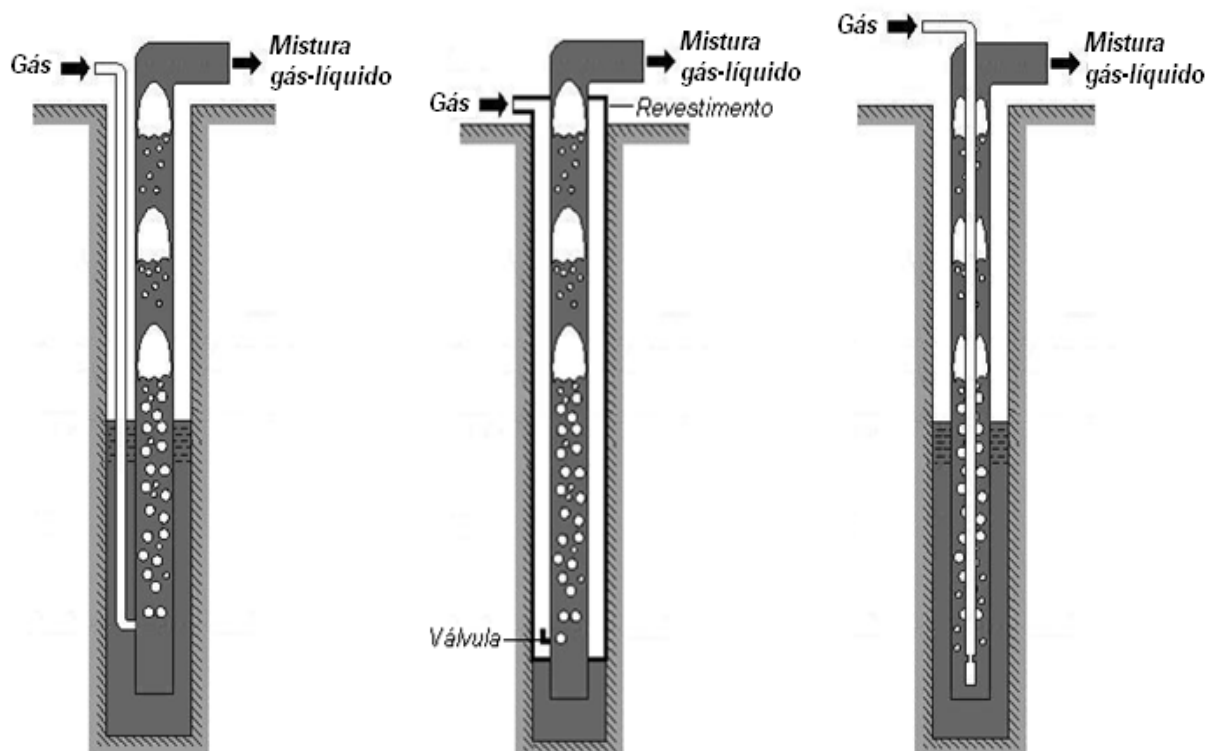
Figura 1.5: Configuração básica de um sistema *gas-lift*.

- **Riser:** Tubo de ascensão, por onde transita a mistura gás-líquido.
- **Tubo injetor:** Tubo que conduz o gás comprimido do sistema de compressão até o ponto de injeção, localizado na região inferior do *riser*.
- **Injetor.** Componente utilizado no ponto de injeção de gás de alguns sistemas *gas-lift*, que tem por finalidade a produção de bolhas com dimensões reduzidas, o que torna mais eficiente o processo de mistura do gás no interior do líquido.
- **Sistema de compressão de gás:** O sistema de compressão é, em geral, composto por um único compressor, sobretudo nos sistemas do tipo *air-lift*, onde fluido injetado é o ar atmosférico. Quando uma maior vazão de gás é necessária, existe a possibilidade da utilização de dois ou mais compressores em paralelo.
- **Nível estático:** Nível do líquido no reservatório de captação, antes do início da operação de bombeamento.
- **Nível dinâmico:** Nível atingido pelo líquido no reservatório de captação durante a operação de bombeamento, a partir do momento em que a vazão de remoção de líquido se iguala à capacidade de produção do reservatório.
- **Submersão dinâmica (HL):** Distância entre o nível dinâmico do reservatório e o ponto de injeção de gás comprimido.
- **Submersão estática (HS):** Distância entre o nível estático do reservatório e o ponto de injeção do gás comprimido.
- **Altura de elevação (AE):** Distância entre o ponto de descarga da mistura bifásica gás-líquido, localizado no topo *riser*, e o nível dinâmico do reservatório.
- **Razão de submersão (RS):** Relação entre a altura de submersão dinâmica (*HL*) e a altura total, dada pela soma da altura de elevação (*AE*) e da altura de submersão dinâmica (*HL*).

1.2.3 Configurações possíveis

Segundo Villela (1963), diferentes sistemas de injeção do gás podem ser adotados num sistema *gas-lift*. Os principais deles – Pohlé ou *side inlet*, Saunders e tubo central – são ilustrados na Figura 1.6.

A Figura 1.6(a) mostra o sistema de injeção de gás do tipo Pohlé, patenteado por J. G. Pohlé, em 1892. Neste sistema, o tubo injetor desce paralelamente ao *riser*, até o ponto de injeção, onde se forma a mistura gás-líquido. Nos dias atuais, este sistema tem sido muito utilizado para bombear água de poços artesianos e para mineração subaquática.



(a) Modelo Pohlé ou *side inlet*. (b) Modelo Saunders. (c) Modelo tubo central.

Figura 1.6: Tipos de injeção de gás – Adaptado Villela (1963).

O sistema de injeção tipo Saunders, esquematizado pela Figura 1.6(b), foi proposto por W. L. Saunders, em 1898. Para eliminar o tubo injetor, o gás é pressurizado no espaço anular entre o revestimento do poço e o *riser*, a uma pressão capaz de abrir a válvula que controla a injeção gasosa para dentro do *riser*. Esse sistema logo atraiu o interesse da indústria petroquímica, por possibilitar a utilização de compressores de menor potência, viabilizando a extração de líquidos em profundidades consideráveis.

Na Figura 1.6(c), tem-se o sistema de tubo central, que pode ser considerado como uma variante do sistema Pohlé. Nesta configuração, entretanto, o tubo injetor é posicionado no interior do *riser*. Assim, a mistura gás-líquido, que se forma na parte inferior do *riser*, sobe pelo espaço anular delimitado pelo tubo injetor e o *riser*. Tal sistema é encontrado com certa frequência em poços artesianos e em reatores bioquímicos.

1.2.4 O sistema *gas-lift* na indústria do petróleo

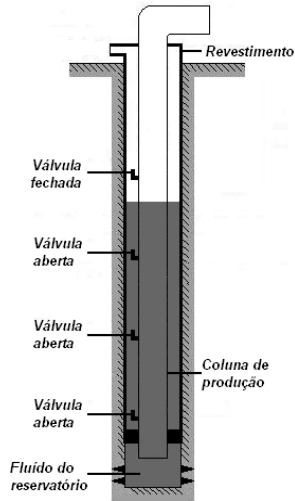
O sistema *gas-lift* aplica-se muito bem à ascensão de líquidos com viscosidade elevada, mesmo quando grandes alturas de elevação estão envolvidas. Esta característica

motivou fortemente a utilização deste sistema na indústria petrolífera. Além disso, a maioria das jazidas de petróleo contém gás natural, que pode ser utilizado como agente propulsor, barateando significativamente o custo de bombeamento.

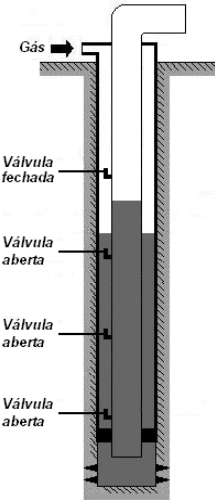
A Figura 1.7 ilustra o funcionamento de uma coluna típica de produção de petróleo utilizando o sistema Saunders com válvulas automáticas instaladas em série. A pressão de abertura destas válvulas, representadas esquematicamente na Figura 1.7(f), é ajustada individualmente para cada válvula, em função de sua posição na coluna de produção. Antes do início de operação, certa quantidade de líquido ocupa o interior do poço, como mostra a Figura 1.7(a). Este líquido recebe o nome de fluido de amortecimento e sua retirada é conhecida como descarga do poço. No momento da partida do sistema, todas as válvulas imersas no fluido de amortecimento encontram-se abertas, enquanto aquelas posicionadas acima do nível de líquido são mantidas fechadas. Iniciada a injeção de gás, a pressão no espaço anular aumenta, obrigando o líquido a escoar, através das válvulas, para dentro da coluna de produção – Figura 1.7(b). Quando a primeira válvula inicialmente imersa for descoberta, Figura 1.7(c), gás é injetado na coluna de produção, promovendo a extração do líquido e baixando ainda mais o nível no espaço anular, até que a segunda válvula inicialmente imersa seja descoberta – Figura 1.7(d). A pressão exercida pelo gás provoca, então, o fechamento automático da válvula anterior e a injeção do gás passa a ser realizada exclusivamente por esta válvula. O processo se repete, até que a última válvula, localizada no ponto em que se deseja a injeção contínua de gás, seja alcançada, permanecendo todas as demais válvulas fechadas, como representado na Figura 1.7(e).

Há de se acrescentar, ainda, que este sistema pode ser operado em modo contínuo (GLC) ou intermitente (GLI). O modo contínuo é mais adequado para utilização em poços com alto índice de produtividade e elevada pressão de fundo. O modo intermitente, por sua vez, é freqüentemente empregado em poços maduros, com baixa pressão de fundo, substituindo com vantagens o bombeamento mecânico ou o próprio GLC. A Tabela 1.1 compara as principais características operacionais destes dois modos de produção.

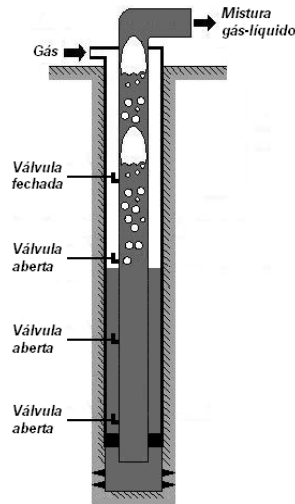
De acordo com Thomas (2004), o ciclo de operação de um poço com *gas-lift* intermitente é determinado pelo tempo em que ocorre a elevação de uma golfada de líquido da base do poço até a superfície. Como ilustrado na Figura 1.8, este ciclo pode ser dividido em três períodos distintos: a) período de alimentação; b) período de elevação; e c) período de redução da pressão na coluna de produção.



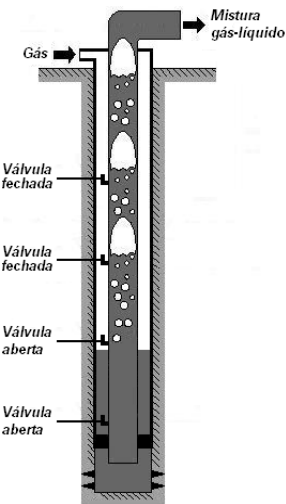
(a) Estado inicial do poço.



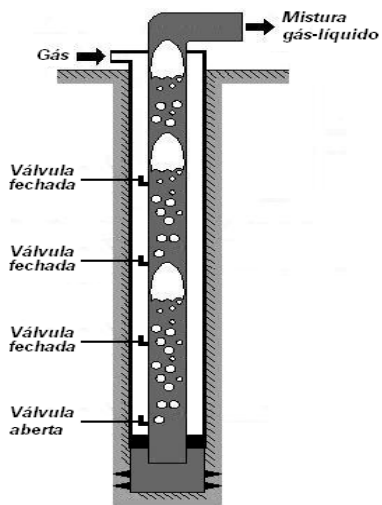
(b) Início do processo.



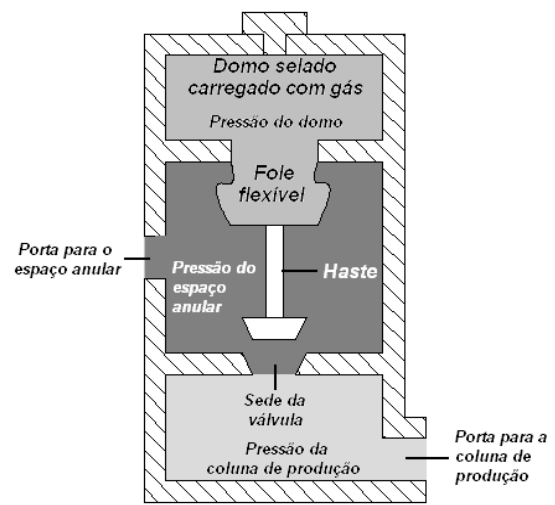
(c) Primeira válvula injetando gás.



(d) Segunda válvula injetando gás.



(e) Fim do processo.



(f) Representação esquemática de uma válvula *gas-lift* – Carvalho Filho (2004).

Figura 1.7: Operação de descarga de um poço de *gas-lift* na indústria petrolífera.

Tabela 1.1: Quadro comparativo dos sistemas GLC e GLI – Carvalho Filho (2004).

<i>CARACTERÍSTICA</i>	<i>GAS-LIFT CONTÍNUO (GLC)</i>	<i>GAS-LIFT INTERMITENTE (GLI)</i>
Eficiência	Razoável (eficiência típica de 5% a 30%).	Baixa (eficiência típica de 5% a 10%).
Flexibilidade	Excelente (a vazão de líquido extraído é diretamente ajustada pela vazão de gás injetado).	Boa (a vazão de líquido extraído é ajustada através do tempo de injeção e da frequência dos ciclos de operação do sistema).
Confiabilidade	Excelente	Excelente
Investimento inicial	Baixo (os custos das linhas de injeção e produção podem ser significativos, a adoção de centrais de compressão reduz o custo por poço).	Semelhante ao GLC.
Custos operacionais	O custo de compressão varia com o acionamento e a manutenção do compressor.	Semelhante ao GLC.
Emprego	Sistemas de grande vazão, para poços com alto índice de produtividade e elevada pressão de fundo.	Utilizado em substituição ao bombeamento mecânico com hastes e em poços com baixa pressão de fundo, equipados originalmente com GLC.

No período de alimentação, ocorre a entrada de líquido proveniente do reservatório na coluna de produção. A válvula de *gas-lift* e o controlador de injeção de gás (intermitor) estão fechados, enquanto que a válvula de pé se encontra aberta. Essa configuração se mantém até que seja acumulada certa quantidade de líquido na coluna de produção. A quantidade de líquido acumulada depende da pressão hidrostática do reservatório e do tempo decorrido até a abertura da válvula *gas-lift*.

O período de injeção, por sua vez, é caracterizado pela ascensão do líquido acumulado na coluna de produção. Nesse período, o intermitor e a válvula *gas-lift* são abertos, enquanto que a válvula de pé se fecha, permitindo que o gás injetado no espaço anular seja introduzido na coluna de produção, através da válvula *gas-lift*.

Finalmente, no período de redução de pressão, a injeção de gás é cessada, com o fechamento do intermitor, e a pressão no interior do espaço anular começa a cair, até que haja o fechamento da válvula *gas-lift*. Com a diminuição da pressão na coluna de produção, decorrente da descarga do líquido, ocorre a abertura da válvula de pé, permitindo a entrada de líquido proveniente do reservatório. Após esta etapa, um novo ciclo é iniciado.

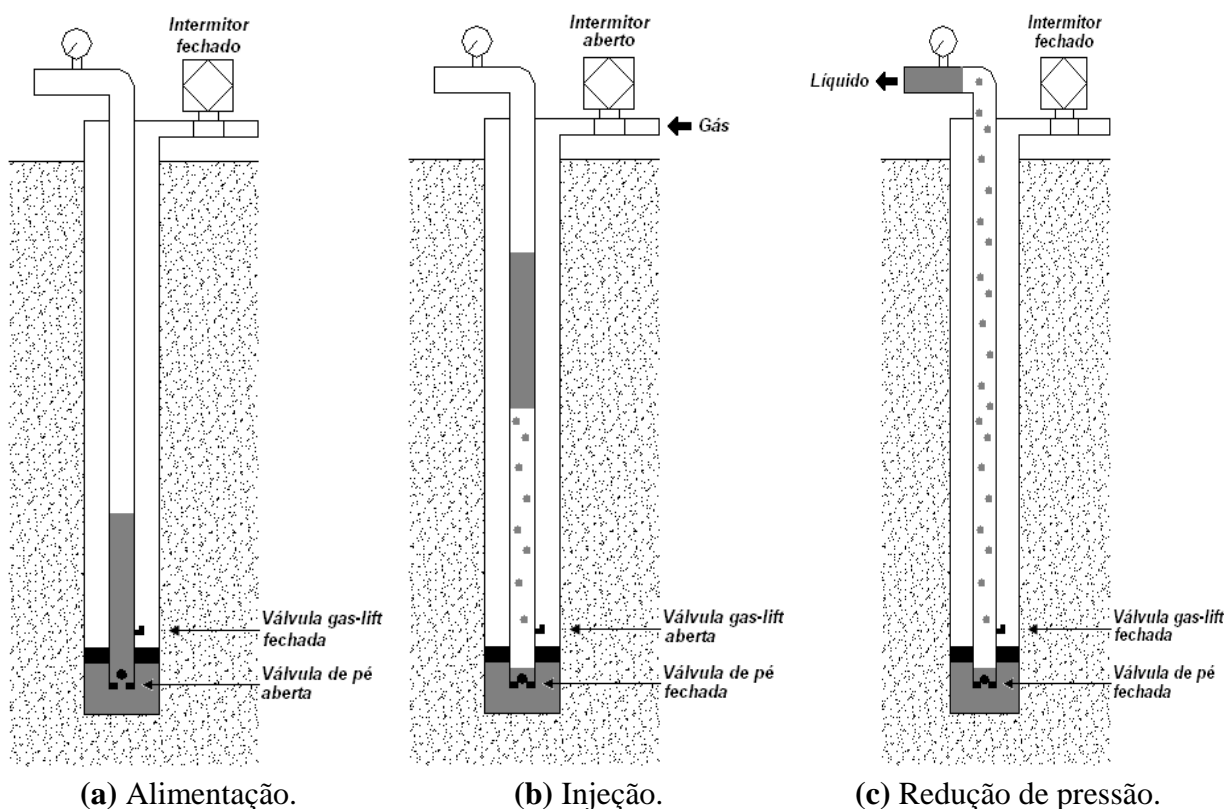


Figura 1.8: Ciclo de operação do GLI – Adaptado Thomas (2004).

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

No presente trabalho, um dispositivo experimental foi inteiramente projetado, construído e testado, para permitir o estudo do comportamento de um sistema *gas-lift* de pequeno porte submetido a alterações em alguns de seus parâmetros geométricos e de funcionamento. Mais especificamente, os objetivos deste estudo podem ser assim resumidos:

- Identificar os padrões assumidos pelo escoamento bifásico no interior do *riser*, mediante a interpretação de imagens fotográficas;
- Quantificar parâmetros característicos do escoamento bifásico no interior do *riser*, usando como ferramenta a interpretação de imagens obtidas por cinematografia ultra-rápida;

- c) Comparar as configurações de escoamento, identificadas experimentalmente em diferentes condições de teste, com mapas de fluxo propostos por outros autores.
- d) Obter as curvas características do sistema do sistema para diferentes vazões de ar suprido, razões de submersão e configurações do injetor;
- e) Determinar a eficiência apresentada pelo sistema em diferentes condições de operação.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os primeiros estudos experimentais envolvendo o sistema *gas-lift* datam do final do século XIX. O principal foco destes trabalhos voltava-se para o estabelecimento de correlações empíricas que pudessem auxiliar no dimensionamento do sistema. Faltava, porém, a estas correlações, a necessária generalidade para cumprir satisfatoriamente este papel.

Pouco tempo depois, alguns autores passaram a desenvolver análises teóricas do sistema, na tentativa de prever seu desempenho, com base em balanços energéticos. Estas análises, por sua vez, eram bastante limitadas, em virtude dos conhecimentos ainda rudimentares que se tinha, naquela época, sobre a dinâmica do escoamento bifásico. Com isso, importantes fenômenos físicos que ocorrem no escoamento no interior do *riser*, como o escorregamento entre as fases, não era levado em consideração. Os trabalhos de Stepanoff (1929) e Pickert (1932) são bons exemplos de estudos realizados nessa etapa. Utilizando fundamentos termodinâmicos, Stepanoff (1929) delineou uma teoria para explicar as perdas de carga em um sistema *gas-lift*, enquanto Pickert (1932), aplicando o balanço de energia a uma superfície de controle envolvendo o *riser*, propôs um modelo para a predição do rendimento de sistema.

Ainda que esses e outros estudos não tenham atingido plenamente seus objetivos, os resultados qualitativos gerados na condução destas pesquisas foram de grande importância prática, trazendo novos conhecimentos sobre o funcionamento do sistema e identificando alguns dos parâmetros que determinam o desempenho do *gas-lift*, como a razão de submersão, a vazão de gás suprido e o diâmetro do *riser*, dentre vários outros. A partir de então, um número expressivo de autores procuraram quantificar a contribuição destes parâmetros no desempenho global do sistema, com o intuito de aperfeiçoar os critérios de dimensionamento do *gas-lift*.

Os avanços no estudo do escoamento bifásico possibilitaram o surgimento de uma nova forma de abordagem para o estudo do sistema *gas-lift*. Aplicando conhecimentos básicos de escoamento bifásico, Nicklin (1963) e Stenning e Martin (1968) obtiveram bons resultados na predição do desempenho do sistema.

Todoroki et al. (1973) realizaram um estudo teórico do sistema *gas-lift*, considerando como permanente o escoamento no interior do *riser*. Desprezando apenas o termo referente a variação de quantidade de movimento da fase gasosa e considerando a ocorrência de escoamento pistonado ao longo de todo o *riser*, os autores obtiveram correlações empíricas para expressar a fração de líquido e as perdas de carga que ocorrem no escoamento bifásico. Quando comparados com resultados experimentais de outros autores, os resultados fornecidos pelo modelo proposto mostraram concordância satisfatória, sobretudo para instalações com diâmetro do *riser* compreendido entre 25 e 100 mm, operando com razões de submersão na faixa de 0,4 a 0,8.

Considerando o sistema *gas-lift* como sendo um sistema termodinâmico fechado, composto por dois fluidos invíscidos – gás e líquido – e, considerando, ainda, que a energia potencial requerida para elevar o líquido seja suprida com a expansão isotérmica do gás no *riser*, Husain e Spedding (1976) propuseram um modelo para descrever o comportamento do sistema. Os resultados obtidos com o modelo apresentaram boa concordância com os dados experimentais de Gosline (1936), enquanto que, ao ser confrontado com os dados de Govier et al. (1957), o modelo mostrou consistência apenas para os casos com elevada velocidade de líquido. Por outro lado, utilizando diferentes configurações de sistemas *gas-lift*, Jeelani et al. (1979) concluíram que o modelo proposto por Husain e Spedding (1976) é válido apenas para sistemas com *risers* de pequeno diâmetro. O modelo foi validado para sistemas com diâmetro interno do *riser* menor do que 3,5 mm.

Com a finalidade de aumentar a eficiência do processo de bombeamento, Khalil e Elshorbagy (1979) desenvolveram um *riser* de baixa rugosidade, capaz de reduzir o atrito entre a mistura gás-líquido e a parede. Seus resultados mostraram uma redução no coeficiente de atrito, tanto para o escoamento monofásico quanto para o bifásico, aumentando a eficiência do sistema e diminuindo a submersão estática requerida na partida.

Parker (1980) estudou experimentalmente o efeito do desenho da geometria do injetor sobre o desempenho de um sistema *gas-lift*. Neste trabalho, o autor comparou dois tipos de injetores – o tipo bico e o tipo jaqueta. Para grandes vazões de gás, o injetor do tipo bico propiciou um aumento na capacidade de bombeamento, quando comparado com o injetor do tipo jaqueta. Além disso, o autor observou que, ao diminuir o diâmetro dos furos de ambos os injetores, houve uma queda acentuada na eficiência do sistema. De posse de todos estes resultados, Parker (1980) pôde estender o modelo proposto por Stenning e Martin (1968),

permitindo a predição do funcionamento de sistemas *gas-lift* equipados com injetores do tipo bico.

Clark e Dabolt (1986) propuseram um modelo capaz de descrever o comportamento de um sistema *gas-lift* em regime permanente, dando ênfase na aplicação em plantas de reprocessamento de combustível nuclear. Considerando a contribuição da perda de carga por atrito no cálculo do gradiente de pressão global pouco significativa, os autores efetuaram apenas uma estimativa grosseira das perdas no interior do *riser*, usando as correlações de Lockhart-Martinelli (1949). Ainda assim, as curvas geradas a partir desse modelo apresentaram uma boa concordância com dados experimentais. Depois de algum tempo, entretanto, Cachard e Delhay (1996) mostraram que o modelo desenvolvido de Clark e Dabolt (1986) era falho para sistemas com *risers* de pequeno diâmetro interno, extensamente usados em plantas nucleares.

Estudos experimentais mostrando o efeito da adição de surfactante ao líquido bombeado foram realizados por Khalil e Mansour (1990). Nesse trabalho, os autores provaram que o uso de pequenas concentrações de surfactante é capaz de aumentar, de forma significativa, o desempenho de um sistema *gas-lift*. Além disso, Khalil e Mansour (1990) realizaram testes experimentais para estudar os efeitos do método de injeção no desempenho de um sistema *gas-lift*. Os resultados obtidos mostraram que o tamanho e a distribuição das bolhas no *riser* exercem grande influência sobre a eficiência do sistema. De maneira geral, quanto mais homogênea for a mistura formada no *riser*, menor será o escorregamento e, conseqüentemente, maior a eficiência do sistema.

Levando em conta os efeitos da tensão superficial na velocidade de ascensão das bolhas no *riser*, Reinemann et al. (1990) complementaram o modelo apresentado por Nicklin (1963), estudando o desempenho de sistemas *gas-lift* com *risers* de diâmetro interno na faixa de 3 mm a 20 mm. Os autores mostraram que, para pequenos diâmetros de *risers*, a velocidade de ascensão das bolhas é fortemente afetada pelos efeitos da tensão superficial, o que influencia a eficiência e a razão de submersão ótima do sistema.

Um estudo experimental foi desenvolvido por Morrison et al. (1987), mostrando que o desempenho de um sistema *gas-lift* pode ser afetado de forma considerável pela vazão de gás e pela forma como se dá a injeção do gás no interior do *riser*. Ao utilizar um injetor com oito furos, os autores notaram um aumento na eficiência do sistema, quando comparado com um injetor de quatro furos.

Para investigar experimentalmente o efeito do injetor na eficiência de um sistema *air-lift*, Khalil et al. (1999) alteraram a razão de submersão e a vazão de ar para nove diferentes configurações de injetor, em um sistema de pequeno porte. Segundo os autores, o injetor com três furos mostrou-se o mais eficiente para quase todas as razões de submersão.

Utilizando o modelo de Stenning e Martin (1968) com a modificação proposta por Parker (1980), Abed (2003) examinou teoricamente os parâmetros que afetam o desempenho de cinquenta e cinco configurações de sistemas *air-lift*, alterando o diâmetro, o comprimento e a razão de submersão do *riser*. Nesse estudo, foram estabelecidas, para cada configuração estudada, a quantidade de ar suprida para a obtenção do ponto de máximo rendimento e a quantidade mínima de ar que deve ser fornecida para que o sistema entre em operação.

Guet et al. (2003) mantiveram o fluxo de ar constante e diminuíram o tamanho inicial das bolhas em um sistema *gas-lift*, constatando que o tamanho e a concentração de bolhas podem influenciar a vazão de líquido bombeado, alterando a eficiência do sistema. Segundo os autores, a distribuição de bolhas influencia na coalescência próximo ao injetor, antecipando ou postergando a mudança do padrão de escoamento. Baseados no modelo *drift-flux*, os autores propuseram um modelo teórico relacionando a eficiência do sistema e o tamanho das bolhas. Os resultados obtidos com este novo modelo se mostraram consistentes com os dados experimentais apresentados.

A influência da presença de uma curva no *riser* sobre o desempenho de um sistema *gas-lift* de pequeno diâmetro usado para o transporte de partículas sólidas foi analisado por Fujimoto et al. (2004). Usando dados quantitativos e imagens fotográficas, os autores avaliaram três diferentes configurações de *risers*, considerando, sobretudo, o movimento de partículas nas proximidades da curva. Uma queda importante no desempenho do sistema foi observada no caso em que a curva foi posicionada acima do injetor de gás. Nesta situação, os autores constataram, ainda, que um aumento no fluxo de partículas produz uma diminuição no fluxo de líquido.

Awari et al. (2007) analisaram experimentalmente a eficiência de um sistema *air-lift* variando a razão de submersão, a vazão de ar suprido, o diâmetro do *riser* e a forma como o ar é injetado no sistema. Utilizando injetores com um único orifício, os autores mostraram que o diâmetro ótimo do furo deve ser escolhido em função do diâmetro do *riser*.

Vários estudos têm demonstrado que a operação instável de um sistema *gas-lift* pode comprometer seriamente seu rendimento. Um dos primeiros estudos sobre a operação instável de sistemas *gas-lift* foi realizado por Hjalmar (1973). Nesse trabalho, o autor considerou que

o principal mecanismo responsável indução de instabilidades está associado às oscilações na densidade do fluido no interior do *riser*. Com base na análise do termo transiente da equação da quantidade de movimento, Hjalmar (1973) propôs uma metodologia para prever condições de operação capazes de tornar instável o funcionamento do sistema. Apesar de seu grande potencial de aplicação em situações práticas, o modelo escolhido pelo autor para representar o escoamento bifásico dentro do *riser* – modelo homogêneo – mostrava-se inadequado, principalmente por não considerar o escorregamento entre as fases.

Depois de aperfeiçoar o modelo de Hjalmar (1973), utilizando o modelo de dois fluidos para representar o escoamento bifásico, Apazidis (1985) estudou a influência do tamanho inicial das bolhas no desempenho e na estabilidade de um sistema *gas-lift*. Nesse trabalho, o autor mostrou que, diminuindo-se o diâmetro médio das bolhas de gás de 4 mm para 1 mm, mantendo-se as demais condições inalteradas, é possível obter um aumento de até 10% na vazão de líquido bombeado. Além disso, ficou demonstrado que essa mesma diminuição do diâmetro médio das bolhas pode produzir um aumento médio de 8% nos valores da submersão crítica.

Anos mais tarde, um estudo minucioso sobre instabilidades no funcionamento de sistemas *gas-lift* foi apresentado por Cachard e Delhaye (1997). Os resultados teóricos e experimentais dos autores mostraram que os efeitos decorrentes de alterações nos parâmetros responsáveis pela estabilidade do sistema são bastante complexos e intrincados. A variação de um dado parâmetro tanto pode estabilizar como desestabilizar o sistema, dependendo dos valores apresentados pelas demais variáveis de funcionamento. Os autores citam, entre outras coisas, a importância de se incluir na análise de estabilidade de um sistema *gas-lift* o efeito da compressibilidade do gás entre a válvula reguladora e o dispositivo de injeção.

Num estudo recente, Aamo et al. (2005) propuseram um dispositivo para monitorar e controlar as instabilidades no escoamento bifásico dentro do *riser*. Os resultados mostraram que controle eficiente de instabilidades pode aumentar substancialmente as taxas de bombeamento de líquido, mantendo inalterado o gasto energético. De fato, mesmo sem conseguir distinguir a contribuição individual dos diferentes mecanismos responsáveis pela operação instável do sistema, os autores mostraram que o uso deste controlador pode propiciar um aumento de até 5% na taxa de bombeamento, em relação a um sistema convencional.

Pela vantagem de não conter partes móveis em contato com o fluido a ser bombeado, a utilização do *gas-lift* para o transporte de partículas sólidas passou a ser investigada por

alguns pesquisadores, com vistas à aplicação do sistema na mineração subaquática. Um dos trabalhos pioneiros nesta área foi publicado por Kato et al. (1975). A partir da equação da quantidade de movimento, usada para representar o escoamento bifásico no interior do *riser*, e um balanço de forças aplicado sobre partículas sólidas, os autores conseguiram avaliar a eficiência do sistema no transporte destas partículas. Quando comparados com dados experimentais, os resultados teóricos obtidos apresentaram boa concordância.

Posteriormente, Yoshinaga e Sato (1996) utilizaram ar e água como fluidos de trabalho em uma unidade experimental *gas-lift*, para avaliar o transporte de partículas esféricas. Também baseados na equação da quantidade de movimento, os autores propuseram um modelo que descreve o escoamento multifásico no *riser*. Alterando o diâmetro do *riser*, o diâmetro das partículas e a razão de submersão, Yoshinaga e Sato (1996) obtiveram uma relação entre a vazão de ar suprido, a quantidade de água bombeada e a descarga de partículas sólidas. Comparando os resultados obtidos com dados experimentais de diferentes autores, Yoshinaga e Sato (1996) comprovaram a validade de seu modelo, tanto para sistemas de pequenas dimensões, instalados em laboratório, como para sistemas de dimensões industriais.

Os mapas de fluxo constituem, atualmente, importantes ferramentas de análise do escoamento bifásico. Nos últimos anos, mapas deste tipo têm sido criados para aplicações específicas, como evaporadores, condensadores e tubos de pequeno diâmetro. Seguindo essa linha de pesquisa, Samaras e Margaritis (2005) desenvolveram um mapa de fluxo específico para sistemas *gas-lift*, validando-o com dados experimentais de outros autores. Além de constituir uma importante ferramenta para a predição do desempenho de sistemas *gas-lift*, tal mapa mostra, de forma direta, os padrões de escoamento que podem ser esperados dentro do *riser* para uma dada condição de funcionamento, fornecendo, ainda, subsídios para eventuais estimativas de fração de vazio.

A guisa de conclusão, pode-se dizer que o sistema *gas-lift*, desde o seu surgimento, tem sido objeto de um grande número de estudos teóricos e experimentais. Diferentes metodologias de análise têm sido empregadas como ferramenta, resultando num volume considerável de dados e informações sobre aspectos fundamentais e aplicados do tema. Todo este esforço permitiu entender e controlar alguns dos principais mecanismos que afetam a estabilidade e o desempenho do sistema. Atualmente, a melhor compreensão fenomenológica do escoamento bifásico no interior do *riser*, associada aos notáveis avanços na tecnologia dos computadores, abre novos horizontes para que a modelagem e a simulação numérica do funcionamento de sistemas *gas-lift* completos ocupem um lugar de destaque no aprimoramento deste tipo de aparato.

CONSIDERAÇÕES SOBRE ESCOAMENTO BIFÁSICO

3.1 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS BÁSICOS

Classicamente, são considerados multifásicos os escoamentos que ocorrem quando duas ou mais fases de uma mesma substância, ou de substâncias diferentes, estão presentes simultaneamente, separadas por interfaces de espessura infinitesimal. Quando apenas duas fases se fazem presentes, tal como tipicamente acontece no interior de um sistema *gas-lift*, o escoamento é dito bifásico. As características macroscópicas deste tipo de escoamento são estabelecidas por diferentes parâmetros dimensionais e adimensionais, muitos dos quais serão utilizados no decorrer deste trabalho e cujas definições são apresentadas a seguir.

Considere-se a Figura 3.1, representando esquematicamente um escoamento bifásico gás-líquido dentro de um duto inclinado de um ângulo β qualquer. O subscrito L designa a fase líquida, enquanto o subscrito G refere-se à fase gasosa. As variáveis V e Q representam, respectivamente, a velocidade média e a vazão volumétrica da fase, enquanto A denota a área que a fase ocupa na seção transversal do tubo.

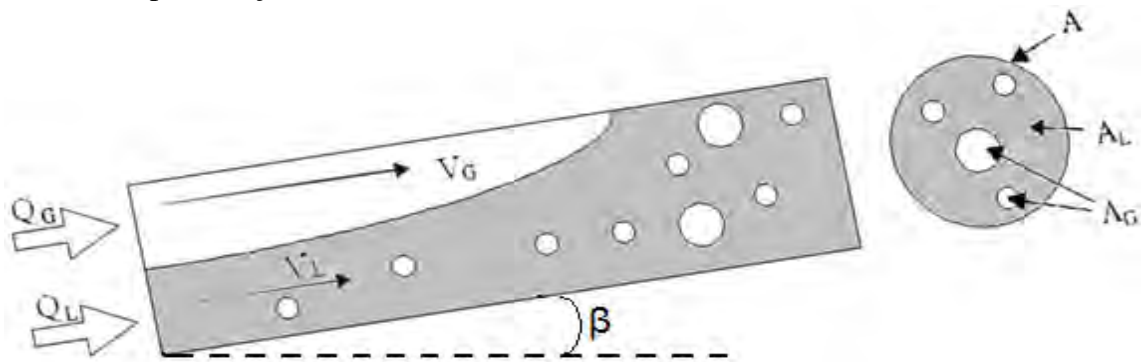


Figura 3.1: Representação esquemática dos parâmetros básicos no escoamento bifásico.

A velocidade superficial da fase líquida, V_{SL} , é definida como a razão entre a vazão volumétrica da fase líquida, Q_L , e a área total da seção transversal do tubo, A .

$$V_{SL} = \frac{Q_L}{A} \quad (3.1)$$

De maneira similar, a velocidade superficial da fase gasosa, V_{SG} , é dada pela razão

entre a vazão volumétrica da fase gasosa, Q_G , e a área total da seção transversal do tubo, A .

$$V_{SG} = \frac{Q_G}{A} \quad (3.2)$$

Nestas duas equações, a área total da seção transversal do tubo, A , corresponde à soma entre a área da seção transversal ocupada pela fase líquida, A_L , e a área ocupada pela fase gasosa, A_G , ou seja,

$$A = A_L + A_G \quad (3.3)$$

A velocidade de mistura, V_M , é definida como sendo a soma das velocidades superficiais de ambas as fases, como mostra a equação:

$$V_M = V_{SL} + V_{SG} \quad (3.4)$$

A fração da área transversal total do tubo ocupada pelo gás é denominada fração de vazio, α , podendo ser calculada por:

$$\alpha = \frac{A_G}{A} \quad (3.7)$$

ou, ainda, por:

$$(1 - \alpha) = \frac{A_L}{A} \quad (3.8)$$

Conhecida a fração de vazio, α , a velocidade média de cada fase na seção do tubo pode ser determinada, com o auxílio das expressões:

$$V_L = \frac{Q_L}{A_L} = \frac{V_{SL}}{(1 - \alpha)} \quad (3.9)$$

$$V_G = \frac{Q_G}{A_G} = \frac{V_{SG}}{\alpha} \quad (3.10)$$

A vazão em massa total é representada por \dot{m} e representa a soma da vazão em massa

da fase líquida, \dot{m}_L , e da fase gasosa, \dot{m}_G .

O conceito de título no escoamento bifásico não deve ser confundido com a definição de título termodinâmico. Na termodinâmica, o título, x , é definido como a razão entre a massa de vapor e massa total da mistura, ou seja,

$$x = \frac{m_G}{m_L + m_G} \quad (3.11)$$

Já no escoamento bifásico, o título, x^* , representa a razão entre a vazão em massa de vapor e a vazão em massa total, podendo ser calculado pelas equações:

$$x^* = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_L + \dot{m}_G} \quad (3.12)$$

$$(1 - x^*) = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_L + \dot{m}_G} \quad (3.13)$$

Vale ressaltar que, embora conceitualmente distintas, as definições de título termodinâmico e título bifásico serão coincidentes quando houver equilíbrio termodinâmico e hidrodinâmico entre as fases.

O título bifásico é frequentemente denominado fração de secagem (*dryness fraction*), enquanto seu complemento, a quantidade $(1-x^*)$, é conhecida como fração de umidade (*wetness fraction*).

O fluxo de massa de cada fase é definido por:

$$G_L = \frac{\dot{m}_L}{A_L} = V_{SL}\rho_L = G(1 - x^*) \quad (3.14)$$

$$G_G = \frac{\dot{m}_G}{A_G} = V_{SG}\rho_G = Gx^* \quad (3.15)$$

Finalmente, a razão de escorregamento S , definida como a razão entre as velocidades da fase gasosa e da fase líquida, é expressa matematicamente por:

$$S = \frac{V_G}{V_L} \quad (3.11)$$

3.2. ESCOAMENTO VERTICAL ASCENDENTE

Num escoamento tubular bifásico gás-líquido, a distribuição espacial das fases no interior de um tubo depende das velocidades típicas das fases, das propriedades físicas dos fluidos envolvidos – notadamente a massa específica, a viscosidade e a tensão superficial – e da orientação do tubo, se vertical, inclinado ou horizontal. Dependendo das condições, diferentes padrões de escoamento podem ser encontrados. A Figura 3.2, elaborada com base no trabalho de Taitel et al. (1980), apresenta as principais configurações observadas no escoamento ascendente dentro de um tubo circular vertical, as quais são discutidas a seguir.

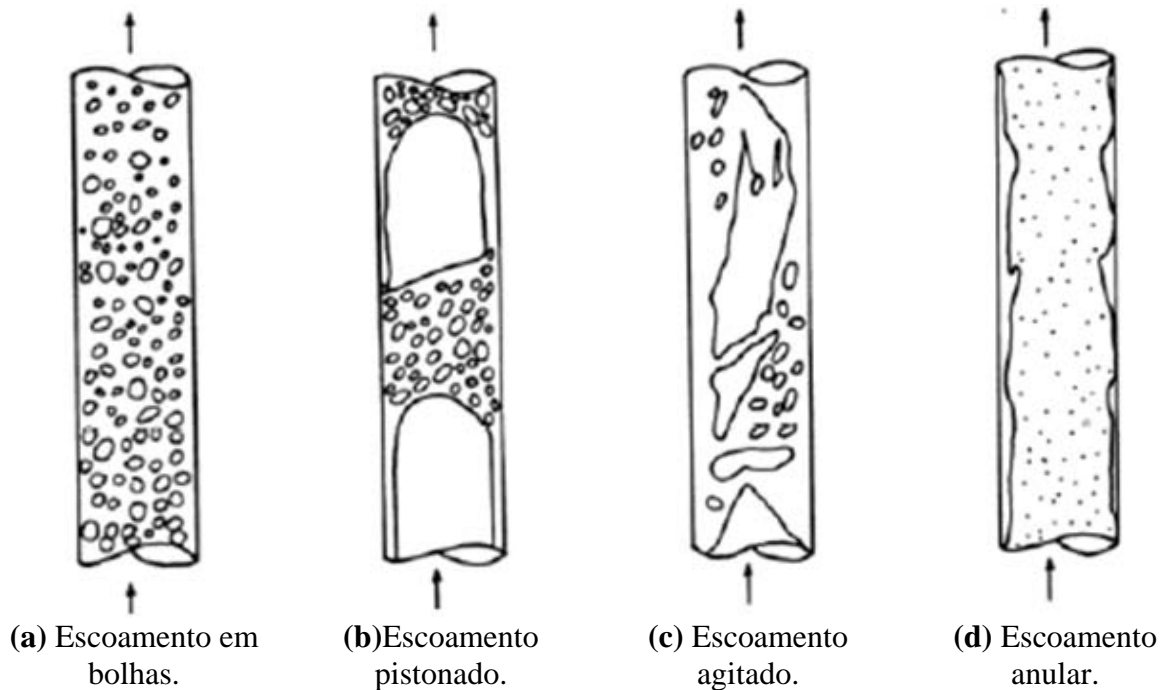


Figura 3.2: Padrões de escoamento observados em um escoamento vertical bifásico ascendente – Taitel et al. (1980).

No escoamento em bolhas (*bubble flow*), Figura 3.2(a), a fase gasosa encontra-se dispersa na fase líquida contínua e, tipicamente, a velocidade superficial do gás é baixa. Com o aumento do fluxo de gás, estas bolhas aumentam de tamanho, através de um processo de coalescência.

Com o aumento da vazão de gás, as bolhas passam a se aglomerar, favorecendo o

processo de coalescência. Com isso, bolhas significativamente maiores, com razoável simetria radial, podem ser observadas. Estas grandes estruturas gasosas na forma de projéteis recebem o nome de bolhas de Taylor e ocupam praticamente todo o diâmetro do tubo, deixando apenas uma fina camada de líquido entre elas e a parede do tubo. Este padrão é conhecido como escoamento pistonado (*slug flow*) e sua configuração típica está ilustrada na Figura 3.2(b).

Aumentando-se a velocidade superficial do gás, o escoamento passa de pistonado para agitado (*churn flow*), Figura 3.2(c). Neste processo, ocorre o rompimento e a deformação das bolhas de Taylor. Caracterizado por um padrão bem mais desordenado que o anterior, no escoamento agitado as duas fases coexistem na zona central do tubo, onde se movimentam de maneira caótica, com uma camada mais espessa de líquido escoando na região parietal.

O escoamento anular (*annular flow*), representado na Figura 3.2(d), ocorre com altas velocidades e concentrações de gás. Nestas condições, líquido flui numa fina camada anular em contato com a parede do tubo, carregando pequenas bolhas dispersas, enquanto o gás escoar na parte central da tubulação, transportando pequenas gotas de líquido.

3.3. MAPA DE FLUXO.

Os padrões típicos de escoamento e seus respectivos limites de transição são representados graficamente nos chamados mapas de fluxo. Tais mapas constituem ferramentas de grande utilidade prática, justificando os consideráveis esforços realizados na obtenção de mapas cada vez mais confiáveis.

A geração destes mapas pode ser feita de duas maneiras diferentes: a partir do tratamento de uma grande amostra de dados experimentais ou através da análise teórica dos mecanismos de transição. No primeiro caso, os mapas produzidos são de natureza empírica e, portanto, limitados à faixa coberta pelos respectivos dados que lhes deram origem. No segundo caso, as alterações nos padrões de escoamento são estabelecidas com base em modelos mecanicistas. Na literatura, vários modelos são propostos para predizer a transição. Tais modelos incorporam os principais parâmetros de operação do sistema, podendo ser aplicados em uma grande faixa de situações. Porém, deve-se ressaltar que correlações empíricas são requeridas para o fechamento do modelo.

A seleção de parâmetros apropriados para apresentar, de forma clara e eficiente, as condições que determinam a transição de um padrão de escoamento para outro ainda

constitui um assunto de discussão entre pesquisadores. A maioria dos autores, entretanto, vem adotando como coordenadas as velocidades superficiais das fases.

A Figura 3.3 mostra dois diferentes mapas de fluxo, propostos em épocas diferentes e por diferentes autores. Ainda que ambos adotem o mesmo sistema de coordenadas, pode-se constatar que o mapa de Taitel et al. (1980) cobre uma faixa significativamente maior de velocidades V_{SL} e V_{SG} . O mapa de Samaras e Margaris (2005), entretanto, é mais confiável para aplicação em *risers* de sistemas *gas-lift*, uma vez que, na verdade, trata-se do famoso mapa de Hewitt e Roberts (1969), adaptado, pelos autores, para prever os padrões de escoamento bifásico no interior de sistemas *gas-lift*.

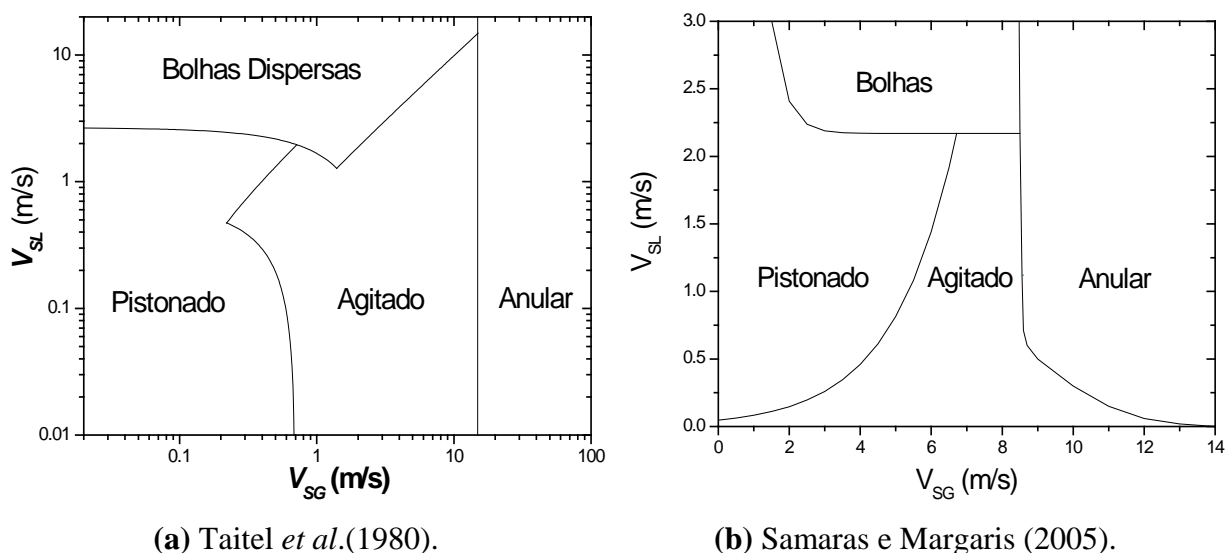


Figura 3.3: Mapas de fluxo para o escoamento vertical ascendente.

3.4 RELAÇÕES DE FECHAMENTO PARA O ESCOAMENTO PISTONADO.

O padrão pistonado é predominante no sistema *gas-lift*. Trata-se de um padrão bastante dinâmico, caracterizado pela presença de longas bolhas de gás, que ocupam praticamente toda a seção transversal do tubo, intercaladas com porções de líquido contendo bolhas dispersas de gás. O procedimento usualmente adotado em sua modelagem consiste em dividir uma unidade do escoamento em duas subunidades, uma formada pelo pistão líquido e a outra pela bolha alongada de Taylor, como representado na Figura 3.4. O pistão líquido é tratado como uma região onde o padrão de bolhas dispersas prevalece. A região da bolha alongada, por sua vez,

pode ser adequadamente tratada com o auxílio de modelos mecanicistas, cujo fechamento apóia-se em correlações para o cálculo da velocidade da bolha de Taylor e a da frequência característica do escoamento pistonado.

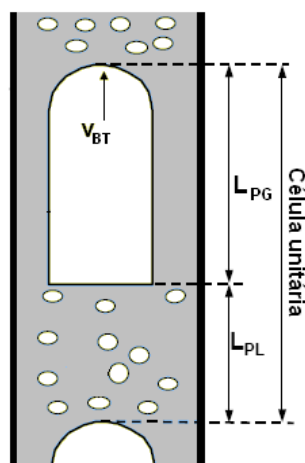


Figura 3.4: Representação de uma célula unitária.

Um dos primeiros estudos sobre o movimento de uma bolha de Taylor no escoamento pistonado foi realizado por Nicklin et al. (1962). Neste trabalho, os autores propuseram que a velocidade de deslocamento da bolha, V_{BT} , fosse calculada pela equação:

$$V_{BT} = C_0 V_M + C_1 \sqrt{gD} \quad (3.12)$$

onde o parâmetro C_0 está associado ao perfil de velocidade do pistão de líquido, enquanto a constante C_1 pondera a velocidade de escorregamento, que é definida como a diferença entre as velocidades do gás e do líquido. Na Equação (3.12), a parcela que representa a velocidade de escorregamento, $C_1 \sqrt{gD}$ – onde g é a força gravitacional e D o diâmetro do tubo – descreve a velocidade de escorregamento para o líquido estagnado, ou seja, considerando-se a velocidade do líquido igual a zero. Nicklin et al. (1962) obtiveram experimentalmente os valores de $C_0 = 1,2$ e $C_1 = 0,351$.

A equação proposta por Nicklin et al. (1962) tem sido adotada por diferentes autores, alguns dos quais preconizam valores ou formas alternativas de cálculo para as constantes C_0 e C_1 . Num recente trabalho de revisão, Rodrigues et al. (2007) apresentam as principais opções para a obtenção destas constantes, as quais estão resumidas na Tabela 3.1.

A frequência característica do escoamento pistonado é definida como sendo a

recíproca do tempo necessário para que a parte frontal da bolha de Taylor percorra todo o comprimento da célula unitária. Dois tipos de modelos aparecem na literatura, a saber: correlações mecanicistas, que não são muitas, e correlações empíricas, em número bem maior. Deve-se assinalar, ainda, que a maioria das correlações empíricas foram obtidas para escoamento horizontal. Rodrigues et al. (2007) apresentam duas correlações existente para o escoamento bifásico vertical – a correlação de Zabaras (2000) e a correlação de Sakaguchi (2001).

Tabela 3.1: Correlações para os coeficientes C_0 e C_1 utilizados na Equação (3.12) – Rodrigues et al. (2007).

AUTOR	C_0	C_1
Nicklin <i>et al.</i> (1962)	1,2	0,351
Dukler <i>et al.</i> (1985)	1,225	-
Théron (1989)	$1,3 - \frac{0,23}{\Gamma} + 0,23(\text{sen}\beta)^2$	$\left(-0,5 + \frac{0,8}{\Gamma}\right) \cos\beta + \text{sen}\beta$
Petalas e Aziz (1998)	$\frac{1,64 + 0,12\text{sen}\beta}{Re_{V_M}^{0,031}}$	-

Nas correlações de Théron (1989) para C_0 e C_1 , Γ é dado por:

$$\Gamma = 1 + \left(\frac{Fr_{V_M}}{3,5} \cos\beta\right) \quad (3.13)$$

onde o número de Froude relacionado à velocidade de mistura (Fr_{V_M}) é definido como:

$$Fr_{V_M} = \frac{V_M}{\sqrt{gD}} \quad (3.14)$$

O número de Reynolds baseado na velocidade de mistura (Re_{V_M}), que aparece na correlação de Petalas e Aziz (1998) para o cálculo de C_0 , é expresso como:

$$Re_{V_M} = \frac{\rho_L V_M D}{\mu_L} \quad (3.15)$$

Zabaras (2000), em seu estudo, revisou seis correlações empíricas e duas mecanicistas. Como nenhum dos modelos estudados fazia referência ao escoamento vertical, o autor propôs um fator de correção para a correlação de Gregory e Scott (1969), levando em conta a inclinação do tubo. Utilizando ar-água e ar-óleo, Zabaras (2000) extraiu resultados para tubos entre 25 e 203 mm. A correlação obtida pelo autor pode ser representada pela Equação (3.16).

$$f = 0,0226 \left[\frac{V_{SL}}{gD} \left(\frac{19,75}{V_M} + V_M \right) \right]^{1,2} \phi \quad (3.16)$$

onde ϕ é o fator de correção e é dado por.

$$\phi = 0,836 + 2,75 \text{sen}^{0,25} \beta \quad (3.17)$$

Usando trezentos e trinta e sete pontos experimentais para sistemas ar-água, ar-água em solução com NaOH, $K_3Fe(CN)_6$, $K_4Fe(CN)_6$ e CO_2 -água em tubos variando de 8 a 50,3 mm, Sakaguchi (2001) propôs uma correlação para a frequência de passagem das bolhas de Taylor que leva em conta as propriedades dos fluidos no escoamento vertical. Esta correlação pode ser descrita pela Equação (3.18).

$$f = \left[16100 \left(\frac{D}{V_M} \right) \left(\frac{V_{SG}}{V_M} \right)^{1,38} \left(\frac{V_{SL}}{V_M} \right)^{-0,166} \left(\frac{V_M}{\sqrt{gD}} \right)^{-0,317} \left(\frac{\rho_L D V_M}{\mu_L} \right)^{1,61} \left(\frac{\rho_L D V_M^2}{\sigma} \right)^{-0,564} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,333} + 0,087 \right]^{-1} \quad (3.18)$$

A Tabela 3.2 apresenta as duas correlações para o cálculo da frequência de passagem das bolhas de Taylor no escoamento vertical pistonado.

Tabela 3.2: Equações para o cálculo da frequência de passagem das bolhas de Taylor no escoamento pistonado.

AUTOR	CORRELAÇÃO
Zabaras (2000)	$f = 0,0226 \left[\frac{V_{SL}}{gD} \left(\frac{19,75}{V_M} + V_M \right) \right]^{1,2} (0,836 + 2,75 \text{sen}^{0,25} \beta)$
Sakaguchi (2001)	$f = \left[16100 \left(\frac{D}{V_M} \right) \left(\frac{V_{SG}}{V_M} \right)^{1,38} \left(\frac{V_{SL}}{V_M} \right)^{-0,166} \left(\frac{V_M}{\sqrt{gD}} \right)^{-0,317} \left(\frac{\rho_L D V_M}{\mu_L} \right)^{1,61} \left(\frac{\rho_L D V_M^2}{\sigma} \right)^{-0,564} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,333} + 0,087 \right]^{-1}$

INSTALAÇÃO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Para a realização de medições experimentais e identificação dos possíveis padrões de escoamento no interior do *riser*, um sistema *gas-lift* em escala reduzida foi inteiramente projetado e construído no âmbito do presente trabalho. Nos parágrafos seguintes, as principais características construtivas e operacionais deste dispositivo são apresentadas.

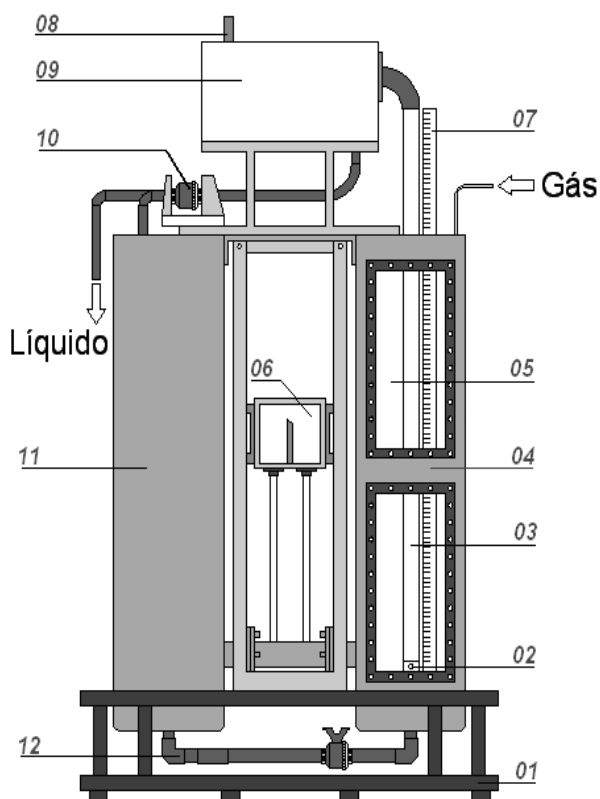
4.1.1 Descrição do aparato

A Figura 4.1 fornece uma visão geral do aparato experimental, constituído por uma base (01) robusta, confeccionada em aço carbono com 10 mm de espessura, sobre a qual são assentados os reservatórios de bombeamento (04) e auxiliar (11), interligados pelo tubo de comunicação e drenagem (12). Estes dois reservatórios, construídos com tubos de alumínio de 210 mm de diâmetro por 1,6 m de altura, são conectados a um dispositivo de nivelamento (06), mostrado na Figura 4.2, responsável pelo controle da altura de líquido dentro dos reservatórios e, conseqüentemente, da razão de submersão.

O reservatório de bombeamento é munido de quatro janelas de visualização (05) e abriga, em seu interior, um tubo de acrílico transparente com diâmetro interno de 25,4 mm e 1,71 m de comprimento, que atua como *riser* (03). Este tubo é cuidadosamente montado na posição vertical, ao lado de uma escala graduada em milímetros, Figura 4.3, cuja origem situa-se a 50 mm do fundo do reservatório, coincidindo com a extremidade inferior do *riser*, por onde o líquido a ser bombeado é admitido. Na extremidade superior do *riser*, localiza-se o separador gás-líquido, ilustrado na Figura 4.4, composto por uma caixa de coleta, com dimensões de 35 x 18 x 21 cm, equipada com um suspiro e um conjunto de dutos e válvulas, que permite devolver o líquido ao reservatório auxiliar ou redirecioná-lo para o sistema de medição de vazão.

A alimentação de ar comprimido é feita a uma distância de 13 cm a partir da base do *riser*, por intermédio de injetores intercambiáveis. Dois diferentes tipos de injetores prismáticos, ambos de seção transversal quadrada e medindo 30 x 6 x 6 mm, foram empregados na campanha de ensaios. O primeiro deles, identificado na Figura 4.5(a) como

modelo 3F, apresenta três furos alinhados, com 2,1 mm de diâmetro, todos eles localizados sobre a mesma face do prisma. O modelo 15F, por sua vez, é dotado de quinze furos de 0,9 mm de diâmetro, agrupados, cinco a cinco, em três das quatro faces do injetor. Uma mangueira flexível de 4 mm de diâmetro conecta o ponto de alimentação do *riser*, mostrado na Figura 4.5(b), à linha de ar comprimido.



- (01) Base de sustentação
- (02) Injetor
- (03) *Riser*
- (04) Reservatório de bombeamento
- (05) Janela de visualização
- (06) Dispositivo nivelador
- (07) Escala graduada
- (08) Suspiro
- (09) Separador gás-líquido
- (10) Sistema direcional de líquido
- (11) Reservatório auxiliar
- (12) Tubulação de comunicação e drenagem



(a) Representação esquemática.

(b) Montagem experimental.

Figura 4.1: Sistema *gas-lift*.

O suprimento de ar comprimido ao sistema é garantido por uma estação de compressão equipada com um compressor de 5 HP de potência, modelo 20/250 da Wayne Wetzal, com reservatório de 0,25 m³, capaz de fornecer uma vazão máxima de 577 l/min a

uma pressão de 12 bar. O controle de vazão de ar é realizado com o auxílio da válvula mostrada na Figura 4.6.

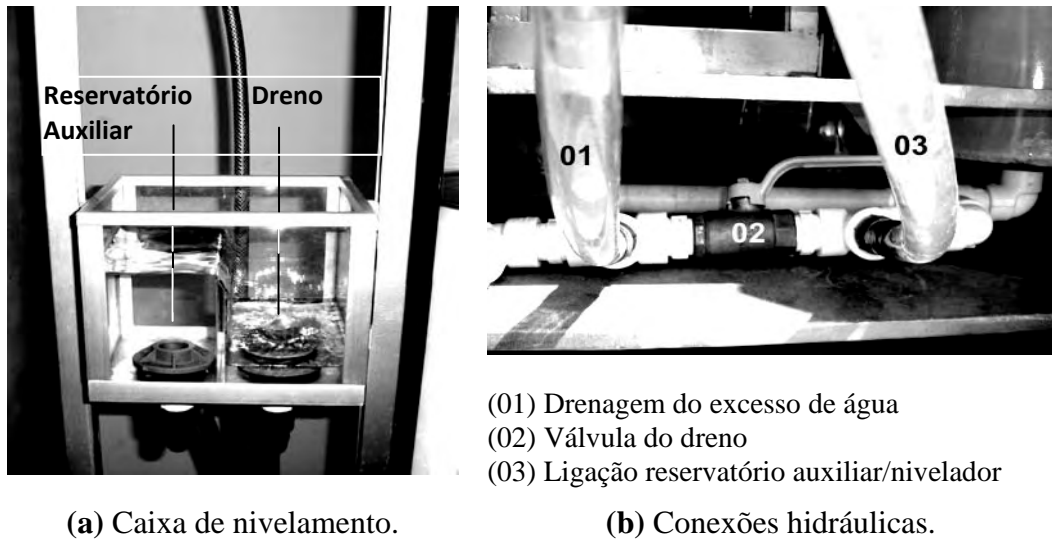


Figura 4.2: Dispositivo nivelador.

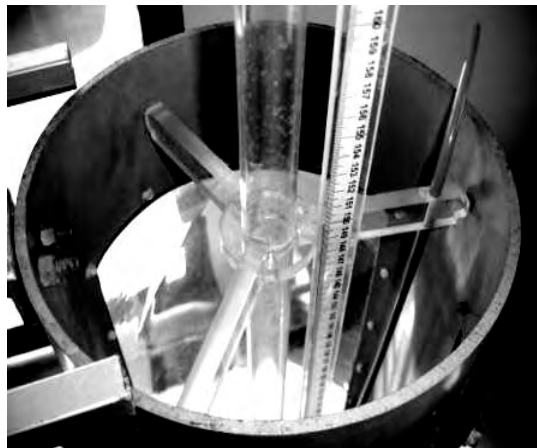


Figura 4.3: Suporte do *riser*.

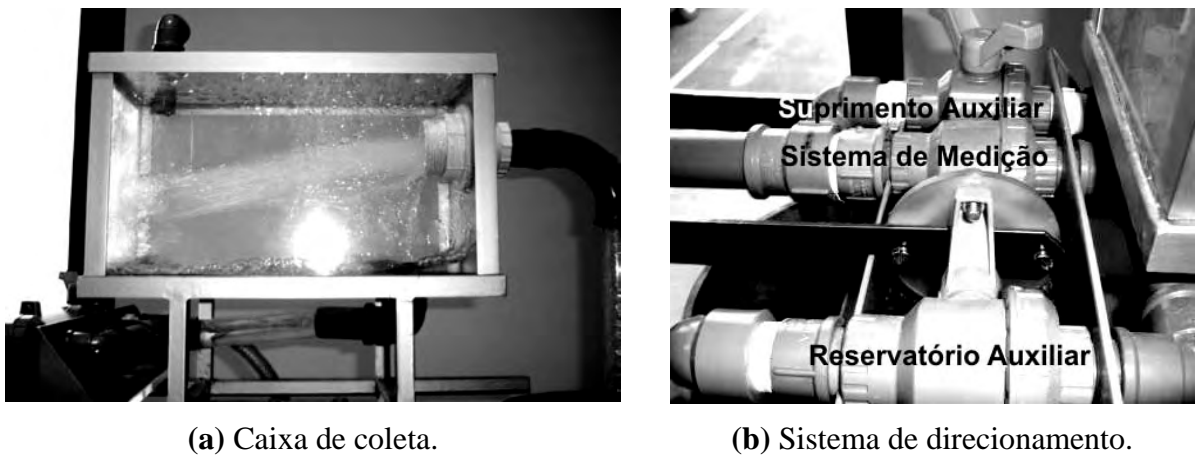
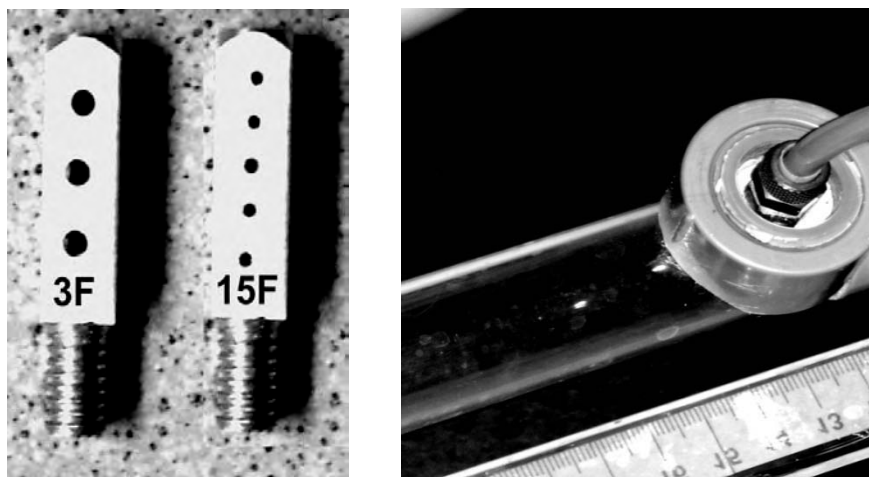


Figura 4.4: Separador gás-líquido.



(a) Modelos de injetores.

(b) Conector de alimentação.

Figura 4.5: Dispositivo de injeção.



Figura 4.6: Válvula reguladora da vazão de ar.

4.1.2 Funcionamento do sistema

Antes do início de cada ensaio, o dispositivo nivelador é adequadamente posicionado e os reservatórios são preenchidos com água da rede urbana até o nível desejado. Em seguida, a válvula de ar, mostrada na Figura 4.6, é cuidadosamente ajustada, para que tenha início o processo de bombeamento *gas-lift*. A mistura gás-líquido sobe, então, pelo *riser* até a caixa de

coleta, de onde o líquido, já separado do gás, é devolvido ao reservatório auxiliar ou segue para o sistema externo de medição de líquido, conforme o tipo de ensaio que a ser realizado. Neste segundo caso, o reservatório auxiliar deve ser continuamente alimentado com água da rede externa, para repor, a cada instante, a massa removida do sistema, evitando que as condições de teste sejam alteradas.

No modo de operação com reposição contínua, a válvula que controla a entrada de água no sistema deve ser cuidadosamente ajustada, para que a reposição de líquido seja a feita na mesma taxa em que se dá sua remoção. Quando esta condição é atingida, o sistema estará operando em regime permanente, e as medições poderão imediatamente ser efetuadas. Entretanto, por medida de precaução e uniformização de procedimentos, em todas as corridas da presente campanha experimental, o nível dos reservatórios sempre foi monitorado por, pelo menos, quinze minutos depois de atingido o regime permanente, antes que qualquer processo de medição fosse realizado.

4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

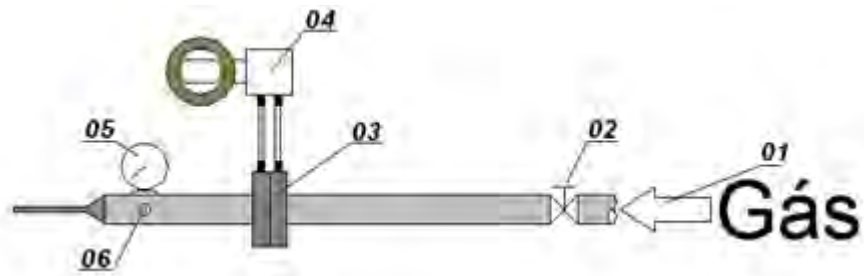
Dois tipos de ensaios foram realizados no âmbito deste trabalho. O primeiro deles, de natureza quantitativa, foi direcionado à obtenção das vazões de gás e de líquido, necessárias aos cálculos da eficiência do sistema e à construção de suas curvas características. O segundo, de caráter principalmente qualitativo, concentrou-se, na identificação dos padrões de escoamento no interior do *riser*, para diferentes condições de operação. Imagens dinâmicas do escoamento foram, também, empregadas na determinação da velocidade de ascensão e da frequência de passagem das bolhas de Taylor. A instrumentação e os procedimentos adotados nos presentes ensaios são apresentados a seguir.

4.2.1 Medição de vazão

A Figura 4.7 mostra o sistema de medição de vazão de gás utilizado no presente trabalho, que incorpora uma placa de orifício acoplada a um transmissor diferencial de pressão, uma válvula reguladora de vazão, um manômetro e um termopar. Este tipo de configuração foi escolhido por apresentar, simultaneamente, baixo custo, facilidade de operação e simplicidade construtiva.

A Figura 4.8 mostra, com um pouco mais de detalhes, o sistema de medição empregado. Confeccionada em alumínio com 3 mm de espessura, a placa possui diâmetro externo de 34 mm e furo de 9 mm, chanfrado em 45°, sendo o raio de chanfro de 2,5 mm. A diferença de pressão

na placa de orifício foi medida por meio de um transmissor diferencial de pressão Yokogawa, modelo EJA 120 – DES4A-22DC/D4, ilustrado na Figura 4.9.



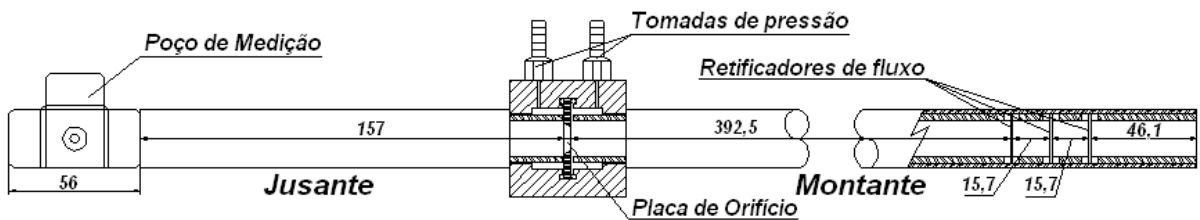
- (01) Ar proveniente da linha
- (02) Válvula reguladora de vazão
- (03) Placa de orifício
- (04) Transmissor diferencial de pressão
- (05) Manômetro do tipo Bourdon
- (06) Termopar

(a) Representação esquemática.

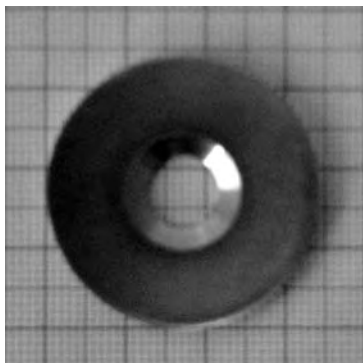


(b) Vista geral.

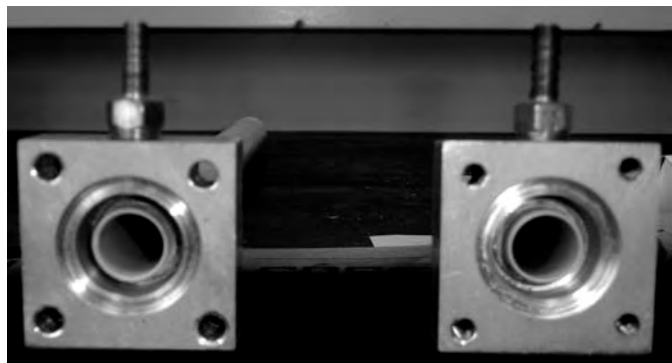
Figura 4.7: Sistema de medição de vazão de ar.



(a) Dimensões dos trechos retos utilizados (comprimentos em mm).



(b) Placa de orifício.



(c) Flanges.

Figura 4.8: Detalhes construtivos do dispositivo de medição de vazão de ar.

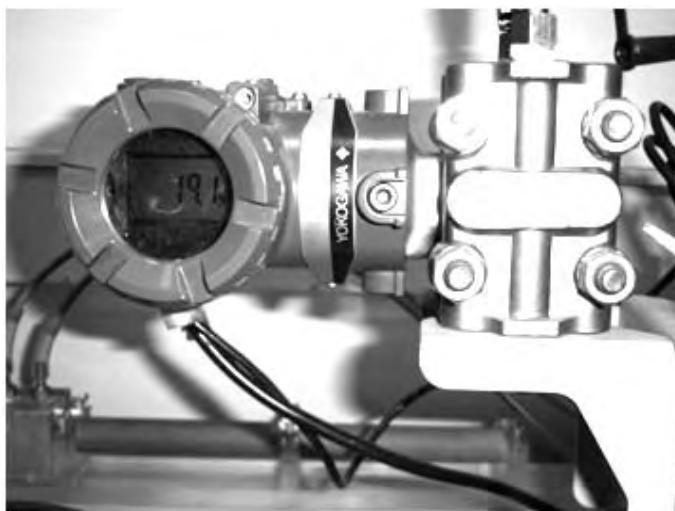


Figura 4.9: Transmissor diferencial de pressão.

Esta placa foi projetada em conformidade com a norma ASME 1971, ainda que, por motivos de ordem técnica, algumas recomendações de menor importância não tenham sido seguidas em sua instalação. Dentre elas, incluem-se a rugosidade do tubo no trecho reto a montante do medidor e a forma de união entre os tubos e os flanges que condicionam a placa de orifício. Na impossibilidade de utilização de uma união soldada, como especificado na norma, os flanges foram cuidadosamente rosqueados e colados aos tubos, de maneira a assegurar a necessária estanqueidade.

Os trechos retos foram confeccionados com tubos de PVC branco com 15,7 mm de diâmetro interno e revestido com um tubo de PVC marrom de 21,6 mm de diâmetro interno, para melhorar sua resistência mecânica. Os comprimentos mínimos definidos pela norma ASME 1971 para o trecho reto a montante foi respeitado com bastante folga, além do que três retificadores de fluxo do tipo placa perfurada, espaçados entre si de uma distância equivalente a um diâmetro interno do tubo, foram instalados.

Para completar o sistema, foram instalados, num poço de medição localizado no final do trecho reto a jusante da placa (Figura 4.10), um manômetro Bourdon e um termopar do tipo T (cobre-constantan) devidamente calibrado nas condições típicas de ensaio, destinados, respectivamente, à medição da pressão e da temperatura do ar, necessárias ao cálculo de vazão. A pressão foi obtida com o auxílio de um manômetro de precisão padrão do tipo Bourdon com um fundo de escala de 0 a 10 kg/cm², sendo a menor divisão 0,05 kg/cm². Para a determinação da temperatura, foi utilizado um multímetro digital Tolitem, modelo UT56 SAME POL77. A junta de referência foi colocada em uma garrafa térmica contendo água e gelo, evitando a necessidade de compensar a temperatura ambiente.



Figura 4.10: Poço de medição de pressão e de temperatura.

Para medir a vazão de líquido bombeado, o método direto – massa/tempo – foi empregado, por aliar simplicidade e confiabilidade. Uma balança Filizola, modelo ID 1500, com capacidade máxima de carga de 150 kg, foi utilizada para a obtenção da massa acumulada em um recipiente de 20 litros ao longo do tempo de medição, este último determinado com o auxílio de um cronômetro digital.

4.2.2 Visualização do escoamento bifásico no riser

Diferentemente do que ocorre na maioria dos escoamentos monofásicos, o escoamento gás-líquido que se dá no interior do *riser* pode ser visualizado sem o auxílio de traçadores. Neste caso, a própria interface entre as fases presentes fornece as condições necessárias para a captura de imagens de boa qualidade. Por outro lado, a obtenção de registros suficientemente nítidos requer um paciente trabalho na regulação da iluminação e do aparelho de captura, seja ele uma câmera fotográfica ou de vídeo.

No presente trabalho, imagens congeladas (*still photo*) foram obtidas, utilizando-se uma câmera digital Fuji, modelo FinePix S7000, equipada com uma objetiva Fujinon zoom de 7,8-46,8 mm (6x), f 1:2.8-3.1, equipada com filtro UV. As imagens são capturadas com uma resolução de 6.0 MPixel, em formato de arquivo JPEG de 24 bits de cores e, posteriormente, convertidas para 8 bits P&B, ou 256 tons de cinza, suficientes para a extração de informações fenomenológicas.

Várias formas de iluminação foram testadas durante o trabalho. Para as imagens congeladas, os melhores resultados foram obtidos com a utilização de um flash NIKON, modelo SB26, com operação manual, empregando-se apenas 1/64 de sua carga total. Com isto, uma velocidade de disparo de 1/23000 segundo foi adotada, o suficiente para o congelamento da imagem, com bom nível de nitidez e de detalhes nos contornos entre as fases. Para evitar reflexos indesejáveis, o flash foi posicionado acima da câmera fotográfica, formando um ângulo de 45° em relação à linha de visada da máquina, como representado na Figura 4.11. O flash foi acoplado à câmera através de um cabo de sincronismo espiral com a conexão *hotshoe* da câmera e a velocidade de obturação ajustada em 1/250 segundo, para evitar iluminação parasita.

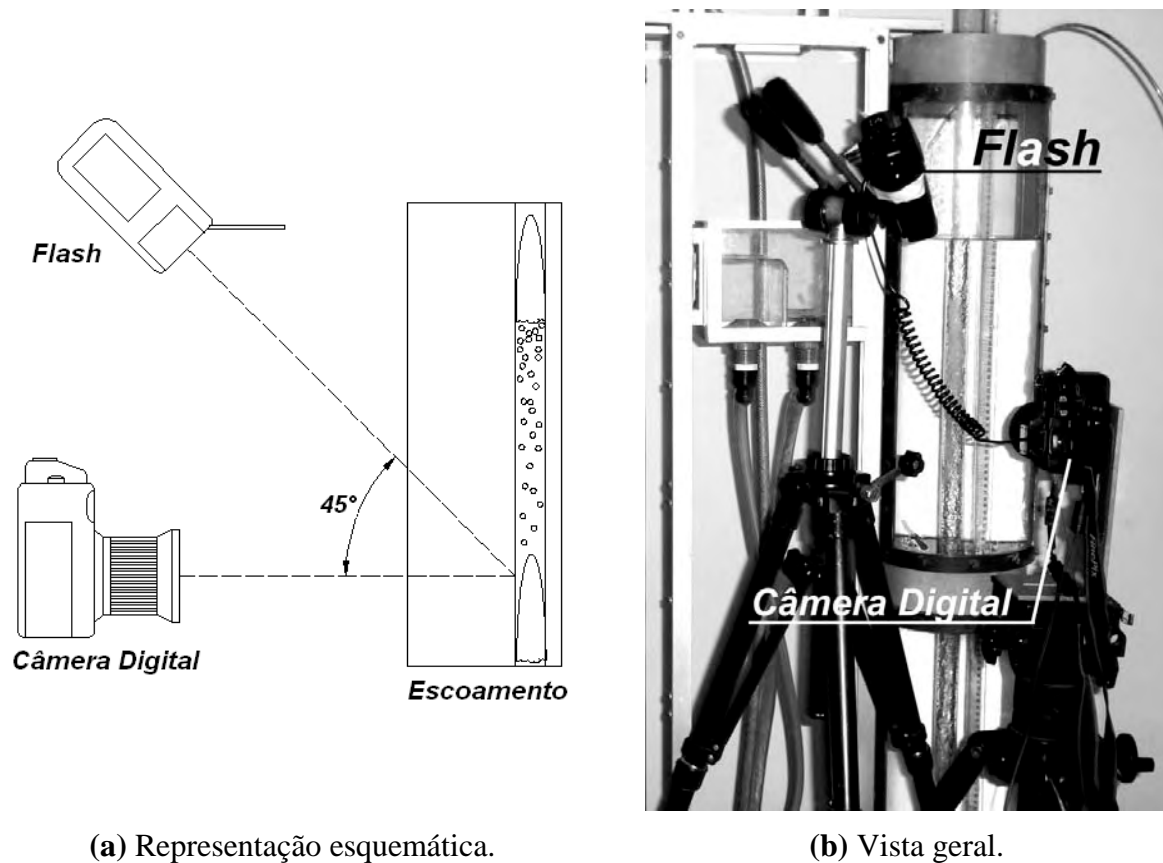


Figura 4.11: Montagem dos dispositivos fotográficos.

Para a obtenção de imagens dinâmicas (vídeo digital), uma iluminação difusa foi empregada e uma câmera de alta velocidade OLYMPUS, modelo i-speed 2, foi utilizada. Esta câmera possui um sensor CMOS, capaz de capturar até 33000 fps (fotogramas por segundo) com resolução de 96 x 72 pixels. Esta resolução, entretanto, pode aumentar consideravelmente, na medida em que a velocidade de captura diminui. Na maioria dos

ensaios realizados no presente trabalho, a velocidade foi ajustada em 1000 fps, com resolução de 800 x 600 pixels. Apenas em alguns poucos casos, a velocidade foi aumentada para 6000 fps, o que resulta em imagens com resolução 256 x 192 pixels. O balanço de branco é feito de forma automática e as imagens foram capturadas com duas objetivas diferentes, uma com distância focal de 25 mm e outra com distância focal de 50 mm. Uma unidade de display de 8,4 polegadas de alta resolução foi conectada à câmera, permitindo a seleção de trechos dos vídeos capturados. A velocidade de varredura (*shutter*) foi ajustada em 1x, para captura em 1000 fps, e em 5x, para tomadas em 6000 fps de imagens em *close*.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. INTRODUÇÃO

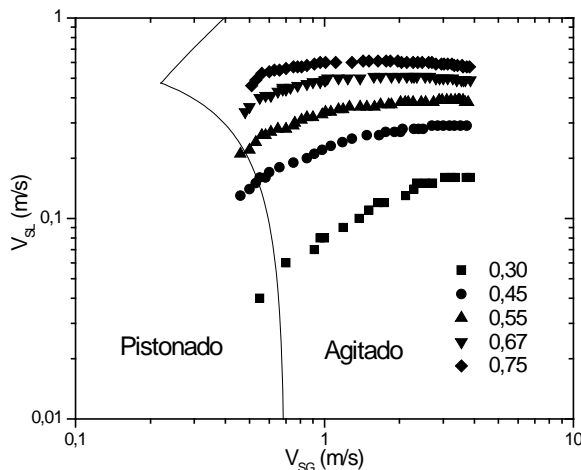
Neste capítulo, são apresentados e discutidos os principais resultados obtidos durante a realização da campanha de ensaios. Num primeiro momento, a adequação dos dados experimentais aos mapas de fluxo propostos por Taitel et al. (1980) e de Samaras e Margaritis (2005) é avaliada, com base nas informações colhidas nos ensaios de visualização. Em seguida, são discutidos dados quantitativos que permitem caracterizar o desempenho apresentado pelo sistema *gas-lift* sob diferentes condições de funcionamento. Para cada condição de teste, estabelecida pela vazão de ar suprido (entre 1 e 8,5 kg/h) e pela razão de submersão (ajustada na faixa de 0,3 a 0,75), foram efetuadas seis medições de vazão da água, para posterior tratamento estatístico. Os resultados são apresentados na forma de curvas características e curvas de eficiência. Por último, são apresentados resultados qualitativos do escoamento no interior do *riser*, que revelam, através de imagens congeladas (*still photo*) capturadas com o auxílio de uma câmera digital, aspectos topológicos do escoamento bifásico. Em complementação a estes resultados, são mostradas imagens extraídas dos vídeos realizados com o auxílio de uma filmadora de alta velocidade. A análise em *slow motion* destes vídeos permitiu a determinação da velocidade de deslocamento das bolhas de Taylor, V_{BT} , e das correspondentes frequências de passagem, f , parâmetros essenciais para a descrição do escoamento pistonado. Um DVD contendo estes vídeos pode ser encontrado na contracapa da presente dissertação. As condições adotadas nos testes experimentais que deram origem a estes vídeos são explicitadas no Apêndice C.

5.2. MAPAS DE FLUXO

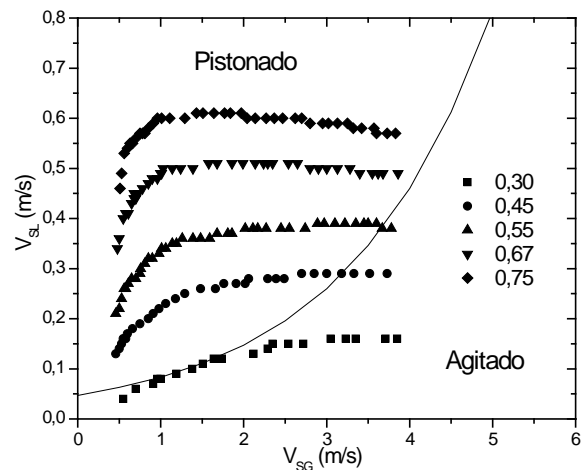
Os ensaios de visualização realizados para as condições de baixa vazão de gás revelaram nítida predominância do padrão pistonado no interior do *riser*. Por outro lado, nas corridas experimentais efetuadas com altas vazões de ar, observou-se a ocorrência de um escoamento aparentemente anular, que, ao se desestabilizar, permite a formação de longas

bolhas gasosas intercaladas por pistões de líquido extremamente aerados. Neste caso, tomadas de vídeo feitas próxima ao injetor revelam a ocorrência de um fenômeno semelhante ao *flooding*, típico dos escoamentos anulares ascendentes. No vídeo EN8A, gravado no DVD em anexo à presente dissertação, observa-se que, próximo ao injetor, o escoamento se desenvolve inicialmente no padrão anular com filme de líquido bastante espesso. Este filme é arrastado pelo gás em movimento ascendente, até que a ação das forças gravitacionais produza a reversão deste movimento. Ocorre, então, a desestabilização do filme, resultando na invasão do núcleo gasoso pelo líquido.

A Figura 5.1 mostra os pontos experimentais obtidos com o uso do injetor 3F, plotados sobre os mapas de fluxo de Taitel et al. (1980) e de Samaras e Margaris (2005). Resultados similares são apresentados na Figura 5.2, para ensaios realizados com o injetor 15F. Em ambos os casos, a maioria dos pontos experimentais se situa na região de escoamento agitado, no mapa de Taitel et al. (1980), e na região de escoamento pistonado, no mapa de Samaras e Margaris (2005). Este resultado mostra que o mapa de Samaras e Margaris (2005) é mais adequado para aplicação no sistema desenvolvido no presente estudo. Esta constatação faz sentido, uma vez que o mapa Samaras e Margaris (2005) foi obtido especificamente para o escoamento bifásico em *risers* de sistemas *gas-lift*, enquanto o mapa de Taitel et al. (1980) apresenta um caráter mais geral, aplicando-se a qualquer tipo de escoamento bifásico gás-líquido ascendente.



(a) Mapa de fluxo de Taitel *et al.* (1980)



(b) Mapa de fluxo de Samaras e Margaris (2005)

Figura 5.1: Resultados experimentais obtidos para o injetor 3F, plotados sobre diferentes mapas de fluxo.

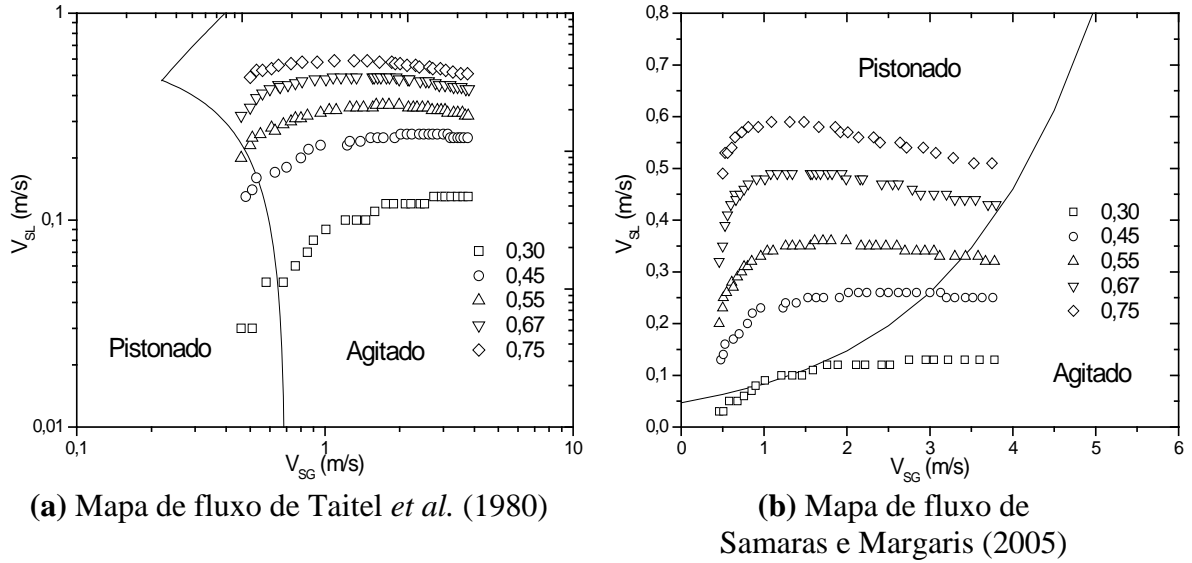


Figura 5.2: Resultados experimentais obtidos para o injetor 15F, plotados sobre diferentes mapas de fluxo.

É interessante assinalar, ainda, que a maioria dos pontos experimentais obtidos neste trabalho situam-se, no mapa de Samaras e Margaris (2005), dentro da região de escoamento pistonado, enquanto que no mapa de Taitel *et al.* (1980) estes mesmos pontos estão localizados na região de escoamento agitado. A melhor adequação do mapa de Samaras e Magaris (2005) aos presentes dados experimentais pode ser comprovada observando-se os padrões de escoamento encontrados na sequência de vídeos relacionada na Tabela 5.1 e que consta no DVD em anexo. Cada tomada de vídeo desta sequência foi feita para uma dada vazão de gás, utilizando-se, sempre a mesma razão de submersão ($RS = 0,67$) e o mesmo injetor 3F.

Tabela 5.1: Relação dos vídeos da sequência EN9 que constam no DVD.

Video	Vazão de ar (kg/h)	Vazão de água (kg/h)	VSG (m/s)	VSL (m/s)
EN9A	0,97	692,12	0,46	0,38
EN9B	2,30	910,21	1,09	0,50
EN9C	3,34	919,51	1,58	0,51
EN9D	4,37	922,39	2,07	0,51
EN9E	5,16	922,57	2,44	0,51
EN9F	5,99	920,37	2,83	0,51
EN9G	6,79	907,70	3,21	0,50
EN9H	7,59	899,15	3,59	0,49
EN9I	10,88	871,23	5,14	0,48
EN9J	11,57	858,43	5,47	0,47

5.3. CURVAS CARACTERÍSTICAS E DE EFICIÊNCIA

As características de funcionamento do sistema *gas-lift* operando com diferentes injetores e razões de submersão podem ser observados na Figura 5.3. Para cada um dos injetores, 3F e 15F, as razões de submersão foram variadas de 0,30 a 0,75.

Em todos os casos, as curvas exibem aproximadamente o mesmo comportamento qualitativo, caracterizado por um aumento da vazão de água mais acentuado para baixas vazões de ar. Na medida em que aumenta a vazão de ar, ocorre uma nítida diminuição na taxa de crescimento da curva. Em vários casos, um valor máximo de vazão de líquido é atingido e, a partir deste ponto, um aumento na vazão de gás implica numa diminuição da vazão de líquido. De acordo com Todoroki (1973), este declínio está relacionado, em grande parte, com o aumento da fração de vazio no *riser*, que ocasiona um aumento das perdas por atrito, provocadas pelo aumento na velocidade do escoamento gás-líquido.

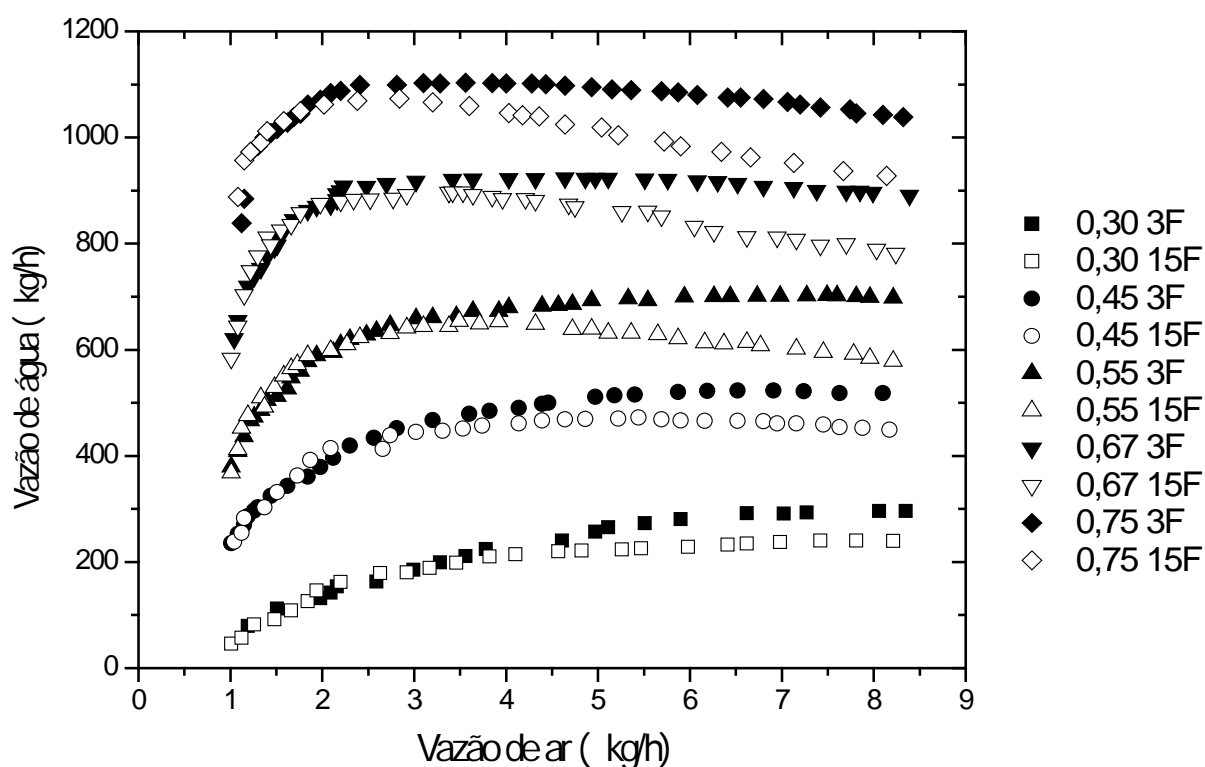


Figura 5.3: Curvas características das diferentes razões de submersão para os injetores 3F e 15F

Este comportamento do sistema pode ser observado, também, na Figura 5.4, que mostra a variação da vazão de água em relação à razão de submersão, quando fixada a vazão de ar.

Para a vazão de ar de 2 kg/h, Figura 5.4(a), a vazão de água é praticamente a mesma para os dois injetores, qualquer que seja a razão de submersão. Fixando-se a vazão de ar em 3 kg/h, Figura 5.4(b), já se nota uma variação maior das vazões de água entre os injetores 3F e 15F, sobretudo para a razão de submersão de 0,75. Este aumento fica ainda mais nítido nas Figuras 5.4(c) e 5.4(d), que mostram, respectivamente, as curvas para as vazões de ar fixadas em 5 kg/h e 7 kg/h.

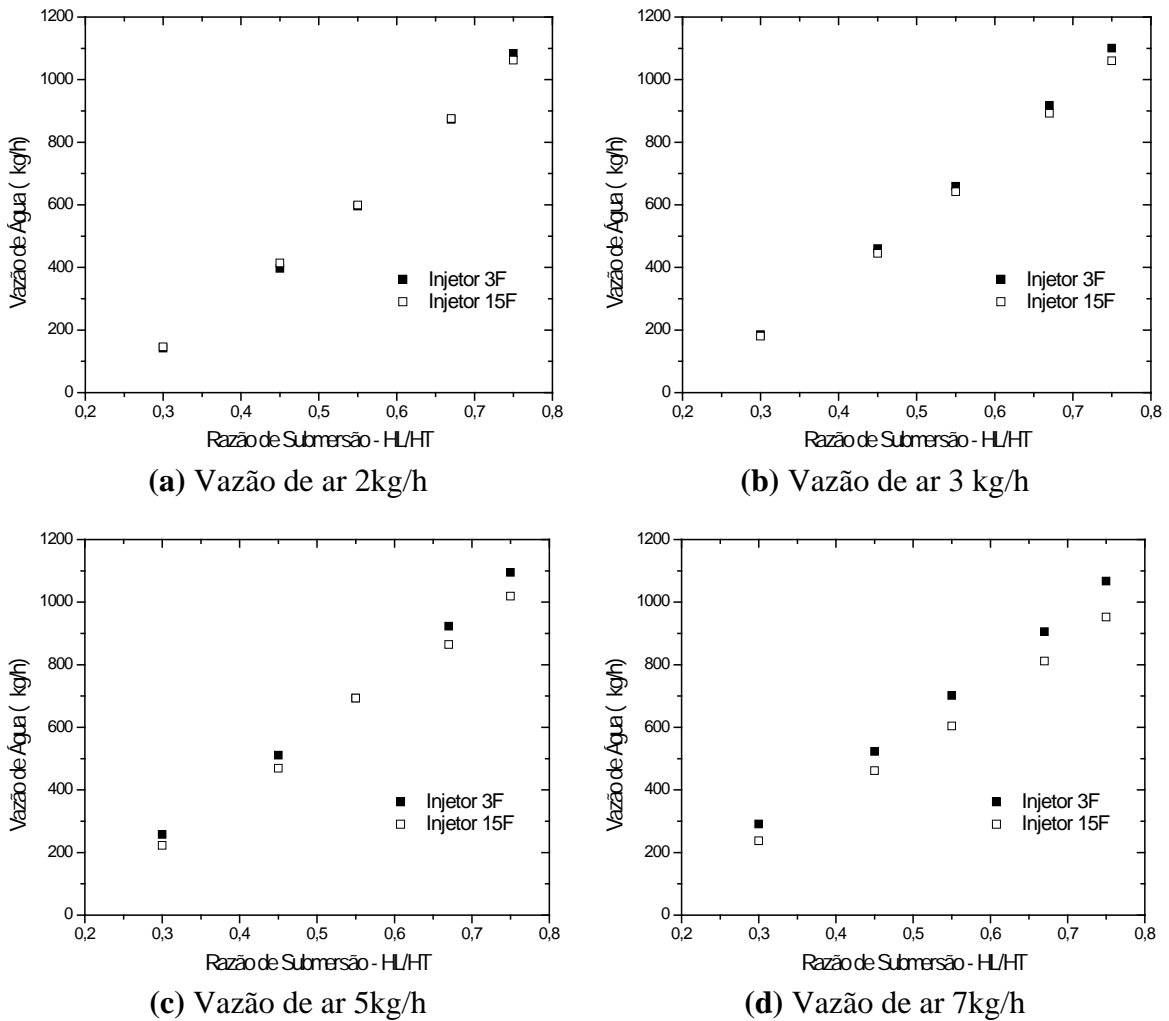


Figura 5.4: Vazão de água bombeada em função da razão de submersão HL/HT, para diferentes vazões de ar.

A Figura 5.5 mostra as curvas que retratam a eficiência do sistema como uma função da vazão de ar fornecida, para as diferentes razões de submersão. Para a obtenção destes gráficos, empregou-se o conceito de eficiência introduzido por Nicklin (1963), definido pela relação entre o trabalho realizado pelo sistema para bombear o líquido e o trabalho realizado pelo gás em uma expansão isotérmica. Matematicamente, esta definição

pode ser colocada na forma:

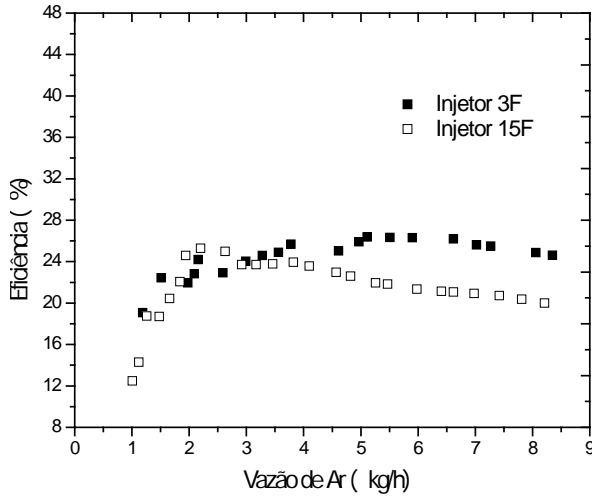
$$\eta = \frac{W_L}{W_G} = \frac{\rho_G \cdot g \cdot Q_L \cdot (HT - HL)}{P_2 \cdot Q_G \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)} \quad (5.1)$$

onde W_L e W_G representam, respectivamente, o trabalho de bombeamento de líquido e o trabalho realizado pelo gás, ρ_G é a densidade do líquido, g a aceleração gravitacional, Q_L e Q_G as vazões de líquido e de gás, HT a distância entre o injetor e o topo do *riser*, HL a distância entre o injetor e o nível de líquido e, finalmente, P_1 e P_2 as pressões no injetor e no topo do *riser*.

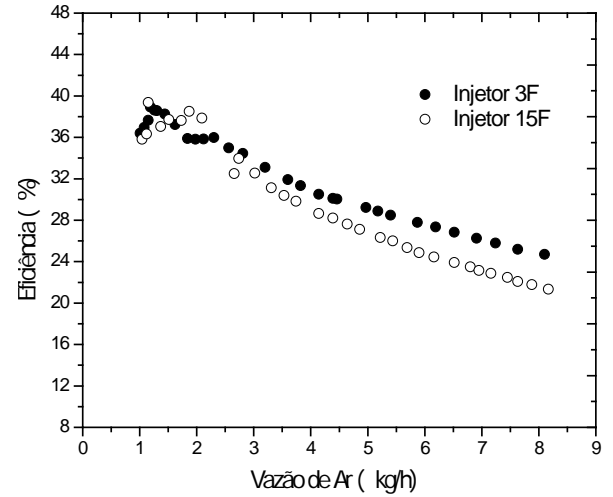
Analisando-se as curvas obtidas, verifica-se que um aumento na vazão de ar produz um aumento na eficiência de bombeamento, até que um ponto de máximo na curva seja atingido. A partir daí, novos incrementos na vazão de ar implicam em acentuada queda de eficiência. Na maioria dos casos, o ponto de máximo ocorre para vazões de ar ligeiramente superiores a 1 kg/h, exceto para a razão de submersão de 0,30.

O injetor 15F se mostrou mais eficiente que o 3F, para quase todas as razões de submersão, chegando a ser cerca de 5 % mais eficiente para razão de submersão de 0,55, Figura 5.5(c). Apenas na Figura 5.5(a), para razão de submersão 0,3, a eficiência máxima do injetor 3F é 4,1 % maior que apresentada pelo injetor 15F. Entretanto, a queda de eficiência do injetor 15F após o ponto de máximo é significativamente maior do que a observada com o uso do injetor 3F. Este comportamento é observado para todas as razões de submersão, sendo que a diferença entre as duas curvas diminui na medida em que a razão de submersão aumenta.

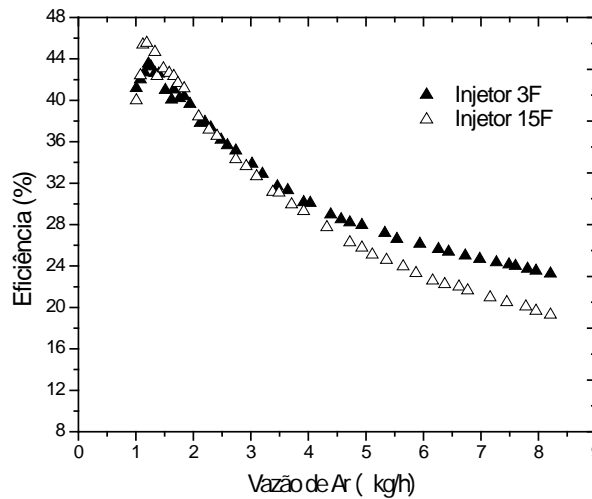
Este conjunto de resultados mostra que a eficiência do sistema é fortemente afetada não apenas pela razão de submersão, mas, também, pela pressão de injeção e pelo do tipo injetor empregado. De fato, o desenho do injetor interfere diretamente no tamanho e na distribuição inicial das bolhas na parte baixa do *riser*. Segundo Khalil (1999), melhorando-se a distribuição e reduzindo-se o tamanho das bolhas de forma satisfatória, pode-se diminuir o escorregamento entre as fases, aumentando-se a eficiência do sistema. A título de informação, os injetores utilizados no presente trabalho foram construídos com o mesmo número de furos e com os mesmos diâmetros dos furos utilizados por Khalil (1999). O desenho dos injetores, entretanto, é radicalmente diferente, uma vez que no trabalho de Khalil (1999), discos de mesmo diâmetro foram empregados, enquanto aqui, injetores com a forma de cilindros de base quadrada foram utilizados.



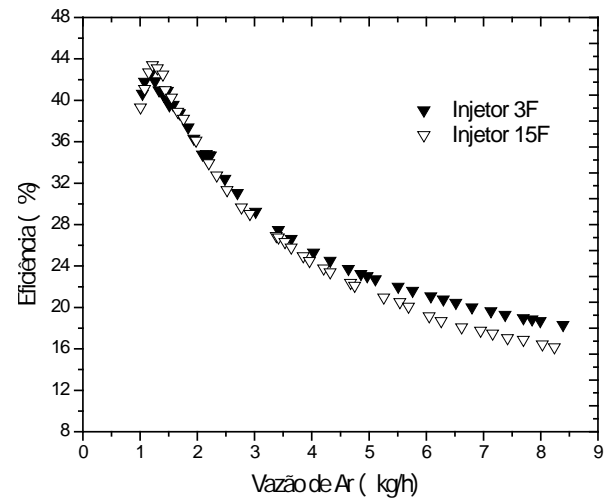
(a) Razão de submersão 0,30.



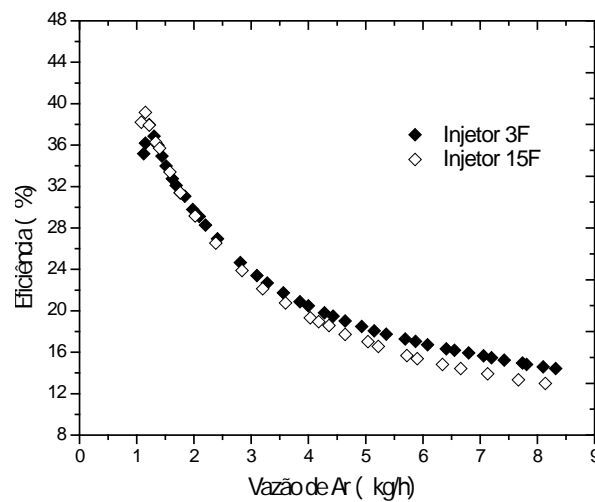
(b) Razão de submersão 0,45.



(c) Razão de submersão 0,55



(d) Razão de submersão 0,67



(e) Razão de submersão 0,75

Figura 5.5: Eficiência do sistema *gas-lift* em função da vazão de ar, para diferentes razões de submersão.

Construída a partir dos resultados da Figura 5.5, a Figura 5.6 reúne, em um só gráfico, os pontos de eficiência máxima obtidos com o uso dos injetores 3F e 15F, para diferentes razões de submersão. Em princípio, seria de se esperar que a maior eficiência ocorresse para a razão de submersão de 0,75, na qual as vazões de água são maiores. Porém, pode-se observar que as maiores eficiências são apresentadas quando a razão de submersão encontra-se em torno de 0,55. Para esta razão de submersão, uma eficiência de 45,5 % é obtida com o injetor 15F e de 43,5% para o injetor 3F, enquanto um rendimento em torno de 39% é obtido na razão de submersão em 0,75.

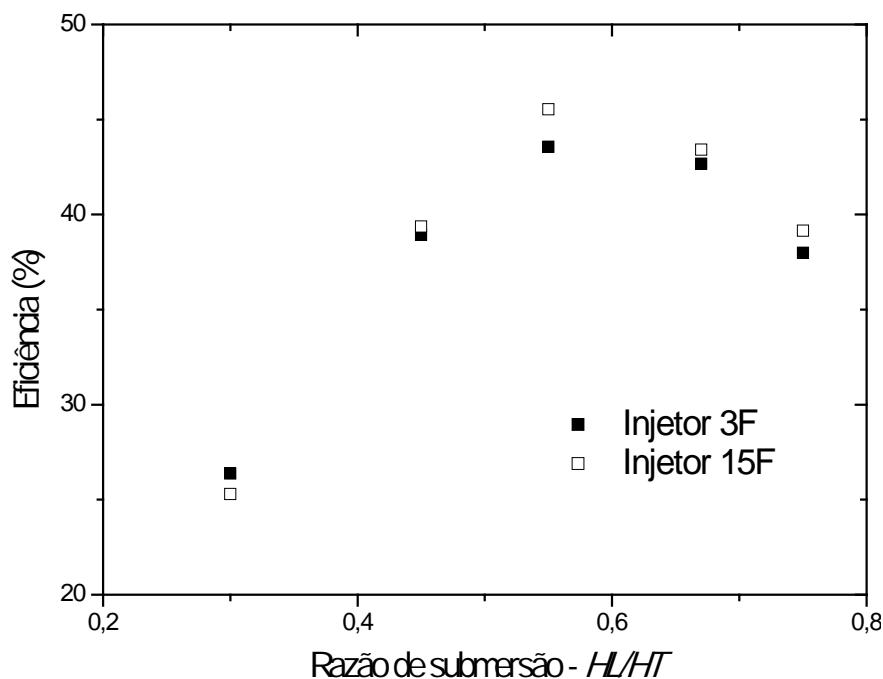


Figura 5.6: Máxima eficiência atingida pelo sistema *air-lift*, com o uso dos injetores 3F e 15F, em função da razão de submersão.

5.4. IMAGENS CONGELADAS (*STILL PHOTO*)

A Figura 5.7 mostra as características do escoamento na região de injeção, compreendida entre 12,5 e 20 cm a partir da base do *riser*, utilizando-se o injetor 15F, com razão de submersão fixada em 0,67 e vazões de ar variando entre 0,32 kg/h a 8,08 kg/h.

Na Figura 5.7(a), especificamente, observa-se a configuração do escoamento para uma pequena vazão em massa, de apenas 0,32 kg/h, o suficiente para iniciar o processo de bombeamento. Neste caso, observa-se, a partir da saída no injetor, a formação de uma pluma composta por um aglomerado de bolhas com aproximadamente 5 mm de diâmetro.

Aumentando-se a vazão de ar para 2,35 kg/h, Figura 5.7(b), percebe-se, na saída do injetor, a formação um jato gasoso com diâmetro aproximado de 12 mm, cujo diâmetro médio vai aumentando de forma branda. Nesta situação, pequenas bolhas isoladas podem ser percebidas na região anular ocupada pela fase líquida, cuja origem está associada às tensões cisalhantes na interface gás-líquido.

A Figura 5.7(c) mostra o escoamento para uma vazão de ar em torno de 3,4 kg/h, que se situa próximo ao pico da curva característica do sistema (Figura 5.3) para esta razão de submersão de 0,67. Com essa vazão, o jato de ar começa a se tornar instável e ocorre um aumento considerável no número das pequenas bolhas de ar na região líquida anular.

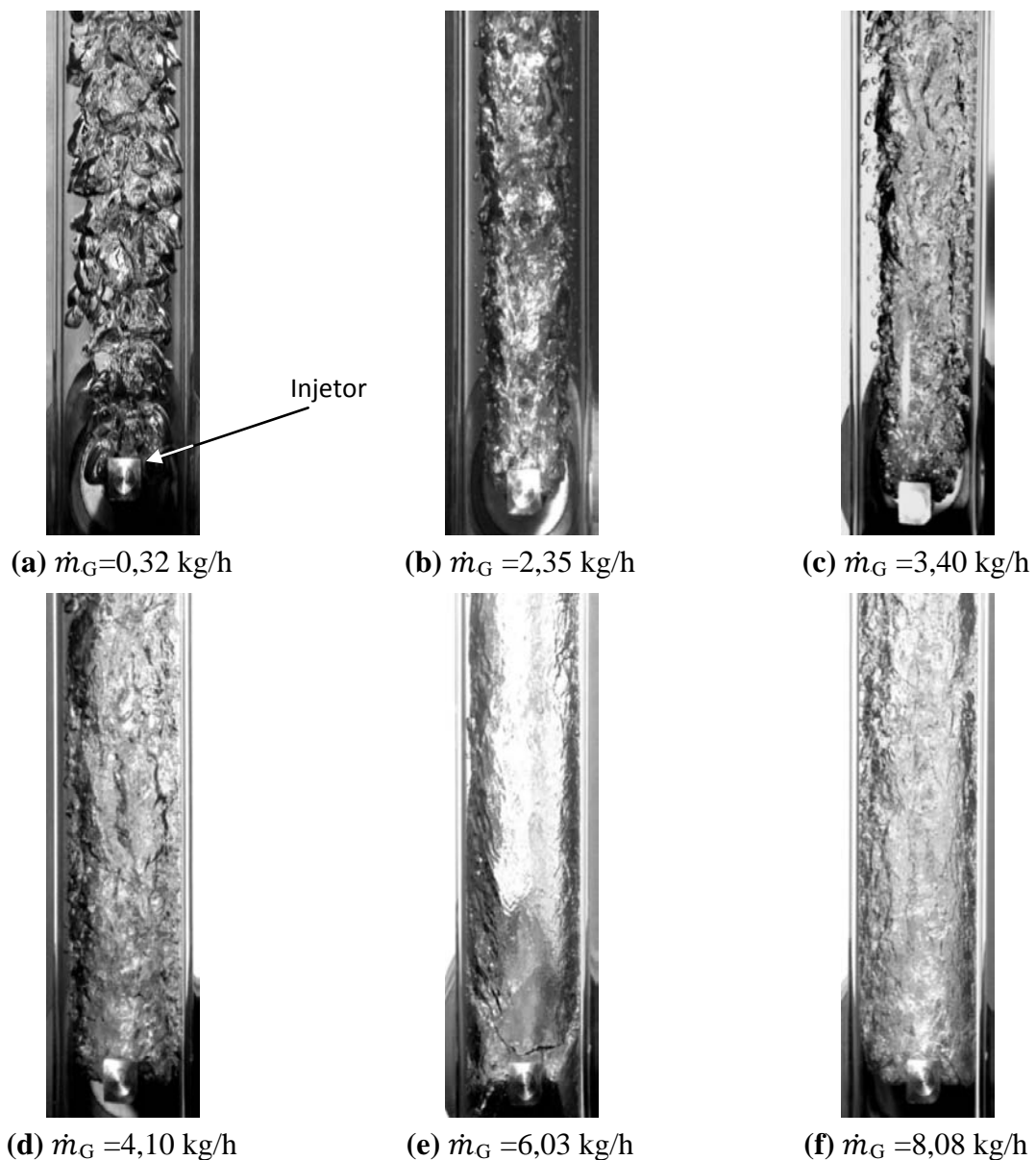


Figura 5.7: Configuração do escoamento na região de injeção do sistema, utilizando-se o injetor 15F.

Nas Figuras 5.7(d), (e) e (f) observa-se que o jato de ar, que na Figura 5.7(b) apresentava um diâmetro médio de aproximadamente de 12 mm, vai, gradativamente, ocupando toda a seção transversal do tubo. Em razão disto, as pequenas bolhas dispersas, antes observadas na região parietal, tornam-se, agora, muito mais escassas.

É interessante destacar que, para vazões de gás mais elevadas, a partir de 3,5 kg/h, o ar expelido a alta pressão pelos furos laterais do injetor 15F passa a se chocar contra as paredes do *riser*, aumentando as perdas hidráulicas e, ao mesmo tempo, criando certo bloqueio ao bombeamento de líquido. Em conseqüência disto, a queda verificada na eficiência do sistema para altas vazões de ar torna-se mais importante que a aquela obtida com o uso do injetor 3F, como mostrado anteriormente na Figura 5.5(d).

A Figura 5.8 mostra, para diferentes condições de operação, as características do escoamento no pistão de líquido que segue a bolha de Taylor.

Para vazão mássica de ar fixada em 0,32 kg/h, Figura 5.8(a), é possível observar, na região do *riser* compreendida entre 90 e 110 cm, a presença de bolhas de pequeno diâmetro no pistão de líquido. Através de um processo de coalescência, estas bolhas aumentam seu tamanho, à medida que se afastam da bolha de Taylor.

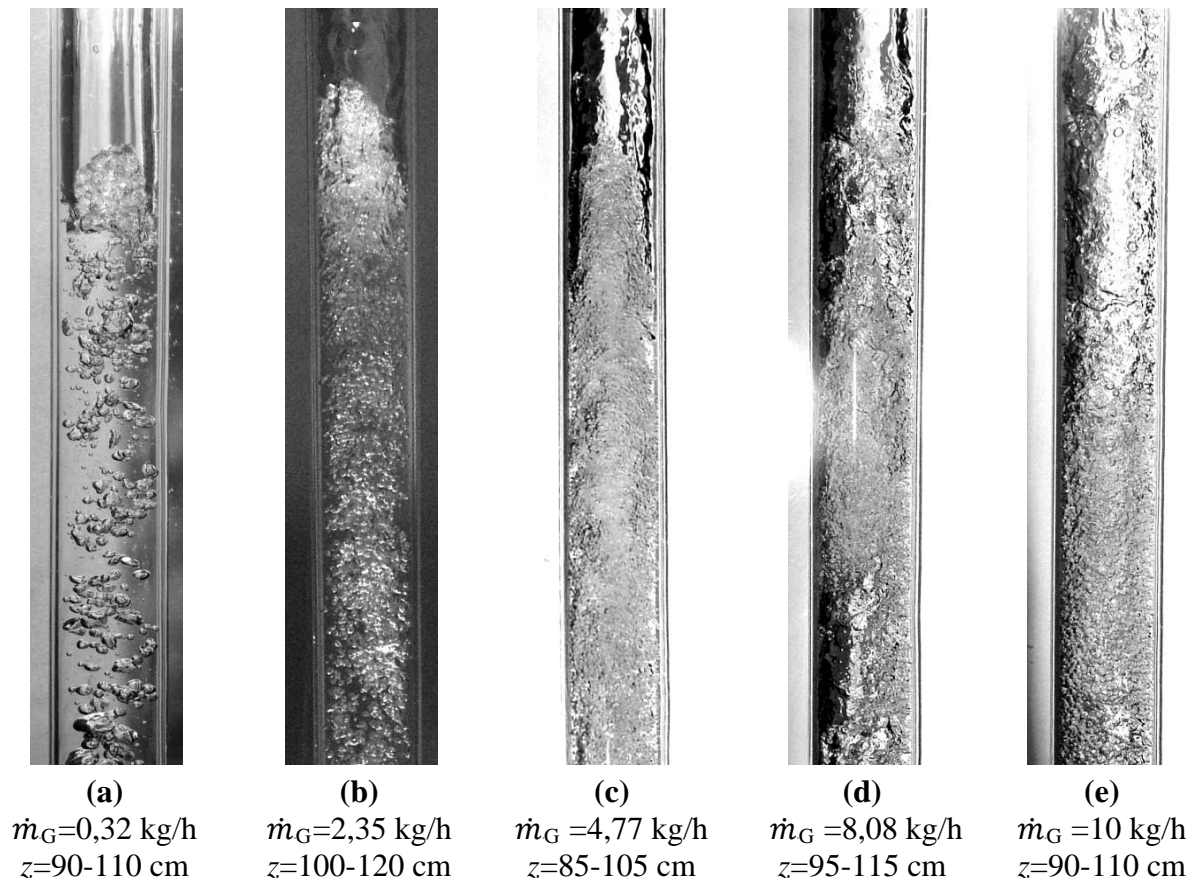


Figura 5.8: Distribuição de bolhas no pistão de líquido.

A Figura 5.8(b) mostra que o processo de aeração do pistão de líquido é bastante intensificado, quando a vazão mássica de ar passa para 2,35 kg/h. Neste caso, o aumento no número de pequenas bolhas é acompanhado pela diminuição do diâmetro das mesmas.

Como pode ser visto nas Figuras 5.8(c), (d) e (e), o subseqüente aumento da vazão de ar, intensifica ainda mais o processo de aeração do pistão de líquido, provocando a transição do padrão de escoamento de pistonado para agitante. Esta evolução é provocada pelas tensões cisalhantes que atuam no escoamento, devido à diferença de velocidade entre as fases líquida e gasosa. A ação dessas tensões traz como consequência a quebra das bolhas de gás, ou *break-up*, como este mecanismo é conhecido na literatura anglo-saxônica.

Nas imagens da Figura 5.9, observam-se as características do escoamento bifásico no trecho inicial do *riser*, para uma mesma vazão de gás, fixada em 3,40 kg/h.

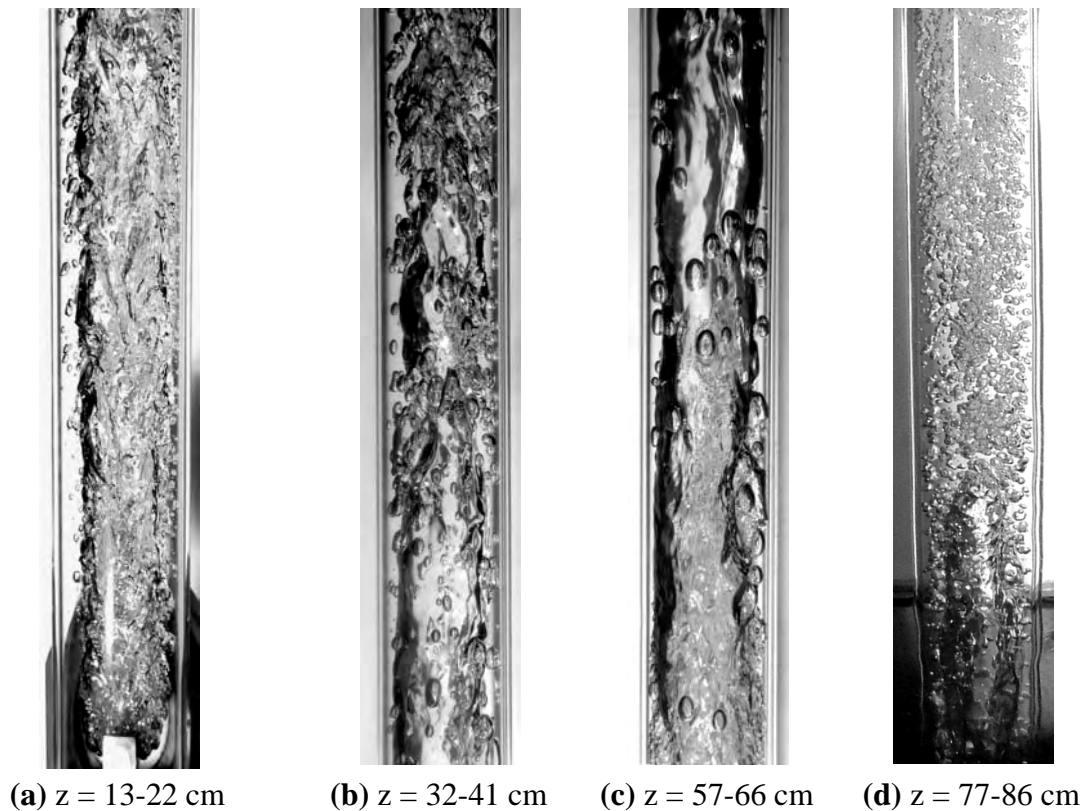


Figura 5.9: Transição do escoamento em bolhas para o escoamento pistonado, para $\dot{m}_G = 3,40$ kg/h.

A Figura 5.9(a) mostra o trecho inicial do escoamento bifásico, localizado logo acima do ponto de injeção. Nessa região, observam-se pequenas bolhas que se desprendem da pluma de gás formada a partir do injetor, pela ação das tensões cisalhantes atuando na interface gás-líquido, devido aos altos gradientes de velocidade entre as duas fases. A Figura 5.9(b) mostra

que um importante processo de coalescência das bolhas de ar ocorre na região compreendida entre 32 e 41 cm do *riser*. Nesta região, observa-se que o gás se desloca de forma razoavelmente caótica na zona central do tubo, sem um padrão de escoamento muito bem definido. Na região localizada entre 57 cm a 66 cm do *riser*, Figura 5.9(c), o escoamento no centro do tubo já se dá de forma mais organizada. As poucas bolhas de ar que ainda persistem na região líquida anular são pressionadas contra a parede, sendo forçadas a coalescerem com o núcleo gasoso. No trecho que vai de 77 a 86 cm, Figura 5.9(d), a formação de uma bolha de Taylor já pode ser identificada.

5.5. TOMADAS DE VÍDEO DE ALTA VELOCIDADE

Fixando-se a vazão de ar em 1,16 kg/h e a razão de submersão em 0,67, foram realizadas várias tomadas de vídeo ultra-rápido, cobrindo a região do *riser* que vai de 40 a 60 cm, a partir de sua base. Na Figura 5.10, cinco fotogramas espaçados em intervalos iguais de 0,02 s foram selecionados, com o objetivo de mostrar a transição do escoamento em bolhas para o escoamento pistonado e o papel da coalescência de bolhas dispersas na formação da bolha de Taylor.

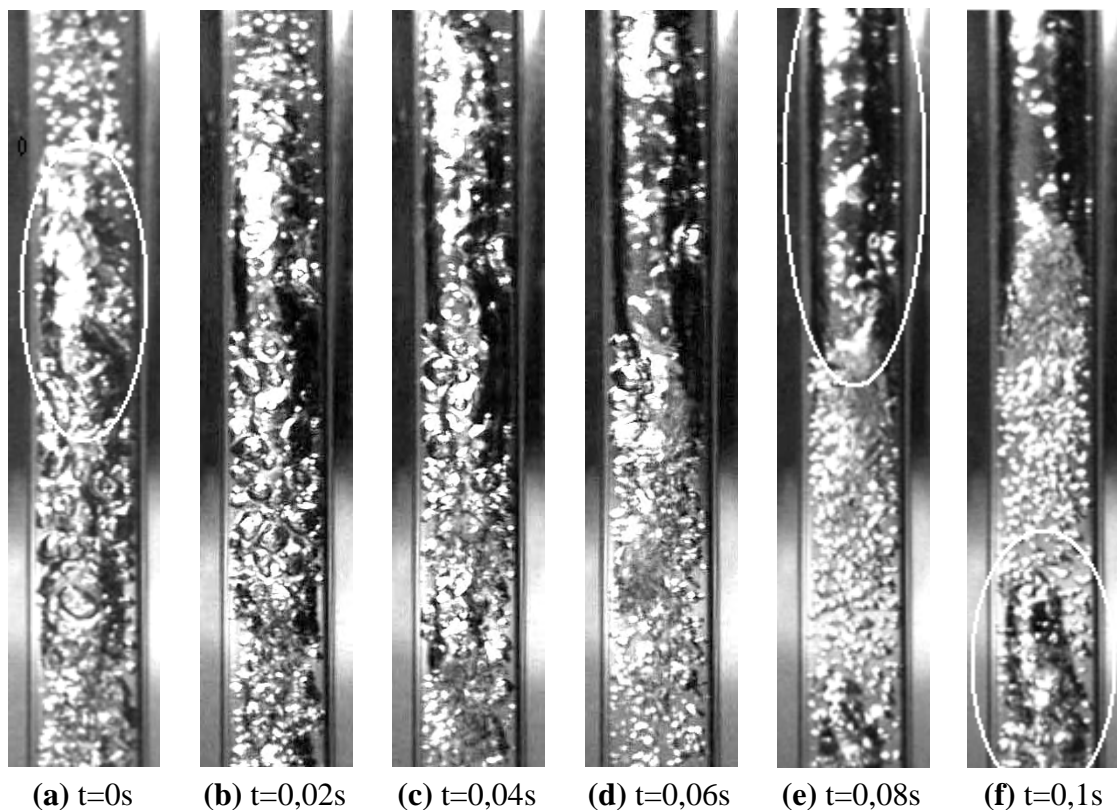


Figura 5.10: Transição do escoamento bolhas para o escoamento pistonado na região do *riser* compreendida entre $z = 40$ e 60 cm

Na região da Figura 5.10(a) circundada por uma elipse branca, nota-se a presença de uma bolha maior, seguida por um grupo de bolhas menores. Com o decorrer do tempo, percebe-se que este grupo de bolhas, que apresenta maior velocidade, encontra o caminho obstruído pela bolha maior e, por coalescência, acabam por se unirem a ela, dando origem à bolha de Taylor, destacada na Figura 5.10(e).

Para o instante $t = 0,1$ s, Figura 5.10(f), observa-se um pistão de líquido contendo, em seu interior, um grande número de micro-bolhas de ar e, à sua frente, uma bolha de Taylor já formada. Na parte baixa da imagem, observa-se que as micro-bolhas do pistão de líquido são capturadas pela bolha de Taylor que o segue.

5.6 RELAÇÕES DE FECHAMENTO

A partir das tomadas de vídeo, realizadas com o auxílio da filmadora de alta velocidade, foi possível determinar a velocidade das bolhas de Taylor e a frequência característica do escoamento pistonado. O processo de obtenção destas variáveis é bastante simples, uma vez que a câmera associa, a cada frame, um *time code*, que permite identificar, com grande exatidão, o instante de captura de qualquer frame. Assim, fixando-se um ponto de referência sobre o *riser*, pode-se obter, durante uma reprodução do vídeo em *slow motion*, a velocidade de ascensão das bolhas, V_{BT} , e as correspondentes frequências de passagem, f , apenas identificando-se o instante em que sucessivas bolhas de Taylor passam pelo ponto de referência.

5.6.1 Velocidade de bolha

Para analisar o comportamento da velocidade da bolha de Taylor, foram selecionadas três diferentes vazões de gás, para cada um dos injetores, mantendo-se a razão de submersão fixa em 0,67. Para cada um dos casos, foram realizadas três medições, a partir das quais foram extraídas as correspondentes médias. As velocidades de gás e de líquido utilizadas em cada um destes ensaios são resumidas na Tabela 5.2. Os resultados obtidos são comparados com os fornecidos pela Equação 3.12, utilizando-se os diferentes valores das constantes C_0 e C_1 dados na Tabela 3.1.

Imagens obtidas durante o Ensaio 1 do injetor 3F podem ser observadas na Figura 5.11. Analisando-se a Figura 5.11(a), pode-se verificar que a frente da bolha de Taylor percorreu 22,5 cm em 0,16 s, o que resulta em uma velocidade de ascensão de

1,406 m/s. Nas Figuras 5.11(b) e (c), os mesmos cálculos conduzem às velocidades de 1,392 m/s e 1,388 m/s, respectivamente, resultando em uma velocidade média para as três medições de 1,396 m/s.

Tabela 5.2: Tabela das velocidades superficiais de gás e de líquido utilizados nos ensaios para a determinação das velocidades de bolha e das frequências do escoamento pistonado.

VELOCIDADE SURPERFICIAL	INJETOR 3F			INJETOR 15F		
	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3
V_{SG} (m/s)	0,444	1,050	3,102	0,357	0,531	2,311
V_{SL} (m/s)	0,381	0,501	0,499	0,152	0,367	0,476

As imagens que se prestaram ao cálculo das velocidades de bolha para todos os demais ensaios, tanto do injetor 3F quanto 15F, são apresentadas sequencialmente nas Figuras 12 a 16. Os correspondentes valores de velocidade são reunidos na Tabela 5.3, onde são comparados com correlações da literatura.

Tabela 5.3: Velocidades de ascensão da bolha de Taylor – comparação entre dados experimentais e correlações propostas na literatura.

AUTOR	VELOCIDADE DE BOLHA (m/s)					
	INJETOR 3F			INJETOR 15F		
	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3
Presente trabalho	1,396	2,462	3,879	0,549	1,466	4,178
Nicklin <i>et al.</i> (1962)	1,162	2,035	4,495	0,784	1,250	3,519
Dukler <i>et al.</i> (1985)	1,008	1,898	4,409	0,621	1,097	3,413
Théron (1989)	1,162	2,034	4,494	0,783	1,249	3,518
Petalas e Aziz (1998)	1,061	1,999	4,643	0,654	1,155	3,594

O desvio relativo entre os dados experimentais e os valores dados pelas diferentes correlações discriminadas na Tabela 5.4 pode ser definido pela relação:

$$e(\%) = \frac{|y - y_{exp}|}{y_{exp}} \cdot 100 \quad (5.2)$$

sendo e o erro relativo, y o valor calculado e y_{exp} o valor obtido experimentalmente no presente trabalho.

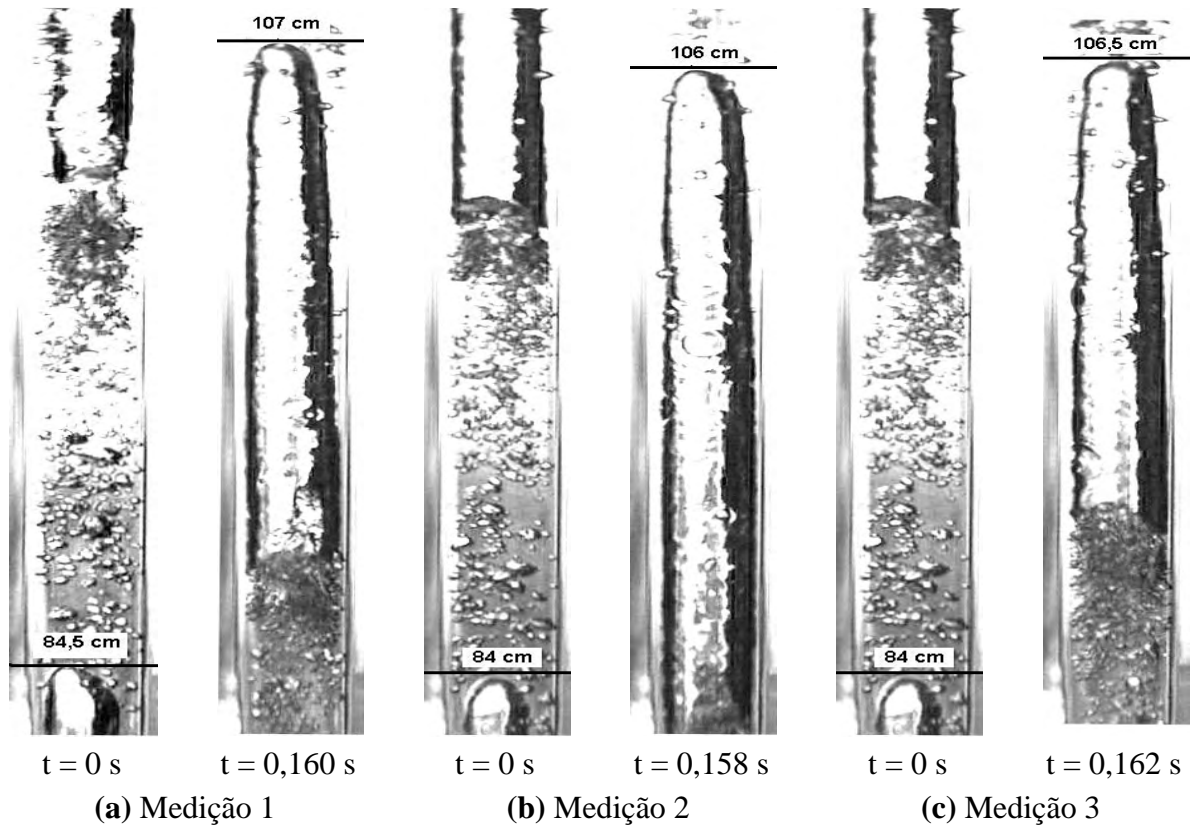


Figura 5.11: Imagens correspondentes ao Ensaio 1, para o injetor 3F.

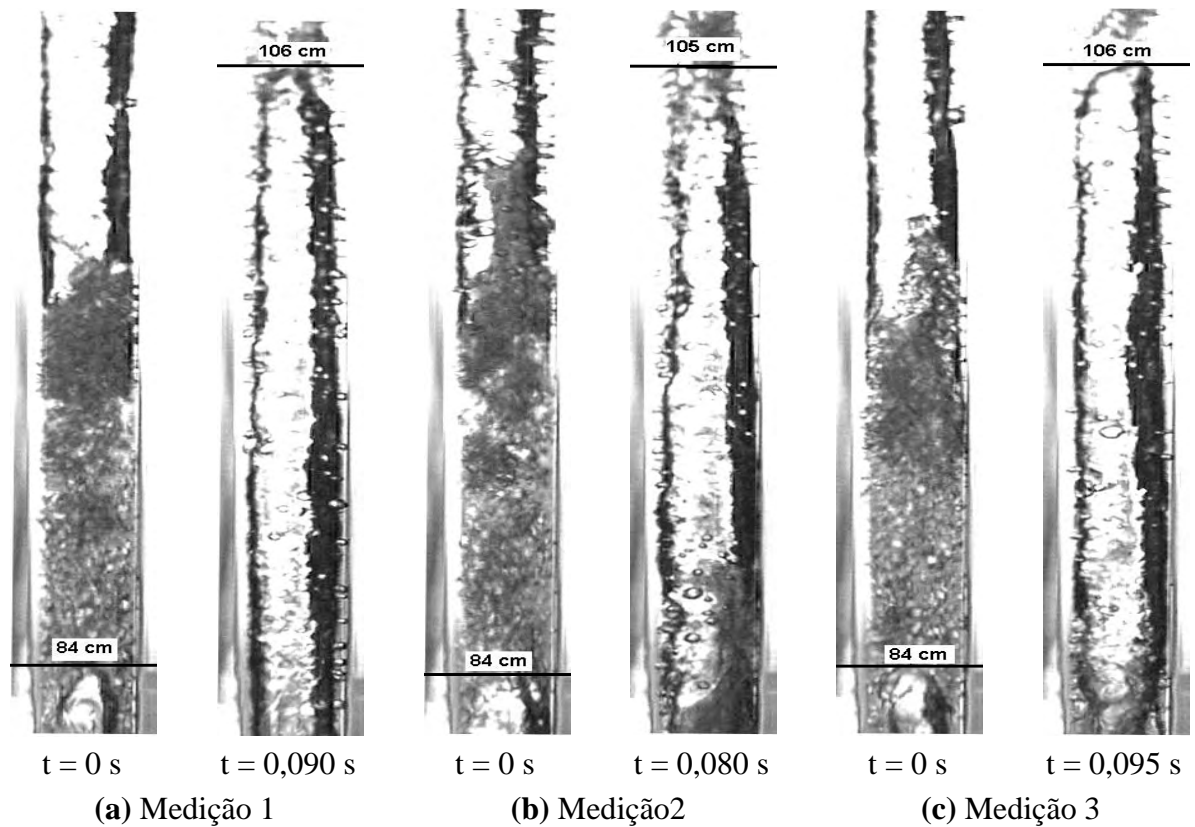


Figura 5.12: Imagens correspondentes ao Ensaio 2, para o injetor 3F.

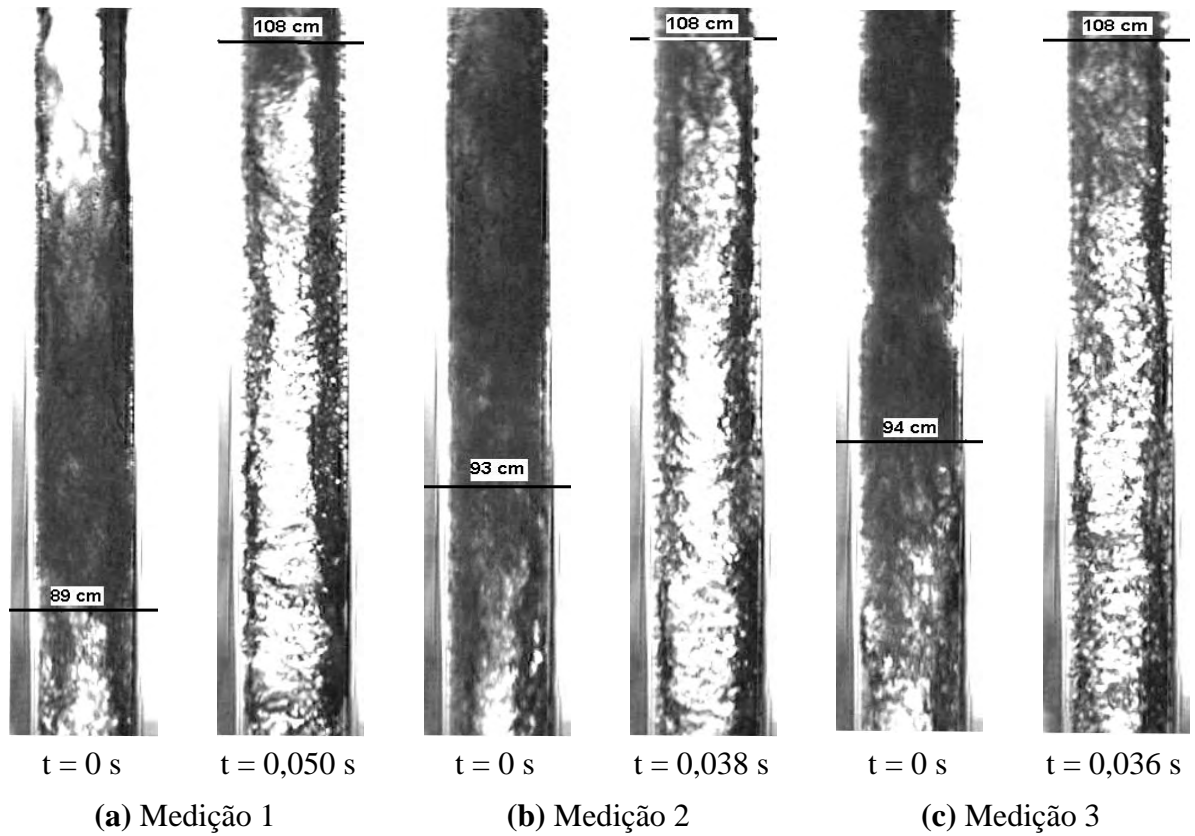


Figura 5.13: Imagens correspondentes ao Ensaio 3, para o injetor 3F.

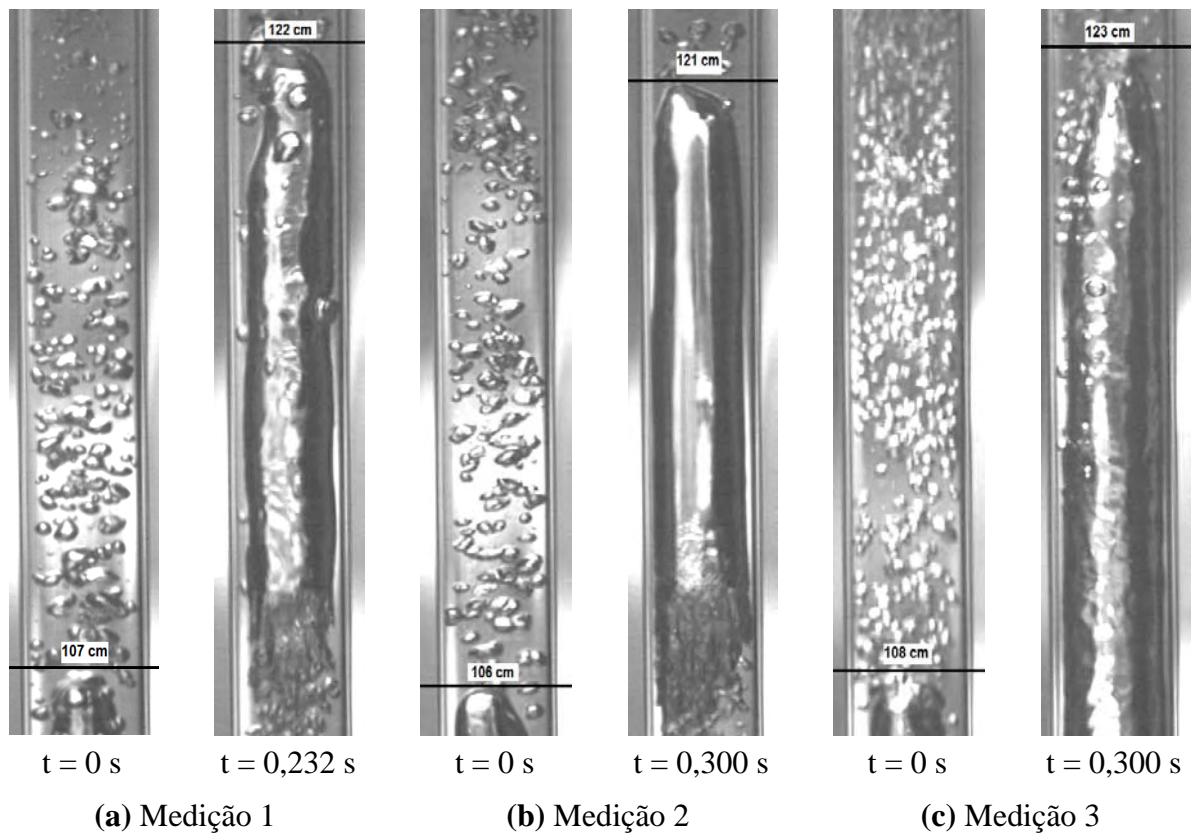


Figura 5.14: Imagens correspondentes ao Ensaio 1, para o injetor 15F..

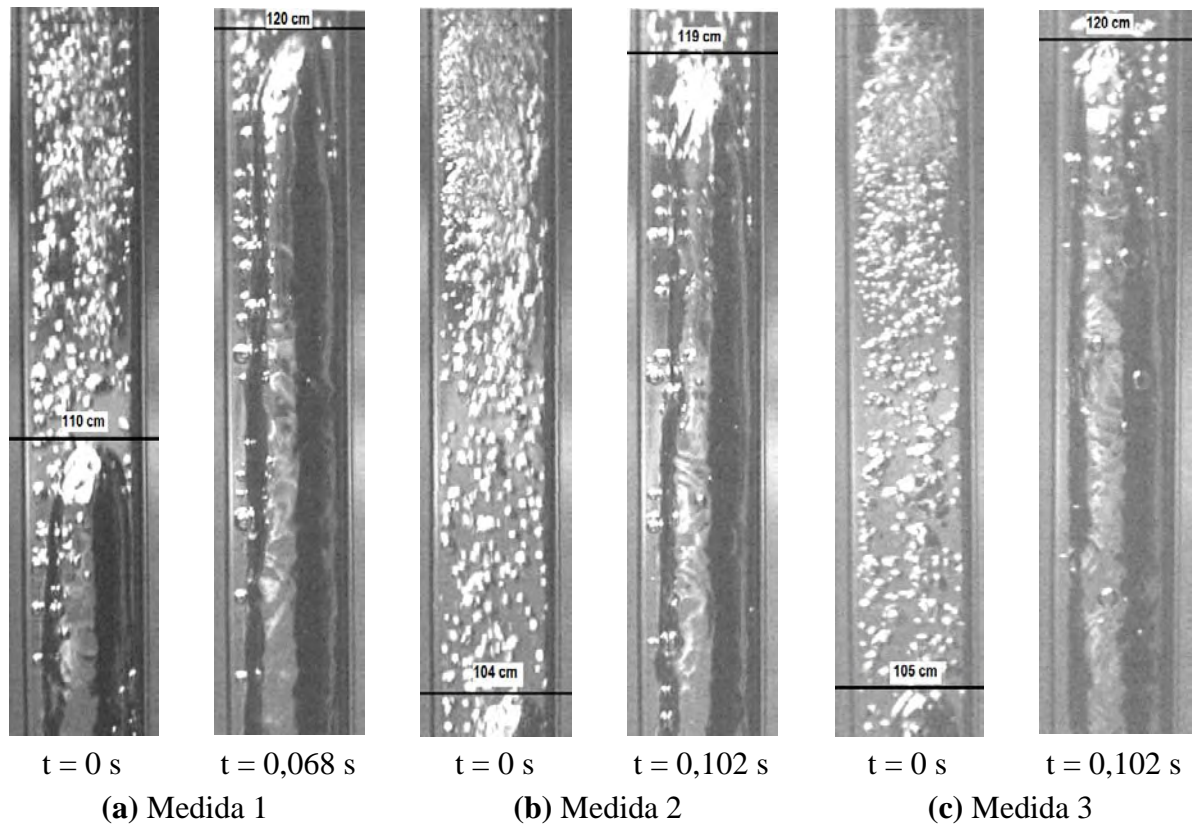


Figura 5.15: Imagens correspondentes ao Ensaio 2, para o injetor 15F.

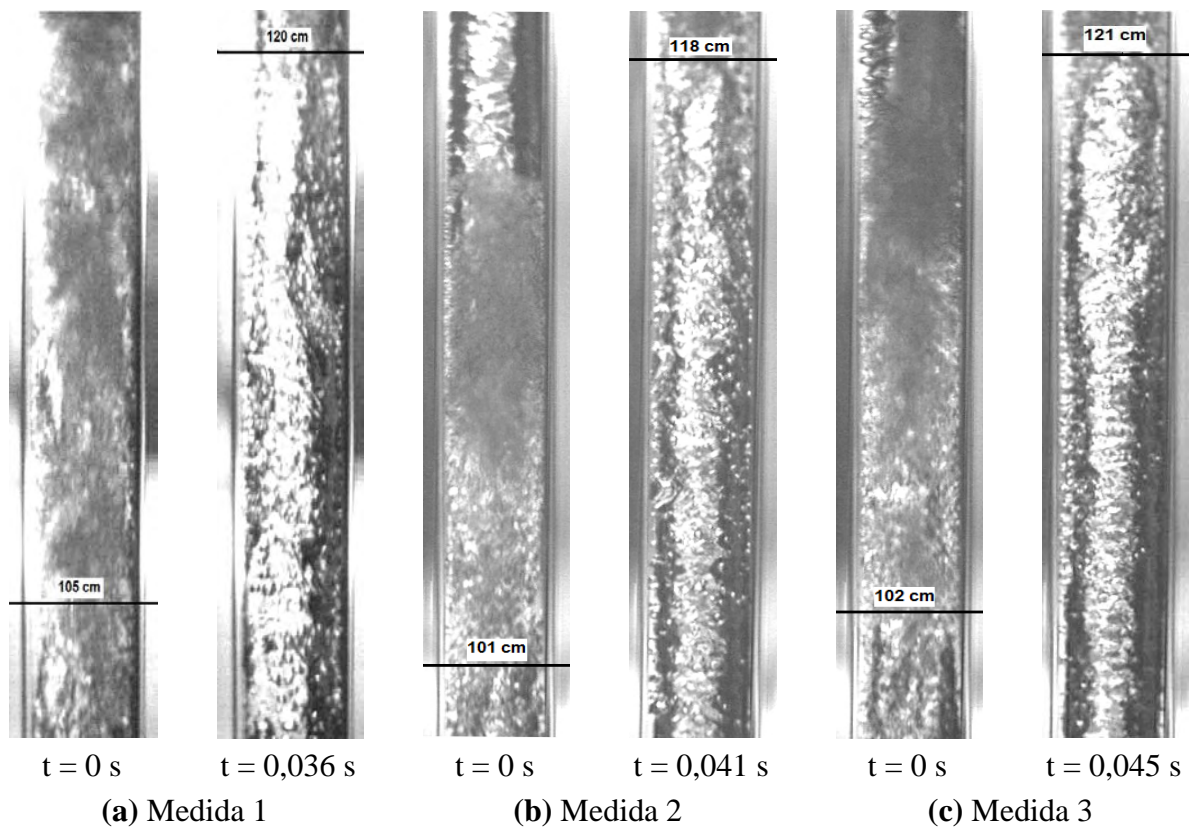


Figura 5.16: Imagens correspondentes ao Ensaio 3, para o injetor 15F.

A Tabela 5.4 mostra que a maioria dos resultados experimentais apresenta um desvio inferior a 20%, em relação às correlações da literatura. Apenas em alguns poucos casos desvios superiores a 40% foram encontrados. Deve-se salientar, entretanto, que as correlações que constam na literatura foram obtidas a partir da média de um grande banco de dados, enquanto que, no presente trabalho, tem-se a média da velocidade de apenas três bolhas.

Tabela 5.4: Desvio relativo da velocidade de bolha obtido neste trabalho em relação a correlações da literatura.

AUTOR	ERRO RELATIVO (%)					
	INJETOR 3F			INJETOR 15F		
	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3
Nicklin <i>et al.</i> (1962)	16,74	17,36	15,87	42,71	14,74	15,78
Dukler <i>et al.</i> (1985)	27,82	22,90	13,67	13,11	25,16	18,30
Théron (1989)	16,78	17,38	15,86	42,62	14,77	15,79
Petalas e Aziz (1998)	23,99	18,81	19,71	19,11	21,19	13,97

5.6.2 Frequência

Os valores experimentais correspondentes às frequências obtidas no presente trabalho estão expostos na Tabela 5.5, juntamente com os fornecidos por correlações da literatura. Analisando-se os dados de frequência obtidos experimentalmente, em conjunto com as velocidades de ascensão da bolha de Taylor apresentadas na Tabela 5.3, pode-se constatar que os valores da frequência de passagem das bolhas de Taylor diminuem, na medida em que a velocidade das bolhas aumenta. Como a frequência representa a razão entre a velocidade de bolha e o tamanho de uma célula unitária, conclui-se que a queda da frequência implica em um aumento no tamanho da célula.

Tabela 5.5: Frequências de passagem das bolhas de Taylor – comparação entre dados experimentais e correlações propostas na literatura.

AUTOR	FREQUÊNCIA (Hz)					
	INJETOR 3F			INJETOR 15F		
	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3	ENSAIO 1	ENSAIO 2	ENSAIO 3
Presente trabalho	3,74	6,33	5,74	1,49	6,70	5,06
Zabaras (2000)	6,35	4,56	2,64	3,67	5,52	2,75
Sakaguchi (2001)	6,94	7,35	7,94	4,56	6,72	7,62

Utilizando-se a mesma Equação 5.2 para o cálculo do desvio entre os presentes dados experimentais e as correlações propostas por outros autores, puderam-se obter os valores apresentados na Tabela 5.6. Neste caso, entretanto, a faixa de desvios encontrada é significativamente maior que para o caso das velocidades de bolha, variando entre mais de 200% para o Ensaio 1 com o injetor 15F, a praticamente zero para o Ensaio 2, com o mesmo injetor. Como estas correlações foram obtidas a partir de dados experimentais, pode-se especular que as condições do Ensaio 2 estejam mais próximas às condições de teste que deram origem às correlações. Esta questão, entretanto, deve ser investigada com mais profundidade, já que a origem destas divergências pode estar, em grande parte, na incerteza associada aos processos de determinação experimental desta grandeza.

Tabela 5.6: Desvio relativo das frequências de passagem da bolha de Taylor obtida no presente trabalho, em relação a correlações da literatura.

<i>AUTOR</i>	<i>DESVIO RELATIVO (%)</i>					
	<i>INJETOR 3F</i>			<i>INJETOR 15F</i>		
	<i>ENSAIO 1</i>	<i>ENSAIO 2</i>	<i>ENSAIO 3</i>	<i>ENSAIO 1</i>	<i>ENSAIO 2</i>	<i>ENSAIO 3</i>
Zabaras (2000)	69,91	27,96	54,10	146,89	17,52	45,69
Sakaguchi (2001)	85,80	16,16	38,24	206,95	0,35	50,56

CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Conhecido há mais de um século e apresentando uma série de vantagens em relação a outros dispositivos de bombeamento, o sistema *gas-lift* tem sido extensamente utilizado em vários setores da indústria, da farmacêutica à nuclear, passando pela petrolífera e pela mineradora. Em vista disso, o número de trabalhos científicos dedicados ao estudo deste tipo de sistema é, hoje, razoavelmente vasto, abrangendo estudos teóricos, numéricos e experimentais. Ainda assim, muitos aspectos associados ao escoamento bifásico no interior do riser ainda não são bem conhecidos. Uma melhor compreensão dos mecanismos de interação entre as fases líquida e gasosa pode auxiliar na busca de soluções que melhorem a eficiência e a confiabilidade do sistema, justificando os esforços de pesquisa feitos nesta direção.

Com o objetivo de contribuir com o estudo do sistema *gas-lift*, realizou-se, no presente trabalho, um estudo experimental do funcionamento de um aparato deste tipo, construído em escala de laboratório.

Dois tipos de injetores na forma de cilindros de base quadrada foram testados – um deles com três furos sobre apenas uma de suas faces laterais (injetor 3F) e o outro com quinze furos, distribuídos cinco a cinco, sobre três das quatro faces laterais (injetor 15F). Comparando-se os resultados obtidos, foi possível observar que a forma do injetor afeta a distribuição inicial do gás no interior do *riser*, exercendo influência sobre a eficiência do sistema. De maneira geral, o sistema equipado com o injetor 15F apresentou uma eficiência máxima maior que a obtida com o injetor 3F, principalmente para altas razões de submersão. Por outro lado, após o ponto de máxima eficiência, a queda do rendimento do sistema operando com o injetor 15F é mais acentuada que a do injetor 3F. Por isto, em algumas condições de funcionamento – por exemplo, vazão de ar de 7 kg/h e a razão de submersão de 0,75 – o sistema equipado com o injetor 3F foi capaz de bombear cerca de 100 kg/h de água a mais do que o sistema munido do injetor 15F.

Imagens do escoamento foram capturadas tanto na forma *still photo* (imagem congelada) como em vídeo ultra-rápido. Estes ensaios de visualização permitiram observar,

para variadas condições de operação do sistema, diferentes padrões de distribuição espacial entre fases, além de mecanismos típicos da interação gás-líquido em sistemas deste tipo, tais como os processos de quebra (*break-up*) e coalescência de bolhas.

Neste contexto, o processo de *break-up* pôde ser nitidamente observado na região posterior da bolha de Taylor. Observou-se ainda que, na medida em que a vazão de ar é aumentada, ocorre uma diminuição no tamanho e um aumento do número das bolhas, indicando um aumento nas tensões de cisalhamento, provocado pelo maior escorregamento entre as fases. Com isto, as perdas hidráulicas também são penalizadas.

As tomadas de vídeo ultra-rápido possibilitaram a visualização do fenômeno de formação da bolha de Taylor. A análise destes vídeos em *slow motion* permitiu também a medição da velocidade e da frequência de passagem das bolhas de Taylor, mostrando detalhes do escoamento pistonado, desde a região de transição.

Deve-se acrescentar, ainda, que os resultados qualitativos auxiliaram também na interpretação de dados quantitativos. De fato, mapas de fluxo são frequentemente empregados como elementos de orientação no estudo de sistemas *gas-lift*. Com o auxílio da visualização de escoamentos, observou-se, no presente trabalho, que nem todos os mapas que retratam o escoamento gás-líquido ascendente podem ser aplicados para qualificar o escoamento em *risers* de sistemas *gas-lift*. Neste sentido, dois mapas propostos por autores distintos – Taite et al. (1980) e Samaras e Margaris (2005) – foram comparados entre si, no que tange à sua adequação aos dados experimentais do presente trabalho. Como resultado, pode-se dizer que o mapa de Samaras e Margaris (2005) apresentou uma adequação claramente superior ao de Taite et al. (1980), uma vez que a maioria dos pontos obtidos experimentalmente puderam ser alocados na região de escoamento pistonado, como observado nos ensaios de visualização.

Finalmente, cabe considerar que, durante a realização da campanha experimental, várias idéias para futuras investigações foram surgindo, que poderiam ser implementadas como uma extensão dos estudos aqui desenvolvidos. As principais dentre elas são as seguintes:

- Utilizar a técnica de injeção de corante para visualizar o comportamento do filme de líquido que se forma entre o tubo e a bolha de Taylor;
- Medir a fração de vazio em pontos específicos do *riser* e, utilizando os valores obtidos para aprimorar o cálculo das velocidades de cada fase;
- Medir da pressão ao longo do *riser* para melhor caracterizar o escoamento bifásico ascendente, visando aperfeiçoar o funcionamento sistema;

- Medir da pressão ao longo do *riser* para melhor caracterizar o escoamento bifásico ascendente, visando aperfeiçoar o funcionamento sistema;
- Analisar a eficiência do sistema operando com outros líquidos e outros gases, comparativamente ao sistema ar-água.

REFERÊNCIAS

AAMO, O.M.; EIKREM, G.O.; SIAHAAN, H.B.; FOSS, B.A. Observer design for multiphase flow in vertical pipes with gas-lift: theory and experiments. *Journal of Process Control*, Oxford, v.15, p.247-257, 2005.

ABED, K.A. Operational criteria of performance of air-lift pumps. *IE(I) Journal-MC*, v.84, p.1-6, 2003. Disponível em: <<http://www.ieindia.org/publish/mc/0403/april03mc1.pdf>>. Acesso em: 20 jun. 2008.

APAZIDIS, N. Influence of bubble expansion and relative velocity on the performances and stability of an airlift pump. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.4, p.459-79, 1985.

CACHARD, F.; DELHAYE, J.M. Stability of small diameter airlift pumps. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.24, p.17-39, 1997.

CARVALHO FILHO, C.O. *Produção de petróleo por elevação a gás intermitente: simulação e análise dos métodos convencional e invertido*. 2004. 218 p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.

CHEN, Y. *Modeling gas-liquid flow in pipes: flow pattern transitions and drift-flux modeling*. Stanford: Stanford University/Department of Petroleum, 2001.

CLARK, N.N.; DABOLT, R.J. A general design equation for air lift pumps operating in slug flow. *AICHE Journal*, New York, v.32, p.56-63, 1986.

DELMÉE, G.J. *Manual de medição de vazão*. 3.ed. São Paulo: Blucher, 2003.

DUKLER, A.E.; MOALEM, M.D.; BRAUNER, N. A physical model for predicting the minimum stable slug length. *Chemical Engineering Science*, London, v.40, p.1379-1385, 1985.

FUJIMOTO, H.; SHIO, M.; OMURA, A.; TAKUDA, H. Effect of local pipe bends on pump performance of a small air-lift system in transporting solid particle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Guildford, v.25, p.996-1005, 2004.

GOSLINE, J.E. Experiments on the vertical flow of gas-liquid mixtures in glass pipes. *Transactions of the American Institute of Mining, Metallurgical, and Petroleum Engineers.*, New York, v.118, p.56-70, 1936.

GOVIER, G.W.; RADFORD, B.A.; DUNN, J.S.C. The upward vertical flow of air-water mixtures. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Ottawa, v.35, p.58-70, 1957.

GUET, S.; OOMS, G. Fluid mechanical aspects of the gas-Lift technique. *Annual Review of Fluid Mechanics*, Palo Alto, v.38, p.225-249, 2006.

GUET, S.; OOMS, G.; OLIEMANS, R.V.A.; MUDDE, R.F. Bubble injector effect on the gas-lift efficiency. *AIChE Journal*, New York, v.49, p.2242-2252, 2003.

HEWITT, G.F.; ROBERTS, D.N. *Studies of two-phase flow patterns by simultaneous x-ray and flash photography*. 1969. 28 f., Report AERE-M 2159 – United Kingdom Atomic Energy Authority, Londres, 1969.

HJALMARS, S. The origin of instability in airlift pumps. *Journal of Applied Mechanics*, New York, v.40, p.399-404, 1973

HUSAIN, L.A.; SPEDDING, P.L. The theory of the gas lift pump. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.3, p.83-87, 1976

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL – Inmetro. *Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia*. Rio de Janeiro: Inmetro, 2003. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/infotec/vim.asp>>. Acesso em: 15 out. 2007.

JEELANI, S.A.K.; KASIPATIRAO, K.V.; BALASUBRAMANIAN, G.R. The theory of the gas lift pump a rejoinder. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.5, p.225-228, 1979.

KATO, H.; MIYAZAWA, T.; TIMAYA, S.; IWASAKI, T. A study of an airlift pump for solid particles. *Bulletin of the JSME*, Tokyo, v.18, p.286-294, 1975.

KHALIL, M.F.; ELSHORBAGY, K.A. Performance analysis of newly designed air lift riser. In: MULTIPHASE TRANSPORT CONFERENCE, 4, 1979, Miami. *Proceedings...* Miami: University of Miami, 1979. p.1793-1806

KHALIL, M.F.; ELSHORBAGY, K.A.; KASSAB, S.Z.; FAHMY, R.I. Effect of air injection method on the performance of an air lift pump. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Guildford, v.20, p.598-604, 1999.

KLINE, S.J; MCCLINTOCK, E.J. Uncertainties in single-sample experiments. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge, v.73, p.3-8, 1953.

MOFFAT, R.J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, New York, v.1, p.3-7, 1988.

MORRISON, G.L.; ZEINEDDINE, T.I.; HENRIKSEN, M.; TATTERSON, G.B. Experimental analysis of the mechanics reverse circulation air lift pump. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Washington, v.26, p.387-391, 1987.

NICKLIN, D.J. The air lift pump theory and optimization. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, London, v.41, p.29-39, 1963.

NICKLIN, D.J.; WILKES, J.O.; DAVIDSON, J.F. Two-phase flow in vertical tubes. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, London, v.40, p.61-68, 1962.

NICOLAU, V.P.; GÜTS, S. *Medição de vazão*. Labtermo EMC-UFSC. 1988. Disponível em: <<http://srv.emc.ufsc.br/labtermo/publicacoes.html>>. Acesso em: 28 set. 2007.

OHNUKI, A.; AKIMOTO, H. An experimental study on developing air-water two phase flow along a large diameter pipe: effect of air injection method. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.22, p.1143-1154, 1996.

PARKER, G.J. The effect of footpiece design on the performance of a small air lift pump. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Guildford, v.2, p.245-252, 1980.

PETALAS, N.; AZIZ, K. A mechanistic model for multiphase flow in pipes. ANNUAL TECHNICAL MEETING OF PETROLEUM SOCIETY OF CANADA, 49, 1998, Calgary. *Proceedings...* Calgary: [s.n.], 1998. Paper 98-39.

- PICKERT, F. The theory of the air-lift pump. *Engineering*, v.34, p.19-20, 1932.
- REINEMANN, D.J.; PARALANGE, J.Y.; TIMMONS, M.B. Theory of small diameter air lift pumps. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.16, p.113-122, 1990.
- RODRIGUES, H.T.; MORALES, R.E.M.; MAZZA, R.A.; ROSA, E.S. A comparative study of closure equations for gas-liquid slug flow. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING – COBEM, 19, 2007, Brasília. *Proceedings...* Brasília: [s.n.], 2007. 1 CD-ROM.
- SAITO, T.; KAJISHIMA, T.; TSUCHIYA, K.; KOSUGI, S. Mass transfer and structure of bubbly flows in a system of CO₂ disposal into the ocean by a gas-lift column. *Chemical Engineering Science*, New York, v.54, p.4945-4951, 1999.
- SAITO, T.; KAJISHIMA, T.; TSUCHIYA, K. Pumping characteristics of a large-scale gas-lift system. *Experimental Thermal and Fluid Science*, New York, v.28, p.479-488, 2004.
- SAKAGUCHI, T. Correlations for large bubble length, liquid slug length, slug unit length and slug period of gas-liquid two-phase slug flow in vertical pipes. In: INTERNATIONAL CONFERENCE OF MULTIPHASE FLOW – ICMF, 4, 2001, New Orleans, 2001. *Proceedings...* New Orleans: [s.n.] , 2001. 1 DVD.
- SAMARAS, V.C.; MARGARIS, D.P. Two-phase flow regime maps for air-lift pump vertical. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.31, p.757-766, 2005.
- SOROUR, M.M. Experiments in two phase flow bubble slug transition in a vertical annulus. *International Journal of Multiphase flow*, Elmsford, v.1, p.167-183, 1984.
- STENNING, A.H.; MARTIN, C.B. An analytical and experimental study of airlift pump performance. *Journal of Engineering for Power*, New York, v.90, p. 106-110, 1968.
- STEPANOFF, A.J. Thermodynamics theory of air lift pump. *Transactions of the ASME*, New York, v.51, p.49-55, 1929.
- TAITEL, Y.; BORNEA, D.; DUKLER, A.E. Modeling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. *AIChE Journal*, New York, v.26, p.345-354, 1980.

THERON, B. *Écoulements diphasique instationnaires en conduite horizontale*. 1989. Thèse (Doctorat) – Institut national Polytechnique de Toulouse, Toulouse, 1989.

THOMAS, J.E. *Fundamentos de engenharia de petróleo*. 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

TODOROKI, I.; SATO, Y.; HONDA, T. Performance of airlift pumps. *Bulletin of the JSME*, Tokyo, v.16, p.733-741, 1973.

VILLELA, S.M. *O sistema air-lift de bombeamento por ar comprimido*. 1963. 84 f. Tese (Livre Docência) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1963.

WHALLEY, P.B. *Boiling, condensation, and gas-liquid flow*. Oxford: Clarendon Press, 1987..

WHITE, F.M. *Fluid mechanics*. 2.ed. New York: McGraw-Hill, 1986.

YOSHINAGA, T.; SATO, Y. Performance of an air-lift pump for conveying coarse particles. *International Journal of Multiphase Flow*, Elmsford, v.22, p.223-238, 1996.

ZABARAS, G.J. Prediction of slug frequency for gas/liquid flows. *SPE Journal*, Brookfield, v.5, p.252-258, 2000.

ZUBER, N.; FINDLAY, J.A. Average volumetric concentration in two-phase flow systems. *Journal of Heat Transfer*, New York, v.87, p.453-468, 1965.

CALIBRAÇÃO DE INSTRUMENTOS

Segundo o Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia, Inmetro (2003), calibração é o conjunto de operações que estabelece, sob condições especificadas, a relação entre os valores indicados por um instrumento ou sistema de medição, ou valores representados por uma medida materializada ou um material de referência, e os valores correspondentes das grandezas estabelecidas por padrões.

Neste anexo, são apresentadas informações referentes ao processo de calibração de elementos do sistema de medição de vazão de ar empregado nos ensaios experimentais.

A.1 PLACA DE ORIFÍCIO

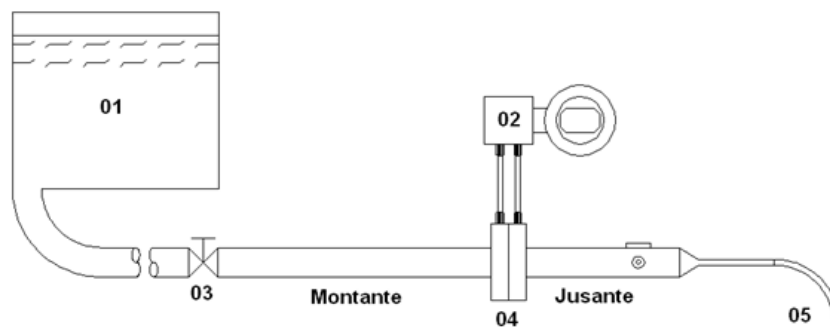
A Figura A.1 ilustra a montagem experimental utilizada para calibrar a placa de orifício utilizada na medição da vazão de ar injetado no sistema *gas-lift*, confeccionada e instalada segundo a norma ASME 1971. Por limitações de ordem construtivas, entretanto, a rugosidade recomendada pela norma para o trecho reto que antecede a placa não foi obedecida.

O funcionamento do sistema é bastante simples, podendo ser descrito como segue. A água armazenada em um reservatório de nível constante escoava por um tubo de 32 mm de diâmetro interno, até chegar a uma válvula reguladora de vazão, instalada no início do trecho reto que conduz o escoamento até a placa de orifício. A função deste trecho reto é garantir um perfil do escoamento completamente desenvolvido na entrada placa de orifício. A diferença de pressão provocada pelo elemento deprimogênio é medida com o auxílio de um transmissor diferencial de pressão, marca Yokogawa, modelo EJA 120 – DES4A-22DC/D4, o mesmo utilizado durante a realização da campanha experimental do sistema *gas-lift*.

O procedimento de calibração envolve as etapas explicitadas a seguir.

- 1) Abrir a válvula de controle de vazão e o dreno localizado no transmissor diferencial de pressão, para a remoção do ar eventualmente aprisionado no sistema;
- 2) Ajustar a válvula reguladora de vazão à posição desejada;

- 3) Esperar de 10 a 15 minutos, verificando-se frequentemente a estabilidade do escoamento, até que a condição de regime permanente seja atingida;
- 4) Realizar, com o auxílio de um cronômetro digital e de uma proveta graduada de 2000 ml, seis medições de vazão para uma mesma abertura da válvula reguladora;
- 5) Aumentar a vazão de água e retornar ao passo (3)
- 6) Após atingida a vazão máxima, repetir o procedimento de calibração no sentido da máxima para a mínima vazão, avaliando-se eventuais efeitos de histerse.



- 01 – Reservatório de nível constante.
 02 – Transmissor diferencial de pressão.
 03 – Válvula reguladora de vazão.
 04 – Placa de orifício.
 05 – Saída de água para a proveta graduada de 2000 ml.

Figura A.1: Sistema de calibração da placa de orifício

Os resultados obtidos com os procedimentos descritos anteriormente permitiram traçar uma curva de calibração do coeficiente de descarga em função do número de Reynolds, permitindo que placa pudesse ser empregada com diferentes fluidos de trabalho. A Figura A.2 mostra que os resultados obtidos situam-se, em média, 8% acima da curva de calibração sugerida pela norma ASME 1971.

Com base neste conjunto de pontos experimentais, foram determinados os coeficientes CL e b da Equação de Stolz , Nicolau e Güts (1988), dada por:

$$C = CL + \frac{b}{\sqrt{Re}} \quad (\text{A.1})$$

resultando na seguinte expressão:

$$C = 0,63881 + \frac{3,71479}{\sqrt{Re}} \quad (\text{A.2})$$

a qual é capaz de representar o coeficiente de descarga da placa de orifício, C , com uma dispersão máxima da ordem de 3,7%.

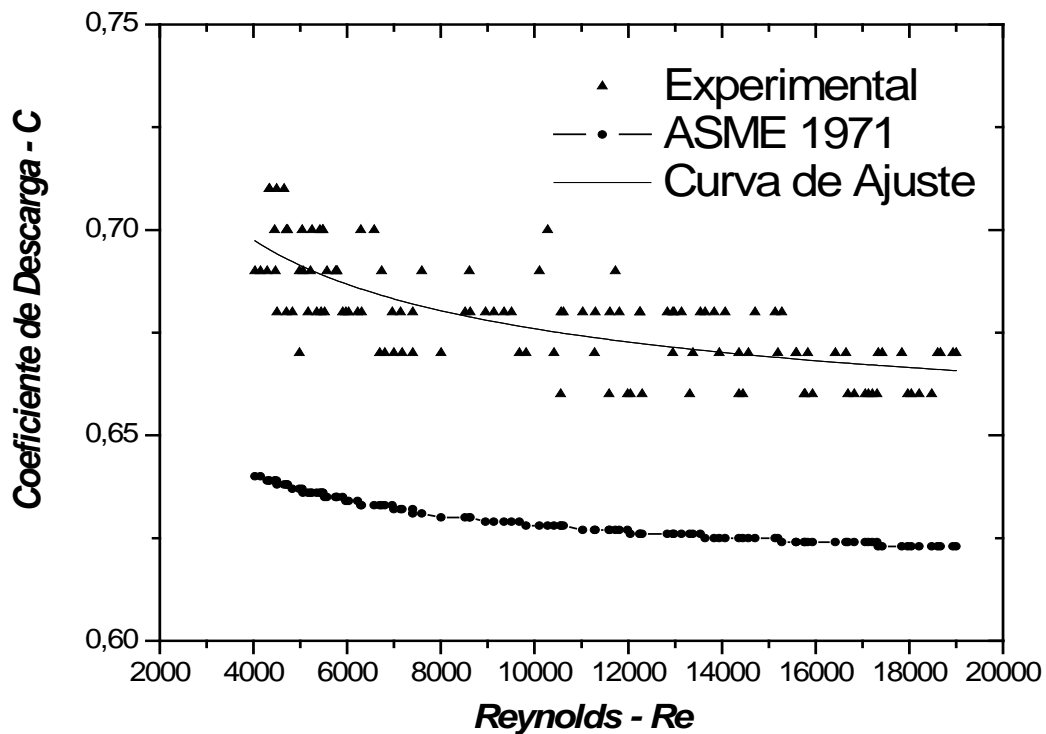


Figura A.2: Curva de Calibração da placa de orifício.

A.2 TERMOPAR

Para a medição da temperatura do ar, foi utilizado um termopar do tipo T (cobre/constantan), cuja calibração foi realizada empregando-se a montagem mostrada na Figura A.3, composta pelo termopar a ser aferido, uma garrafa térmica com água e gelo fundente em equilíbrio térmico, um multímetro digital, um banho termostático, termômetros de precisão e uma serpentina.

Utilizando-se gelo, o banho termostático foi mantido, inicialmente, a uma temperatura de 0°C , igual àquela encontrada na garrafa térmica que abriga o termopar de referência. Com o termopar de medição imerso no banho termostático, aumentou-se gradativamente a temperatura do banho termostático, anotando-se a leitura indicada no multímetro digital toda vez que o termômetro de precisão mergulhado no banho termostático indicava temperaturas múltiplas de 5°C .

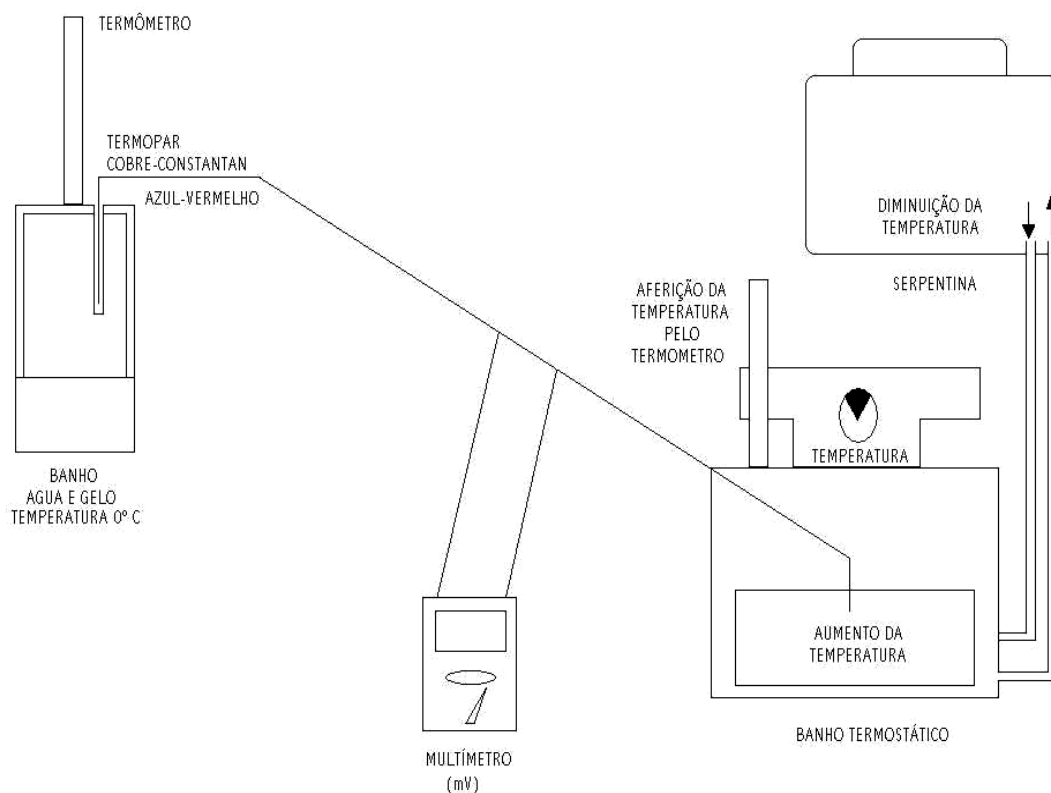


Figura A3 – Aparato experimental utilizado na calibração do termopar.

A temperatura máxima atingida pelo banho foi de aproximadamente 100°C. A esta temperatura, a resistência do banho termostático foi desligada, mantendo-se, entretanto, a circulação da água na serpentina imersa em um reservatório contendo gelo fundente. Com isto, pôde-se obter um resfriamento suficientemente lento do banho termostático, refazendo-se as medições, de 5°C em 5°C, até a temperatura mínima 0° C.

Com as leituras das tensões elétricas obtidas no multímetro em função das diferentes temperaturas, foi possível levantar a curva de calibração do termopar, mostrada na Figura A4. Neste caso apenas uma pequena histerese foi observada.

Ajustando-se uma reta aos pontos experimentais, obtém-se a equação:

$$T = 23,83V + 0,842 \quad (\text{A.3})$$

que fornece a temperatura T , em °C, como uma função da tensão elétrica V indicada no multímetro, em mV.

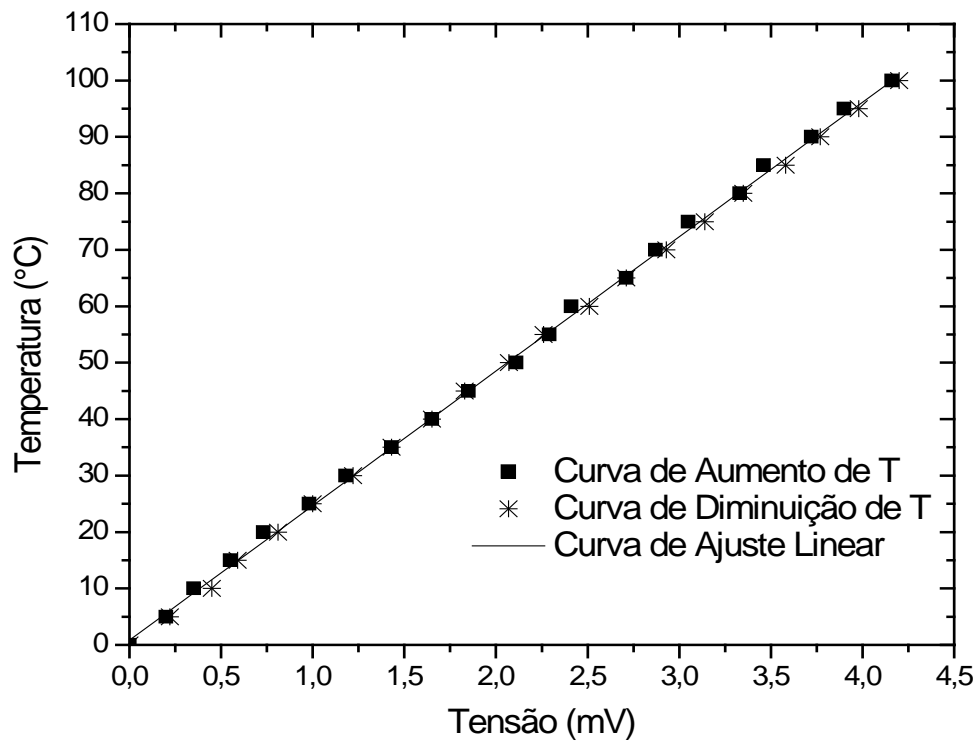


Figura A4 – Curva de calibração do termopar do tipo T.

ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Para que possam ter alguma confiabilidade, resultados de medições experimentais devem sempre vir acompanhados de uma indicação quantitativa sobre o grau de incerteza relacionado aos valores apresentados. O procedimento utilizado para estimar e expressar adequadamente esta indicação recebe o nome análise de incertezas.

Escrito com base no trabalho de Moffat (1988), este anexo apresenta a metodologia adotada na análise das incertezas associadas às principais grandezas medidas durante a campanha de ensaios e os correspondentes valores obtidos.

B.1 ANÁLISE DE INCERTEZAS POR AMOSTRAGEM SIMPLES

Experimentos de amostragem simples são aqueles em que cada ponto experimental é verificado somente uma vez, ou no máximo, algumas poucas vezes. Experimentos de pesquisa em mecânica dos fluidos e transferência de calor são, em geral, experimentos de amostragem simples, caracterizados por dados distribuídos ao longo de uma ampla faixa do parâmetro em estudo. A base matemática para a análise de incertezas por amostragem simples é apresentada a seguir.

Considere-se uma variável X_i que possui uma incerteza conhecida δX_i . A maneira de representar a variável e sua incerteza é dada pela seguinte equação.

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (20:1) \quad (\text{B.1})$$

Esta definição deve ser interpretada como:

- A melhor estimativa de X_i é X_i (medido)
- Existe uma incerteza em X_i que pode ser tão grande quanto $\pm \delta X_i$
- As chances da incerteza de X_i ser menor do que $\pm \delta X_i$ são de 20 para 1 (95%)

O valor de X_i (medido) representa a leitura realizada, enquanto que δX_i representa $2s$, onde s é o desvio padrão da população de possíveis medidas, das quais a única amostra X_i foi tirada. Supondo que um número infinito de medidas fosse feita, a média seria o valor verdadeiro, assumindo-se que não haja erros sistemáticos ou fixos, e os erros aleatórios seriam

normalmente distribuídos ao seu redor, com desvio padrão igual a s . Sabendo-se que 95% de todos os casos de uma população com distribuição normal situam-se dentro do intervalo $\pm 2s$ em torno da média, com 95% de confiança, o valor médio está contido no intervalo de $\pm 2s$ do valor medido. O desvio padrão da população s pode ser calculado a partir do desvio padrão da amostra S , obtido do experimento utilizando-se a distribuição de Student.

O resultado R do experimento, calculado a partir de um conjunto de medições, é representado por,

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (\text{B.2})$$

Kline e McClintock (1953) mostraram que a incerteza de um resultado calculado pode ser estimada com boa precisão utilizando-se uma combinação dos efeitos das incertezas individuais de cada variável sobre o resultado. O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado, se somente esta variável possui uma incerteza associada, é dada por:

$$\delta R_{X_i} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \quad (\text{B.3})$$

A derivada parcial de R em relação a X_i é conhecida como coeficiente de sensibilidade do resultado R em relação à variável X_i . Quando diversas variáveis independentes são utilizadas no cálculo do resultado, os termos individuais são combinados da seguinte forma:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.4})$$

Cada termo da equação anterior representa a contribuição que a incerteza de uma variável δX_i dá à incerteza global do resultado δR . Todos os termos possuem a mesma forma, ou seja, a derivada parcial de R em relação a X_i , multiplicada pela incerteza desta variável. Para que a Equação B.4 seja válida, as seguintes condições precisam ser observadas.

- Cada uma das medições é independente das demais;
- Se fossem realizadas repetidas medições de cada variável, sua dispersão seria uma Gaussiana;
- A incerteza de cada variável é expressa com a mesma probabilidade.

Na maioria das situações, os termos da Equação B.4 que são três ou mais vezes menores do que o maior termo, geralmente podem ser desprezados. Assim, a incerteza global de um resultado fica dominada por apenas alguns de seus termos.

Em muitas aplicações, deseja-se que a incerteza de um resultado seja expressa como uma fração do resultado. Em particular, quando a expressão do resultado pode ser escrita na forma de um produto, tal como na Equação B.5, a incerteza relativa pode ser encontrada diretamente, isto é, se:

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{B.5})$$

então,

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.6})$$

Essa é uma forma natural e conveniente de calcular a incerteza relativa do resultado, quando se conhece a incerteza relativa das variáveis envolvidas. Neste caso, os expoentes de X_i são os coeficientes de sensibilidade dos termos da Equação B.6.

B.2 INCERTEZA DA VAZÃO DE AR

Na medição das vazões de ar, uma placa de orifício concêntrica foi empregada. De acordo com Delméé (2003), a incerteza de elementos deprimogênios pode ser calculada pela Equação B.7, como preconizam as normas ISO 5167 e ISO 5168.

$$i_{\dot{m}} = \pm \sqrt{(i_C)^2 + \left(\frac{2\beta}{1-\beta} \right)^2 (i_D)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta} \right)^2 (i_d)^2 + (i_\varepsilon)^2 + \frac{1}{4} (i_{\Delta p})^2 + \frac{1}{4} (i_p)^2} \% \quad (\text{B.7})$$

sendo: $i_{\dot{m}}$ a incerteza de medição da vazão em massa;
 i_C a incerteza sobre o coeficiente de descarga;
 i_D a incerteza de medição do diâmetro interno do tubo;
 i_d a incerteza de medição do diâmetro do furo da placa;
 i_ε a incerteza de medição do fator isentrópico;
 $i_{\Delta p}$ a incerteza de medição da pressão diferencial;
 i_p a incerteza de medição da massa específica.

a) Coeficiente de descarga

A Figura B1, apresenta os desvios dos pontos obtidos no processo de calibração da placa, relativamente à curva ajustada sobre estes mesmos pontos. A linha tracejada representa

a curva de calibração e as duas linhas contínuas representam os limites $\pm 2\%$. Pode-se, então, constatar que 94 % dos pontos encontram-se dentro de uma faixa de confiança de $\pm 2\%$. Logo, uma incerteza de 2 % pode ser associada ao coeficiente de descarga. Este valor coincide com o sugerido por Delméé (2003) para os coeficientes de descarga de placas de pequeno diâmetro.

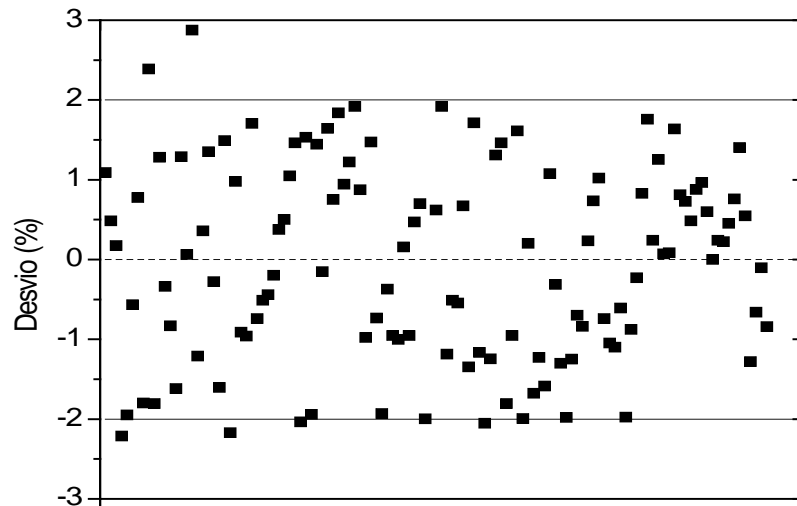


Figura B1- Desvio dos pontos experimentais em relação a curva de calibração.

b) Diâmetro interno do tubo

As dimensões do diâmetro interno do tubo nos trechos retos foram medidas com o auxílio de um paquímetro digital, marca Mitutoyo Absolute Digimatic, modelo CD-6"CS, com escala de 0,01-150 mm. Neste caso, a incerteza foi obtida por meio de um experimento simples, que consiste em realizar vinte medições em posições diferentes do tubo, com o paquímetro perpendicular ao seu eixo longitudinal. O desvio padrão da amostra resultante deste procedimento foi $s = 6,96 \cdot 10^{-5}$ m. A incerteza associada ao diâmetro do tubo é, então, dada por:

$$\delta D = \pm t_{95\%} \frac{s}{\sqrt{N}} \quad (\text{B.8})$$

onde δD é a incerteza de medição do diâmetro interno do tubo, $t_{95\%}$ o coeficiente de Student para uma confiança de 95 %, s é o desvio padrão da amostra e N é o número de pontos da amostra. Assim, a incerteza do diâmetro interno do tubo pode ser estimada como $\delta D = \pm 3,26 \cdot 10^{-5}$ m, ou $\pm 0,2\%$.

c) Diâmetro do furo da placa

Utilizando o mesmo equipamento e os mesmos procedimentos empregados para medir o diâmetro interno do tubo, o desvio padrão obtido para o furo da placa de orifício foi $s = 9,4 \cdot 10^{-6}$ m. Com este resultado, utilizando-se a Equação B.8, a incerteza de medição do diâmetro do furo da placa pôde ser estimada como $\delta d = \pm 4,41 \cdot 10^{-6}$ m, ou $\pm 0,1$ %.

d) Fator isentrópico

Conforme Delmee (2003), considerando β , $\Delta P/P$ e k isentos de erro, a incerteza sobre o fator de expansão isentrópica ε para placas de pequeno diâmetro pode ser calculado de acordo com a equação:

$$i_\varepsilon = \pm 4 \frac{\Delta P}{P} \% \quad (\text{B.9})$$

na qual ΔP é a diferença de pressão, lida num transmissor diferencial de pressão marca Yokogawa, modelo EJA 120–DES4A-22DC/D4, cuja incerteza constante no manual é de 0,075 %. Como a incerteza da pressão P do ar que passa pela placa de orifício é de $\pm 0,5$ %, a incerteza do fator isentrópico é estimado em $i_\varepsilon = \pm 0,6\%$.

e) Massa específica do gás

Ainda de acordo com Delmée (2003), a incerteza de medição da densidade do ar pode ser calculada pela equação.

$$i_\rho = \pm [(i_P)^2 + (i_T)^2]^{1/2} \quad (\text{B.10})$$

Como a incerteza da pressão P é $\pm 0,5$ % e da temperatura, obtida com o termopar do tipo T (cobre/constatan), é de $\pm 0,1$ %, a incerteza da densidade do ar é de $\pm 0,51$ %.

f) Incerteza da vazão de gás

Calculadas as incertezas de medição de todas as variáveis que interferem na vazão de ar, a incerteza da vazão de gás pode ser calculada pela Equação A.1, resultando em $\pm 2,17$ % da medida realizada.

B.3 INCERTEZA DA VAZÃO DA ÁGUA BOMBEADA

A vazão em massa bombeada pelo sistema é calculada com base na relação:

$$\dot{m}_L = \frac{m_L}{\Delta t} \quad (\text{B.11})$$

onde Δt é o tempo necessário para encher um recipiente com uma quantidade de líquido m_L preestabelecida, que no presente trabalho foi em torno de 10 kg.

A incerteza associada à vazão em massa \dot{m}_L de líquido pode ser expressa como:

$$i_{\dot{m}_L} = \pm \sqrt{(i_{m_L})^2 + (i_{\Delta t})^2} \% \quad (\text{B.12})$$

Para medir a massa de líquido bombeada foi utilizada uma balança Filizola ID-1500, com escala de 0-250 kg e incerteza de $\pm 0,02$ %. Para obter o tempo necessário para coletar a quantidade de líquido foi utilizado um cronômetro com incerteza de $\pm 0,0002$ %. Portanto, substituindo estes valores na Equação B.12, a incerteza da vazão em massa da água é de $\pm 0,02$ %.

B.4 INCERTEZA DO NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds do escoamento em um tubo é definido pela equação:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_L}{\pi D \mu} \quad (\text{B.13})$$

Na literatura há várias correlações que estabelecem a viscosidade absoluta da água em função da temperatura. A correlação utilizada no presente trabalho foi proposta por White (1986) e apresenta incerteza de 0,2%, podendo ser escrita como:

$$\ln\left(\frac{\mu}{\mu_0}\right) = -1,704 - 5,306Z + 7,003Z^2 \quad (\text{B.14})$$

sendo $Z = \frac{273}{T(K)}$ e $\mu_0 = 1,788 \cdot 10^{-3}$ Pa.s

Para a faixa de temperatura na qual foram realizados os ensaios, entre 20 e 30°C, pode-se estimar a incerteza associada ao número de Reynolds pela seguinte equação.

$$i_{Re} = \pm \sqrt{(i_m)^2 + (-i_\mu)^2 + (-i_D)^2} \quad (\text{B.15})$$

Efetuando-se as devidas substituições, pode-se estimar a incerteza associada ao número de Reynolds como sendo $\pm 0,28 \%$.

CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS DE VISUALIZAÇÃO CAPTURADOS EM VÍDEO (DVD)

Neste apêndice, o leitor encontrará, exposto em tabelas, as condições experimentais impostas aos ensaios de visualização que foram realizados na montagem experimental descrita anteriormente no capítulo 4 desta dissertação. Uma filmadora de alta velocidade foi utilizada para registrar os respectivos ensaios em vídeos e, em seguida, estes vídeos foram arquivados em um DVD que pode ser encontrado na contracapa do presente trabalho.

Tabela C1: Condições experimentais do ensaio 1 realizado no dia 16/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN1A	200	1X	50	0,67	274,68	0,78	15F
EN1B	600						

Tabela C2: Condições experimentais do ensaio 2 realizado no dia 17/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN2A	600	1X	50	0,67	667,11	1,16	15F
EN2B		5X					
EN2C	25						
EN2D			1000				
EN2E	1X						
EN2F		50					

Tabela C3: Condições experimentais do ensaio 3 realizado no dia 17/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN3A	1000	2X	25	0,67	866,07	5,06	15F
EN3B			50				

Tabela C4: Condições experimentais do ensaio 4 realizado no dia 17/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>	<i>Região do riser (cm)</i>
EN4A	1000	2X	50	0,55	434,77	1,24	15F	121-127
EN4B								
EN4C	3000	1X	25					
EN4D	6000							
EN4E	1000							
EN4F								

Tabela C5: Condições experimentais do ensaio 5 realizado no dia 22/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN5A	1000	1X	50	0,75	1051,64	3,54	15F
EN5B	3000						

Tabela C6: Condições experimentais do ensaio 6 realizado no dia 22/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN6A	1000	1X	50	0,45	471,21	3,59	15F
EN6B	3000						

Tabela C7: Condições experimentais do ensaio 7 realizado no dia 22/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN7A	1000	1X	50	0,30	175,64	3,59	15F
EN7B	3000						

Tabela C8: Condições experimentais do ensaio 8 realizado no dia 26/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN8A	1000	1X	50	0,30	212,56	3,59	3F
EN8B							
EN8C			25	0,45	670,37		
EN8D							
EN8E			0,67	923,25			
EN8F			0,75	1103,44			

Tabela C9: Condições experimentais do ensaio 9 realizado no dia 26/10/2007.

<i>Video</i>	<i>fps</i>	<i>Shutter</i>	<i>Objetiva (mm)</i>	<i>Razão de submersão</i>	<i>Vazão de água (kg/h)</i>	<i>Vazão de ar (kg/h)</i>	<i>Injetor</i>
EN9A					692,12	0,97	
EN9B					910,21	2,30	
EN9C					919,51	3,34	
EN9D					922,39	4,37	
EN9E	1000	1X	50	0,67	922,57	5,16	3F
EN9F					920,37	5,99	
EN9G					907,70	6,79	
EN9H					899,15	7,59	
EN9I					871,23	10,88	
EN9J					858,43	11,57	