

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE
MATERIAIS - PPGEM

HIGOR LEANDRO VEIGA DA SILVA

ESTUDO DA DINÂMICA DE BOLHAS DE GÁS ISOLADAS EM UM
ROTOR CENTRÍFUGO

DISSERTAÇÃO

CURITIBA

2019

HIGOR LEANDRO VEIGA DA SILVA

**ESTUDO DA DINÂMICA DE BOLHAS DE GÁS ISOLADAS EM UM ROTOR
CENTRÍFUGO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração em Engenharia Térmica, na Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Rigoberto E. M. Morales
Coorientador: Prof. Dr. Dalton Bertoldi

CURITIBA

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação

Silva, Higor Leandro Veiga da

Estudo da dinâmica de bolhas de gás isoladas em um rotor centrífugo [recurso eletrônico] / Higor Leandro Veiga da Silva. -- 2019.

1 arquivo de eletrônico (113 f.) : PDF ; 6,15 MB.

Modo de acesso: World Wide Web.

Título extraído da tela de título (visualizado em 21 fev. 2020).

Texto em português com resumo em inglês.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. Área de Concentração: Engenharia Térmica. Linha de Pesquisa: Mecânica dos Fluidos, Curitiba, 2019.

Bibliografia: f. 110-113.

1. Engenharia Mecânica e de Materiais- Dissertações. 2. Bombas Centrífugas. 3. Escoamento bifásico. 4. Arrasto. I. Melgarejo Morales, Rigoberto Eleazar, orient. II. Dalton Bertoldi, coorient. III. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. IV. Título.

CDD: Ed. 23 -- 620.1

Biblioteca Ecoville da UTFPR, Câmpus Curitiba

Bibliotecária: Lucia Ferreira Littiere CRB-9/1271

Aluna de Biblioteconomia: Josiane Mangueira



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

TERMO DE APROVAÇÃO DE DISSERTAÇÃO Nº 367

A Dissertação de Mestrado intitulada: **ESTUDO DA DINÂMICA DE BOLHAS DE GÁS ISOLADAS EM UM ROTOR CENTRÍFUGO**, defendida em sessão pública pelo Candidato **Higor Leandro Veiga da Silva**, no dia 10 de dezembro de 2019, foi julgada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração: Engenharia Térmica, Linha de Pesquisa: Mecânica dos Fluidos e aprovada em sua forma final, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais – PPGEM.

BANCA EXAMINADORA:

Prof.Dr.Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales- Presidente -UTFPR
Prof.Dr.Moises Alves Marcelino Neto - UTFPR
Prof.Dr.Luiz Fernando de Lima Luz Junior - UFPR
Dr.Geraldo Afonso Spinelli Martins Ribeiro - PETROBRAS

A via original deste documento encontra-se arquivada na Secretaria do Programa, contendo a assinatura da Coordenação após a entrega da versão corrigida do trabalho.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por ter guiado meus passos até aqui e pela força em todos os momentos da vida.

À minha família, em especial aos meus pais, Bento dos Santos da Silva Neto e Maria de Lourdes Veiga da Silva, por sempre serem os maiores incentivadores dos meus desafios e por nunca medirem esforços para me acompanhar e apoiar em todas as minhas conquistas. A vocês, devo absolutamente tudo.

A todos os amigos e colegas que obtive durante o mestrado. Vocês trouxeram leveza aos dias de árduo trabalho.

Ao Núcleo de Escoamentos Multifásicos (NUEM), por sua excelente infraestrutura e organização e pela incrível equipe que o compõe, em especial aos técnicos Lima, Alex, Reinaldo, Bruno e Felipe, pois este trabalho não teria sido concluído sem as suas ajudas.

Aos pesquisadores do NUEM que ofereceram um ótimo suporte técnico para a realização deste trabalho ao longo do mestrado. Em especial queria agradecer: ao Dr. Ernesto Mancilla, por todo o conhecimento passado a mim sobre a dinâmica de bolhas; ao Me. Gabriel Toreli, por todo auxílio com a parte elétrica e de segurança da bancada experimental; ao Me. Rafael Alves, por toda ajuda com o algoritmo do MatLab;

A toda a equipe do grupo de BCS do NUEM que foram ajudando-me a adquirir conhecimento para a realização deste trabalho ao longo do mestrado. Em especial queria agradecer: ao Dr. Henrique Stel, por toda ajuda ao longo da realização deste trabalho e conhecimento passado a mim, que me guiaram até aqui; ao Me. Edgar Ofuchi, por todo o suporte com a realização dos experimentos da bancada, tornando-se possível obter os excelentes resultados aqui apresentados; e ao Me. Johan Cubas, por todos os conselhos na produção de todas as apresentações e do presente trabalho.

Ao meu co-orientador Dr. Dalton Bertoldi, que me ajudou na produção deste trabalho. Sua experiência e conhecimento me ajudaram imensamente na realização de um excelente trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Rigoberto Morales, por toda a base de infraestrutura, conhecimento, responsabilidade e franqueza. Obrigado por toda confiança em mim depositada desde o primeiro encontro, a você tenho o meu mais profundo agradecimento.

RESUMO

SILVA, Higor Leandro Veiga. Estudo da dinâmica de bolhas gás isoladas em um rotor centrífugo. 2019. 113. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

O bombeio centrífugo submerso, através da utilização de bombas centrífugas, é atualmente, uma das técnicas de elevação artificial mais utilizadas pela indústria de petróleo. Porém, devido à presença de gás em alguns reservatórios de petróleo, as bombas podem operar com escoamento bifásico de líquido-gás. Neste caso, a presença de gás nos canais do rotor da bomba pode causar uma degradação do seu desempenho, diminuindo sua capacidade de elevação, já que bombas centrífugas são projetadas para operar com escoamento monofásico. Devido à presença do escoamento bifásico e à complexidade da geometria de uma bomba, a maioria dos estudos relacionados a bombas centrífugas destina-se à avaliação do desempenho global da bomba para diferentes condições operacionais, como fração de gás, velocidade de rotação do rotor e pressão de sucção. Ainda, devido às elevadas velocidades de rotação do rotor, existem poucos estudos sobre visualização do escoamento bifásico em bombas centrífugas. Neste cenário, no presente trabalho é desenvolvido um estudo, numérico e experimental, do escoamento de bolhas de gás isoladas no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga. A avaliação experimental do escoamento foi realizada utilizando uma bancada experimental construída no NUEM-UTFPR. A bancada é feita a partir de um policarbonato transparente que permite a visualização do escoamento no interior dos canais do rotor centrífugo. Uma câmera acoplada ao eixo do rotor é utilizada para adquirir imagens do escoamento em um referencial rotativo. A partir das imagens adquiridas pela câmera, foi avaliada a velocidade, deslocamento e diâmetro das bolhas dentro do rotor, para diferentes condições de operação (vazão, velocidade de rotação e diâmetros das bolhas). Como o estudo é concentrado na avaliação de bolhas isoladas, onde se considera que não existe a interferência das bolhas no escoamento, foi realizada uma simulação numérica do escoamento monofásico, para as mesmas condições de vazão da fase líquida testadas experimentalmente, utilizando o programa comercial ANSYS CFX, com o objetivo de obter detalhes dos campos de velocidade e de pressão da fase líquida no interior dos canais do rotor da bomba. A partir dos dados, numéricos e experimentais, foi desenvolvida uma correlação para o coeficiente de arrasto de uma bolha de gás escoando dentro de um rotor centrífugo em diferentes condições operacionais.

Palavras-chave: bomba centrífuga, escoamento bifásico, coeficiente de arrasto.

ABSTRACT

SILVA, Higor Leandro Veiga. Estudo da dinâmica de bolhas gás isoladas em um rotor centrífugo. 2019. 113. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e de Materiais) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

Electrical submersible pump using centrifugal pumps is currently one of the most commonly used artificial lifting techniques in the oil industry. However due to the presence of gas in some oil reservoirs, pumps can operate with two-phase flow. In this case, the presence of gas in the pump impeller channels may cause performance degradation, reducing its lift capacity, as centrifugal pumps are design to operate with single-phase flow. Due to the presence of the two-phase flow and to the complexity of a pump geometry, the majority of the studies related to centrifugal pumps aims on the evaluation of the overall pump performance for different operational conditions, such as varying gas fraction, rotor rotating speed and pump intake pressure. Also due to the high rotating speeds, there are only a few studies on the visualization of the two-phase flow in centrifugal pumps. This scenario, in the present work a numerical and experimental study on the flow of isolated gas bubbles in the centrifugal pump impeller channels is develop. The experimental evaluation of the flow was performed using an experimental setup built at the NUEM-UTFPR. The bench is fabricated with a transparent polycarbonate material that allows the visualization of the flow through the impeller channels. A camera attached to the rotor shaft is used to acquire images of the flow in a rotary frame of reference. From the images acquired by the camera, the velocity, displacement and bubble diameters were measured for different operational conditions (liquid flow rate, rotating speeds and bubble diameter). As this study concentrates on the observation of isolated bubbles, it can be considerate that the gas phase does not interfere with the liquid phase, so a single phase flow simulation of the flow was performed using the ANSYS CFX software. , for the purpose of obtaining details of the velocity and pressure fields of the liquid phase in the pump's impeller channels. From the numerical and experimental data acquired, a correlation for the drag coefficient of a gas bubble flowing inside a centrifugal rotor under different operational conditions was developed.

Key words: centrifugal pump, two-phase flow, drag coefficient.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema BCS de múltiplos estágios (a), estágio individual (b).....	17
Figura 1.2 - Curvas de desempenho típica de uma bomba centrífuga.....	18
Figura 1.3 - Resultados experimentais típicos de desempenho de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico e monofásico.	19
Figura 2.1 - Forças atuando em uma bolha de ar no canal do rotor.	24
Figura 2.2 - Coeficiente de altura de elevação em função do coeficiente de vazão para diferentes frações de gás.....	25
Figura 2.3 - Geometria dos rotores de 3, 5 e 7 pás.	26
Figura 2.4 - Curvas de desempenho das bombas com rotores de 3, 5 e 7 pás para uma rotação de 1750 rpm.	26
Figura 2.5 - Desempenho da bomba GN7000 para frações de gás de 10%, 15%, 20%, 25% e 28%.	29
Figura 2.6 - Ganho de pressão a cada estágio da bomba em função da vazão de líquido, para uma vazão de gás de 21,3 m ³ /h.....	30
Figura 2.7 - Fronteiras para a ocorrência de <i>surging</i> e <i>gas locking</i> em função de <i>Is</i>	31
Figura 2.8 - Mapa dos padrões de escoamento no desempenho da bomba com escoamento bifásico líquido-gás.	32
Figura 2.9 - Incremento de pressão em função da fração de gás para diferentes rotações.....	33
Figura 2.10 - Padrões de escoamento em função da fração volumétrica de gás.	34
Figura 2.11 - Padrões de escoamento observados para os testes realizados com água e ar em função da fração de gás.	36
Figura 2.12 - Padrões de escoamento observados para os testes realizados com óleo e ar em função da fração de gás.	37
Figura 2.13 - Influência da pressão no desempenho da bomba GN 7000 operando com 10% de fração de gás a 1800 rpm.	38
Figura 2.14 - Curvas de altura de elevação em função da viscosidade para diferentes frações de gás.	38
Figura 2.15 - Trajetória das bolhas no interior de um canal referencial.....	39
Figura 2.16 - Trajetórias distintas da bolha observada no canal do rotor.....	40
Figura 2.17 - Curvas de desempenho sob escoamento bifásico do rotor, do difusor e global da bomba para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.....	41
Figura 2.18 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor para uma velocidade de rotação de 300 rpm e diferentes frações de gás.	43
Figura 2.19 - Padrões de escoamento bifásico observados no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba: escoamento em bolhas (a), aglomeração de bolhas (b), bolsão de gás c), escoamento anular (d).....	44
Figura 2.20 - Trajetória da uma bolha de 0,6 mm de diâmetro lançada a partir de diferentes posições.	45
Figura 2.21 - Trajetória da uma bolha de 0,3 mm de diâmetro lançada a partir de diferentes posições.	46
Figura 2.22 - Forças que atuam sobre uma bolha escoando no canal do rotor.....	47
Figura 2.23 - Velocidades da bolha e do líquido ao longo da trajetória da bolha.	48
Figura 2.24 - Influência das forças na trajetória da bolha.	49

Figura 2.25 - Magnitude das forças de arrasto, força devido ao gradiente de pressão e força de massa virtual ao longo da trajetória de uma bolha de 0,6 mm.	49
Figura 2.26 - Forças atuando em uma bolha escoando em um meio líquido: Força de Arrasto (a); Força de Massa Virtual (b); Força de Sustentação (c); Força de Lubrificação de Parede (d); Força de Basset (e).	50
Figura 2.27 - Coeficiente de arrasto, C_d , para bolhas em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma faixa de Haberman-Morton, H_m	52
Figura 3.1 - Bancada experimental.	56
Figura 3.2 - Esquema da bancada experimental.	57
Figura 3.3 - Seção de testes principal.	58
Figura 3.4 - Rotor (a), câmara de descarga (b) e desenho em corte da montagem (c).	60
Figura 3.5 - Tanque de líquido e bomba <i>booster</i> (a) e esquema de montagem (b).	61
Figura 3.6 - Medidor de vazão de líquido do tipo <i>Coriolis</i>	61
Figura 3.7 - Sistema utilizado para a geração de bolhas isoladas no escoamento.	62
Figura 3.8 - Transdutores de pressão manométrico e diferencial (a) e ilustração do posicionamento das tomadas de pressão (b).	63
Figura 3.9 - Sistema de iluminação (a); Câmera <i>GoPro</i> ® HERO 5 (b); Câmera montada ao eixo (c).	64
Figura 4.1 - Sistema de coordenadas para um sistema referencial não inercial rotativo.	68
Figura 4.2 - Domínio numérico.	69
Figura 4.3 – Esquema de solução de domínios rotativos e estáticos através de interfaces.	70
Figura 4.4 – Malha numérica.	71
Figura 4.5 – Comparação dos perfis de velocidade e pressão sobre um arco situado entre as faces de sucção e de pressão das pás sobre o plano médio do rotor: perfis de pressão para a condição de 0,75BEP e 150 rpm (a); perfis de pressão para a condição de 2BEP e 400 rpm (b); perfis de velocidade para a condição de 0,75BEP e 150 rpm (c); perfis de velocidade para a condição de 2BEP e 400 rpm (d); arco circunferencial utilizado para o cálculo dos perfis (e).	73
Figura 5.1 - Processamento de imagens: Quadro de imagem extraído do vídeo (a); Imagem de Calibração em escala de cinzas (b); Imagem máscara (c); Trajetória da bolha ao longo do canal do rotor (d); Trajetória da bolha após binarização de pixel.	75
Figura 5.2 - Trajetória da bolha com erros de medição (a) e trajetória da bolha sem erros de medição (b).	76
Figura 5.3 - Vetores deslocamento de velocidades desalinhados (a) e vetor deslocamento da velocidade de líquido projetado no vetor deslocamento da velocidade da bolha (b).	78
Figura 5.4 - Planos utilizados para o cálculo dos campos de velocidade e pressão da fase líquida entre o cubo e a coroa do rotor.	79
Figura 5.5 - Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 1 (a); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 2 (b); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 3 (c).	80
Figura 5.6 - Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 1 (a); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 2 (b); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 3 (c).	81
Figura 6.1 – Teste de Repetitividade.	83
Figura 6.2 – Teste de Similaridade.	84

Figura 6.3 – Comparação de curvas de desempenho entre escoamento monofásico e escoamento bifásico.	84
Figura 6.4 – Campos de velocidade e pressão da fase líquida no canal do rotor: Campo de velocidade para uma velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 2BEP (a); Campo de velocidade para uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP (b); Campo de pressão para uma velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 2BEP (c); Campo de pressão para uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP (d).....	87
Figura 6.5 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 2BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).	88
Figura 6.6 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 1,5BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).....	89
Figura 6.7 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 1,25BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).....	90
Figura 6.8 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm no BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).	91
Figura 6.9 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 0,75BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).....	92
Figura 6.10 – Balanço de forças sobre uma bolha escoando ao longo de uma linha de corrente hipotética no interior do canal de um rotor centrífugo.	95
Figura 6.11 – Região do canal do rotor utilizada para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d	96
Figura 6.12 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação com o diâmetro de bolha de 1,8 mm, velocidade de rotação de 150 rpm e diferentes vazões de líquido.	97
Figura 6.13 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação no BEP com velocidade de rotação de 150 rpm e diferentes diâmetros de bolhas.	98
Figura 6.14 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação no BEP com bolhas de 1,8 mm de diâmetro e diferentes velocidades de rotação.....	99
Figura 6.15 – Comparação do coeficiente de arrasto, C_d , entre bolhas com o mesmo número de Eötvs Centrífugo, EoC : C_d em função de EoC (a) e C_d em função de Re_b (b).	101

Figura 6.16 – Comportamento da correlação para Cd para diferentes Reb e EoC	103
Figura 6.17 – Quebra de bolha ao longo de sua trajetória devido a inércia da fase líquida: Bolha deformada (a); Quebra da bolha devido a inércia da fase líquida (b).....	104
Figura 6.18 – Comparação entre o Cd calculado a partir dos dados experimentais e o Cd calculado utilizando a correlação para diferentes condições operacionais.....	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Grade de testes experimental.....	64
Tabela 4.1 - Número de elementos das malhas utilizadas.....	72
Tabela 6.1 - Valores das constantes obtidos através da regressão não-linear.	102

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

	Descrição	Unidade
	Aceleração	$[m/s^2]$
<i>A</i>	Área da seção transversal do tubo	$[m^2]$
<i>C_b</i>	Coefficiente de Basset	[-]
<i>C_d</i>	Coefficiente de Arrasto	[-]
<i>C_{lp}</i>	Coefficiente de lubrificação de parede	[-]
<i>C_{mv}</i>	Coefficiente de massa virtual	[-]
<i>C_s</i>	Coefficiente de sustentação	[-]
<i>D</i>	Diâmetro	$[m]$
<i>E_o</i>	Número de Eötvös	[-]
<i>F</i>	Força	[N]
<i>F_{ro}</i>	Número de Froude Centrífugo	[-]
<i>g</i>	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
<i>n</i>	Vetor unitário normal	[-]
<i>m</i>	Massa	[Kg]
<i>P</i>	Pressão	[Pa]
<i>Q</i>	Vazão volumétrica	$[m^3/s]$
<i>r</i>	Posição radial	$[m]$
<i>R</i>	Raio	$[m]$
<i>Re</i>	Número de Reynolds	[-]
<i>t</i>	Tempo	[s]
<i>v</i>	Volume	$[m^3]$
<i>V</i>	Velocidade	$[m/s]$
<i>y</i>	Distância percorrida	$[m]$

Letras Gregas

ψ	Coefficiente de fluxo	[-]
Φ	Correlação de Turpin	[-]
α	Correlação de Cirilo	[%]
θ	Ângulo de inclinação	[°]
σ	Tensão superficial	$[N/m]$
μ	Viscosidade dinâmica	$[Ns/m^2]$
ϕ	Coefficiente de carga	[-]
ρ	Massa específica	$[Kg/m^3]$
π	Pi	[-]

Sub-índices

<i>D</i>	Arrasto
----------	---------

<i>P</i>	Gradiente de pressão
<i>L</i>	Líquido
<i>b</i>	Bolha
<i>imp</i>	Rotor
<i>a</i>	Ar
<i>h</i>	Hidráulico
<i>s</i>	Surging
<i>S</i>	Sustentação
<i>e</i>	Sucção da bomba em psi
<i>G</i>	Gás
<i>M</i>	Mistura
<i>MV</i>	Massa Virtual
<i>su</i>	Sucção da bomba
<i>LP</i>	Lubrificação de parede
<i>w</i>	Parede
<i>0</i>	Final
<i>in</i>	Interno
<i>des</i>	Design
<i>exp</i>	Experimental
<i>out</i>	Saida do rotor
<i>C</i>	Centrífuga
<i>Cor</i>	Coriolis
<i>B</i>	Basset
<i>Gr</i>	Gravidade

Siglas

BCS	Bombeio Centrífugo Submerso
BEP	Best Efficiency Point
CFD	Computational Fluid Dynamics
GGI	General Grid Interface
LED	Light Emitting Diode
MVF	Método dos Volumes Finitos
NUEM	Núcleo de Escoamento Multifásico
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RGB	Red Green Blue
SST	Shear Stress Transport
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

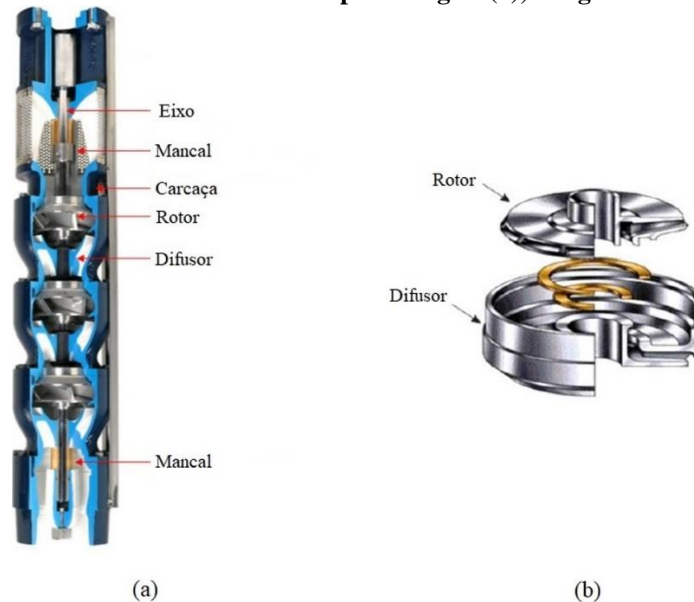
1. INTRODUÇÃO.....	17
1.1. Objetivos.....	20
1.2. Justificativa	20
1.3. Estrutura do trabalho.....	21
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1. Estudos experimentais sobre bombas centrífugas operando com escoamento bifásico 23	
2.2. Estudos numéricos sobre bombas centrífugas operando com escoamento bifásico ..	44
2.3. Estudos de forças atuando em uma bolha de gás escoando em um meio líquido.....	50
2.4. Comentários finais	54
3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	56
3.1. Descrição do circuito experimental	56
3.1.1. Rotor	59
3.1.2. Linha de líquido.....	60
3.1.3. Linha de gás.....	62
3.1.4. Sistema de Medição de Pressão.....	62
3.1.5. Sistema de visualização	63
3.2. Grade de Testes.....	64
3.3. Procedimento de testes.....	65
3.3.1. Procedimento de testes para escoamento monofásico.....	65
3.3.2. Procedimento de testes para escoamento bifásico.....	65
4. METODOLOGIA NUMÉRICA	67
4.1. Modelagem matemática.....	67
4.2. Modelagem numérica	68
4.2.1. Domínio numérico e condições de contorno	68
4.2.2. Malha numérica	71
5. METODOLOGIA UTILIZADA PARA A AVALIAÇÃO DA DINÂMICA DAS BOLHAS	74
5.1. Obtenção da velocidade da bolha, posição da bolha e diâmetro da bolha.....	74
5.2. Obtenção da velocidade e pressão da fase líquida dentro do canal do rotor.....	77
6. RESULTADOS	82
6.1. Resultados com escoamento monofásico e bifásico	82
6.2. Análise de trajetórias de bolhas isoladas escoando no interior do canal do rotor.....	86

6.3. Modelagem Algébrica do Coeficiente de Arrasto (C_d) no canal do rotor.....	93
6.4. Análise do Coeficiente de Arrasto (C_d) no canal do rotor.....	97
7. CONCLUSÕES	107
REFERÊNCIAS	110

1. INTRODUÇÃO

A bomba centrífuga, é uma máquina de fluxo utilizada para o transporte de fluidos em vários setores da indústria. Uma bomba centrífuga recebe energia de um motor e transfere parte dessa energia recebida para o fluido de trabalho sob a forma de pressão. Os principais componentes de uma bomba são o rotor (rotativo), o difusor (estacionário), o eixo (rotativo), os mancais (estacionários) e a carcaça (estacionária). As bombas podem possuir vários estágios, cada um deles composto por um par de rotor e difusor. Quanto maior for a quantidade de estágios, maior será a capacidade da bomba de elevar a pressão. A Figura 1.1 mostra um exemplo de uma bomba centrífuga com vários estágios.

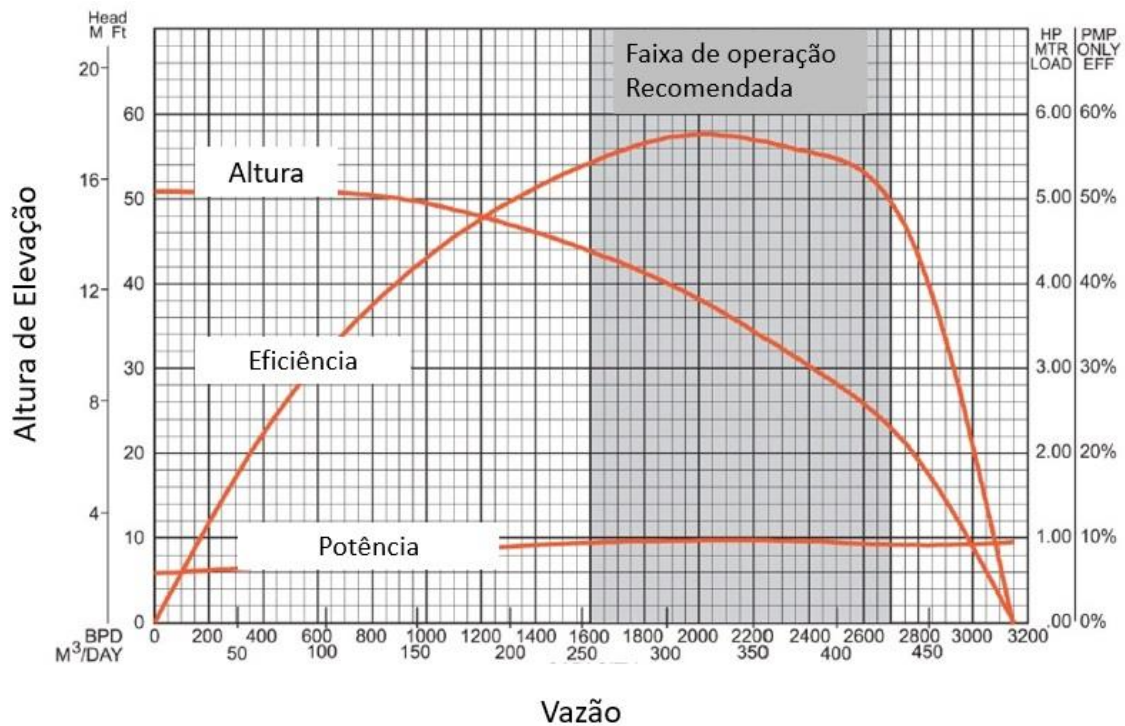
Figura 1.1 - Sistema BCS de múltiplos estágios (a), estágio individual (b)



Fonte: Adaptado de Cubas (2017).

Curvas de desempenho características de uma bomba centrífuga são geralmente fornecidas pelos fabricantes. Estas curvas apresentam as relações entre a altura de elevação, a eficiência e a potência em função da vazão de líquido. A faixa recomendada de operação, onde ocorrem as menores perdas hidráulicas, localiza-se no entorno do ponto de melhor eficiência da bomba (BEP – *Best Efficiency Point*) conforme mostrado na Figura 1.2. Essas curvas são elaboradas a partir de medidas experimentais nas quais a bomba opera em uma rotação de projeto e a água é utilizada como fluido de trabalho. Desta forma, para rotações diferentes da rotação de projeto, as curvas características da bomba são modificadas, sendo necessário a aplicação de Leis de Similaridade no caso de fluidos com viscosidade próximo a da água (STEPANOFF, 1957).

Figura 1.2 - Curvas de desempenho típica de uma bomba centrífuga.



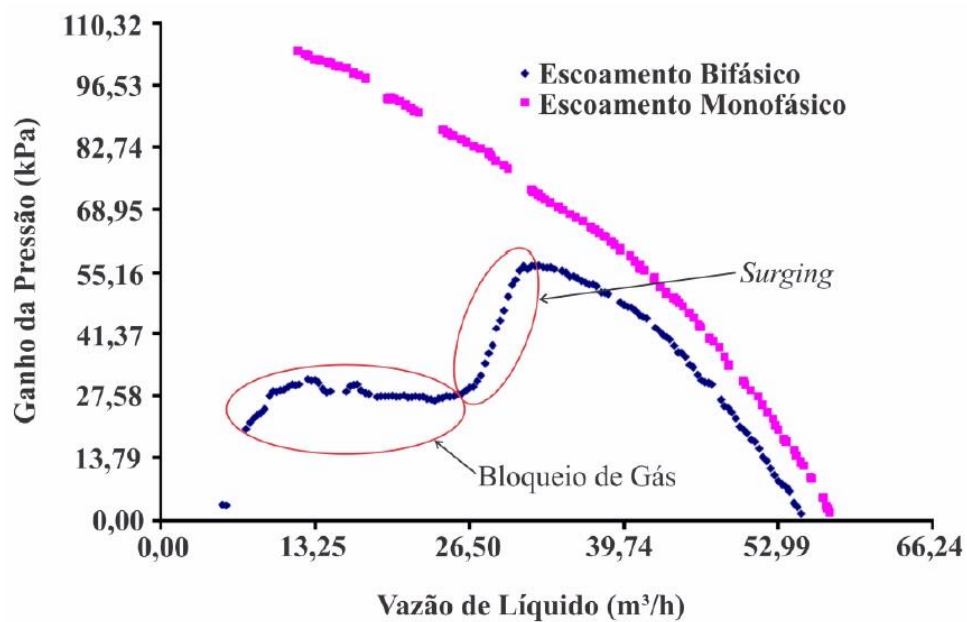
Fonte: Adaptado de Trevisan (2009).

Em vários cenários de aplicação na indústria, bombas podem operar fora das condições previstas em projeto, nesses casos, estas bombas podem sofrer perdas de desempenho. Como, por exemplo, na indústria nuclear, na qual bombas são utilizadas nos sistemas de resfriamento de reatores nucleares, onde pode ocorrer uma despressurização da água do circuito devido a alguma falha de operação, provocando a vaporização da água, assim gerando o escoamento bifásico líquido-gás. Um outro exemplo é na indústria petrolífera, onde o escoamento geralmente envolve água, óleo e gás, podendo assim ser modelado (aproximado) como escoamento bifásico de líquido-gás. Uma das técnicas de elevação artificial mais utilizadas é o Bombeio Centrífugo Submerso (BCS) (THOMAS, 2001).

No caso da produção de petróleo, normalmente são bombeados óleos de viscosidade superior à da água. Também devido a algumas características dos poços de petróleo, uma quantidade alta de gás pode ser bombeada junto ao óleo, perdendo assim a possibilidade da aplicação das Leis de Similaridade. A presença de gás no bombeamento de óleo pode acarretar em grandes perdas de produção devido a degradação do desempenho da bomba. A Figura 1.3 mostra as curvas de desempenho de uma bomba operando com escoamento monofásico e operando com escoamento bifásico água-ar. É possível observar algumas regiões de discontinuidades na curva de escoamento bifásico, uma região onde o desempenho da bomba cai de forma abrupta e outra onde o ganho de pressão da bomba chega a ser quase nulo. Essa

região onde ocorre uma queda abrupta no desempenho bomba é denominada de *surging*. Esse fenômeno ocorre quando a vazão de líquido é reduzida, o que acarreta em uma maior fração volumétrica de gás dentro do rotor da bomba, afetando assim sua capacidade de elevar pressão, logo, reduzindo seu desempenho. Uma redução ainda maior da vazão de líquido pode levar até a um bloqueio completo do canal do rotor da bomba pela fase gasosa, fazendo com que a bomba perca totalmente sua capacidade de elevar a pressão em alguns casos. A região onde esse fenômeno ocorre é denominada de ‘bloqueio de gás’ ou *gas locking*.

Figura 1.3 - Resultados experimentais típicos de desempenho de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico e monofásico.



Fonte: Sabino (2015).

Vários estudos foram realizados com o intuito de compreender o comportamento de bombas centrífugas com a presença de gás. Devido a um grande impacto na operação de bombas centrífugas, o fenômeno de cavitação já vem sendo estudado por décadas (STEPANOFF, 1957). Porém, a cavitação ocorre quando o gás é formado dentro do rotor devido a uma queda de pressão proporcionada na admissão da bomba, diferentemente de quando o gás já se encontra presente no escoamento antes de entrar no rotor.

Recentemente alguns estudos foram realizados em bancadas experimentais para visualizar o escoamento bifásico dentro do rotor de uma bomba centrífuga com o objetivo de observar a distribuição e o comportamento das fases a fim de entender melhor os fenômenos de *surging* e *gas locking*. Entretanto, tais estudos são ainda escassos e pouco explorados em detalhes que permitam fornecer informações sobre os fenômenos envolvidos no escoamento (Barrios 2007, Gamboa 2008).

Portanto, dos trabalhos encontrados na literatura, pode-se afirmar que ainda são necessários estudos que permitam fornecer informações para uma maior compreensão sobre como a fase gasosa se comporta no meio líquido dentro de uma bomba centrífuga. Como forma de simplificar esse tipo de estudo, o presente trabalho tem como foco a análise do comportamento de bolhas isoladas dentro do canal do rotor de uma bomba centrífuga. A análise do comportamento das bolhas e das forças que influenciam diretamente na dinâmica dessas bolhas no canal do rotor é de fundamental importância para o entendimento do comportamento da fase gasosa em uma bomba.

1.1. Objetivos

Com o propósito de compreender melhor o comportamento de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico líquido-gás, o presente trabalho tem como objetivo a realização de um estudo, experimental e numérico do escoamento de bolhas de gás no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga.

O estudo experimental foi realizado por meio da visualização do escoamento no interior do canal de um rotor radial em um referencial rotativo a fim de analisar o escoamento de bolhas de gás isoladas dentro do rotor. Esta técnica de visualização permitiu a avaliação da trajetória, velocidade e diâmetro das bolhas.

A partir das simulações numéricas, realizadas com o programa comercial ANSYS-CFX, foram avaliados detalhes dos campos de velocidade e de pressão da fase líquida ao longo do canal do rotor.

A partir dos dados adquiridos dos estudos experimental e numérico, foi desenvolvido uma correlação para o coeficiente de arrasto de uma bolha de gás escoando em um meio líquido dentro de um rotor radial.

1.2. Justificativa

A presença de gás no escoamento de bombas centrífugas é um problema em vários setores da indústria. Tal condição operacional pode causar uma grande diminuição na eficiência de operação das bombas e, conseqüentemente, grandes perdas econômicas. Devido à complexidade do problema, ainda são poucos os estudos realizados nessa área. A maior parte dos trabalhos realizados, na indústria de petróleo, na área de escoamento bifásico em bombas centrífugas está focada no desempenho global das bombas em função de diferentes parâmetros

operacionais como, por exemplo, a rotação da bomba centrífuga, a fração de gás na mistura gás-líquido, a altura de elevação e a vazão. Alguns estudos também têm sido realizados através da utilização de técnicas de visualização dos padrões de escoamento que ocorrem no interior da bomba com o intuito de entender melhor os fenômenos de *surging* e *gas locking*.

Porém, ainda são bem escassos os trabalhos realizados sobre a dinâmica de bolhas isoladas no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga. Trabalhos desta natureza podem simplificar os estudos sobre escoamento bifásico em bombas centrífugas e fornecer informações importantes para a compreensão de fenômenos complexos que ocorrem dentro de uma bomba devido à presença de gás no escoamento.

1.3. Estrutura do trabalho

O presente trabalho está estruturado em 7 capítulos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução sobre bombas centrífugas operando com escoamento bifásico líquido-gás, alguns conceitos básicos e a importância de seu estudo para aplicações industriais, principalmente na indústria de petróleo. Em seguida, é apresentada a delimitação do problema em questão, os objetivos a serem atingidos e a justificativa para a realização do trabalho.

No segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica dos temas relevantes para a elaboração do trabalho. A revisão bibliográfica apresenta trabalhos experimentais e numéricos que estudaram o comportamento de bombas centrífugas operando com escoamento bifásico, como o desempenho dessas bombas e os padrões de escoamento que afetam em sua operação, além de um estudo sobre as forças que agem sobre uma bolha escoando em um meio líquido.

O capítulo 3 apresenta a metodologia experimental utilizada na elaboração do presente trabalho. Primeiramente, descreve-se a bancada experimental e a montagem de seus principais componentes (rotor, linhas de líquido e gás, sistemas de medição de pressão e vazão, e sistema de visualização). Em seguida, o capítulo informa tanto os valores da grade de testes como os procedimentos experimentais executados ao longo do trabalho.

No capítulo 4 é apresentada a metodologia numérica. Primeiramente é apresentada a modelagem matemática utilizada para a realização de simulações numéricas em bombas, em seguida é apresentado o domínio numérico e as condições de contorno utilizadas para a solução do problema. Finalmente é apresentada a malha numérica e um teste de malha.

O capítulo 5, apresenta a metodologia utilizada para o processamento de imagens, onde é descrito o funcionamento do algoritmo implementado no software Matlab® para a

obtenção das variáveis referentes a bolha. Posteriormente, apresenta-se o método utilizado na obtenção das variáveis referentes a fase líquida na mesma coordenada da bolha.

No capítulo 6 são apresentados os resultados obtidos através das metodologias experimental e numérica utilizadas no presente trabalho. Primeiramente são apresentados os testes do rotor com escoamento monofásico, efetuados para verificar o correto funcionamento do rotor e o atendimento das leis de similaridades em bombas para as quatro velocidades de rotação testadas. Posteriormente é feita uma análise das trajetórias observadas das bolhas no interior dos canais do rotor para diferentes condições operacionais. Em seguida é descrito o modelo utilizado para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d . Em seguida é feita uma análise sobre o comportamento do C_d de uma bolha de gás em uma bomba centrífuga. Por fim é apresentada a correlação proposta para o cálculo do C_d de uma bolha de gás isolada escoando no interior do canal de uma bomba centrífuga.

O capítulo 7 apresenta as conclusões obtidas com a realização do presente trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo irá apresentar os principais trabalhos desenvolvidos sobre a temática de escoamento bifásico em bombas centrífugas. Este capítulo está dividido em três seções. A primeira seção apresenta trabalhos experimentais relacionados a operação de bombas centrífugas com escoamento bifásico. A segunda seção apresenta estudos que utilizaram uma metodologia numérica para estudar escoamento bifásico em bombas. A terceira seção apresenta estudos sobre as forças que agem sobre o escoamento de bolhas em um meio líquido. Finalmente serão apresentadas considerações finais sobre esta revisão bibliográfica e como este trabalho contribuirá para a literatura.

2.1. Estudos experimentais sobre bombas centrífugas operando com escoamento bifásico

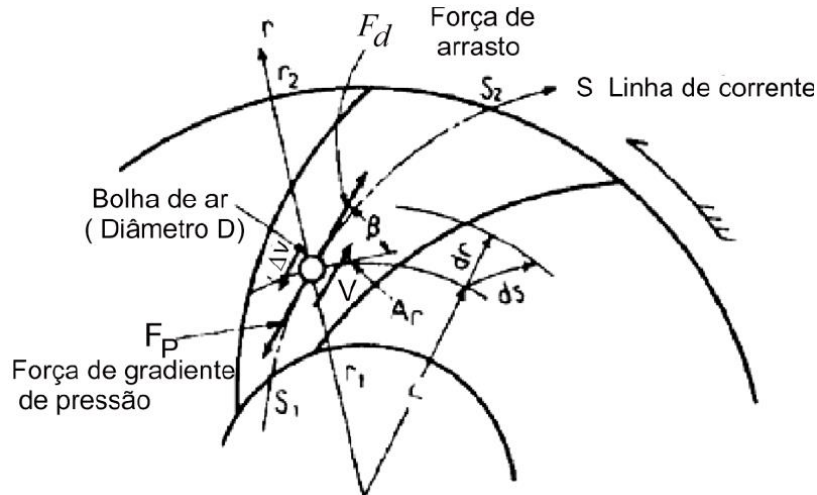
Bombas centrífugas são projetadas para operar com escoamento monofásico, porém, como apresentado na introdução, em processos de produção de petróleo existem casos nos quais é necessário que a bomba opere com escoamento bifásico de líquido e gás. Em casos como estes a bomba pode perder sua capacidade de elevar a pressão e seu desempenho pode ser degradado.

Murakami e Minemura (1974a) realizaram um dos primeiros estudos a respeito da influência de gás no desempenho de uma bomba centrífuga. O trabalho desenvolvido pelos autores foi realizado para estudar a influência da presença de gás no escoamento de bombas utilizadas nos sistemas de refrigeração de reatores das indústrias nucleares, porém serviu como alicerce para futuros estudos sobre escoamento bifásico líquido-gás em bombas centrífugas utilizadas na indústria de petróleo.

No seu estudo Murakami e Minemura (1974a) analisaram de forma teórica as forças que governam o movimento de uma bolha escoando no interior do canal de um rotor. O modelo utilizado pelos autores levou em consideração a hipótese de uma bolha escoando de forma isolada ao longo da linha de corrente entre a fase líquida, desde a entrada de um canal do rotor até a saída do canal. A Figura 2.1 mostra o modelo utilizado por Murakami e Minemura (1974a), onde uma força de arrasto, \vec{F}_D , e uma força devido ao gradiente de pressão no canal, \vec{F}_p , atuam sobre a bolha. A força de arrasto gerada devido a velocidade da fase líquida em relação a bolha atua arrastando a bolha em direção a saída do canal, enquanto que a força devido ao gradiente

de pressão atua na direção contrária a força de arrasto, empurrando a bolha para a entrada do canal.

Figura 2.1 - Forças atuando em uma bolha de ar no canal do rotor.



Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura (1974a).

Os autores sugeriram que a força de arrasto e a força gerada devido ao gradiente de pressão no canal do rotor são responsáveis por determinar se a bolha irá sair do canal do rotor ou irá permanecer presa dentro do mesmo, de tal forma que essas forças se encontram em equilíbrio, ou seja, $\vec{F}_D = \vec{F}_P$. Através desse balanço de forças, os autores deduziram uma equação da velocidade relativa entre a bolha e a fase líquida. A partir dessa velocidade relativa os autores chegaram a uma expressão adimensional para o decremento da altura de elevação teórica da bomba em função da fase gasosa, $\Delta\psi$, essa expressão está representada pela Equação (2.1):

$$\Delta\psi = \Delta\psi_{imp} - \Delta\psi_a + \Delta\psi_h, \quad (2.1)$$

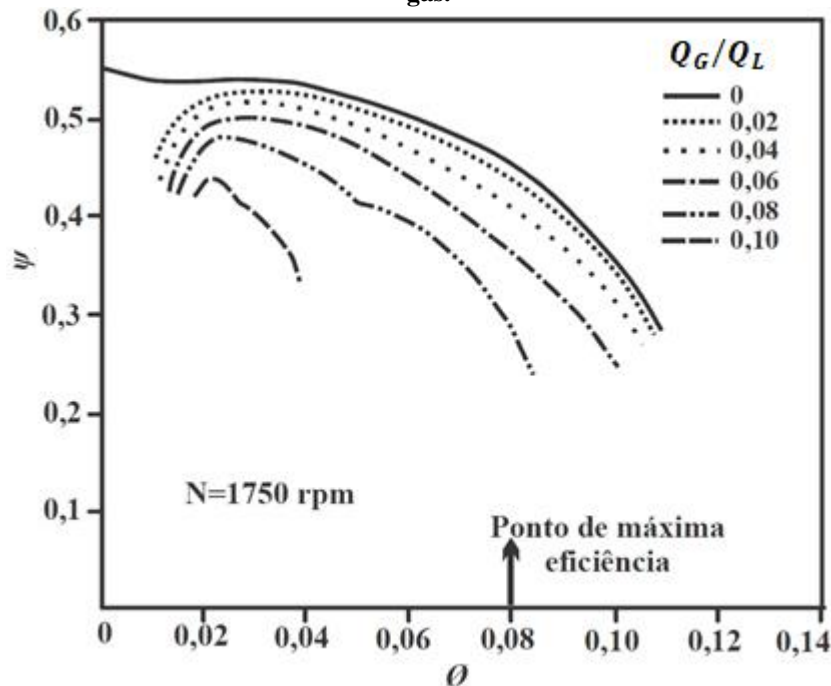
onde, $\Delta\psi_{imp}$, representa a altura de elevação teórica produzida pelo rotor, $\Delta\psi_a$, representa a parte da altura de elevação produzida a partir do ar, $\Delta\psi_h$ representa as perdas hidráulicas da bomba, ou seja, quanto maior for a fração de gás admitida pela bomba, maior será a degradação de seu desempenho.

Utilizando uma carcaça fabricada a partir de um material transparente, os autores também puderam visualizar o padrão de escoamento dentro do rotor da bomba, o que possibilitou analisar como esse padrão influencia no desempenho da bomba. Eles verificaram

que para uma fração de vazio maior que 4%, ocorre um acúmulo de gás na entrada do canal do rotor causando descontinuidades na curva de desempenho.

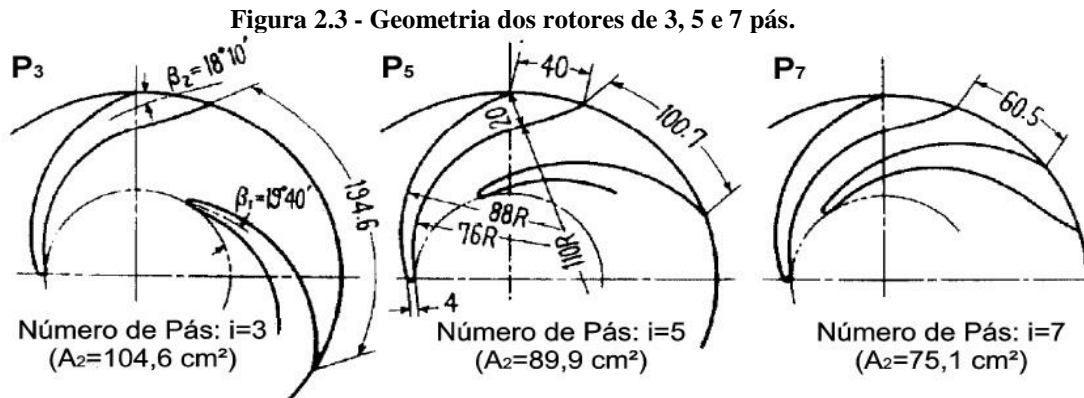
Medições do desempenho de uma bomba operando com água e ar feitas por Murakami e Minemura (1974a) são apresentadas na Figura 2.2. A figura apresenta as curvas da altura de elevação da bomba em função da vazão de líquido para várias razões de vazão volumétrica de ar e água, Q_G/Q_L . É possível observar que quanto maior a razão Q_G/Q_L , maior será a degradação do desempenho da bomba. Também foi visto pelos autores que para valores de $Q_G/Q_L \leq 0,04$, as curvas de desempenho da bomba apresentam apenas uma pequena queda em relação a curva de desempenho monofásico. Já para valores a partir de $Q_G/Q_L \geq 0,06$, o desempenho da bomba cai rapidamente e as curvas de desempenho apresentam várias descontinuidades. De acordo com os autores, essas descontinuidades nas curvas de desempenho, ocorrem devido a uma mudança abrupta do padrão de escoamento dentro do canal do rotor devido ao aumento da fração de gás.

Figura 2.2 - Coeficiente de altura de elevação em função do coeficiente de vazão para diferentes frações de gás.



Fonte: Cubas (2017).

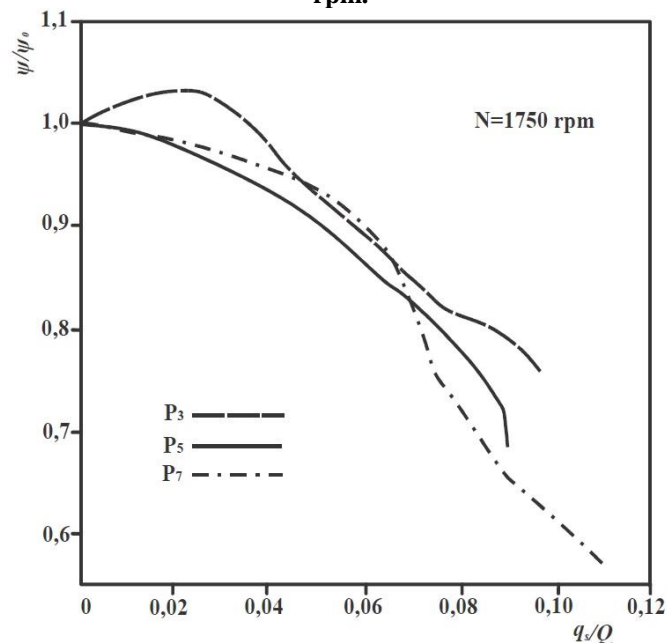
Em um estudo seguinte Murakami e Minemura (1974b), estudaram como o número de pás no rotor afeta o desempenho de uma bomba operando sob a presença de gás. Para isso eles realizaram experimentos com bombas contendo rotores de 3, 5 e 7 pás, as quais foram denominadas de P3, P5 e P7, respectivamente, de acordo com a Figura 2.3.



Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura (1974b).

Nesse estudo os autores observaram que as curvas de desempenho das bombas P5 e P7 se comportaram de forma semelhante, a altura de elevação destas bombas sempre cai com o aumento de Q_G/Q_L . Já a bomba P3, para valores de $Q_G/Q_L \leq 0,03$, tem um comportamento anormal, a sua altura de elevação aumenta com o aumento de Q_G/Q_L . A Figura 2.4 mostra as curvas de altura de elevação das bombas P3, P5 e P7 em função da razão de vazão volumétrica de ar e água para a velocidade de 1750 rpm, onde é possível observar o comportamento mencionado anteriormente.

Figura 2.4 - Curvas de desempenho das bombas com rotores de 3, 5 e 7 pás para uma rotação de 1750 rpm.



Fonte: Cubas (2017)

Segundo os autores, o comportamento anormal da bomba P3 acontece porque a presença de gás nos canais da bomba P3 aumenta a componente tangencial da velocidade absoluta do

líquido na saída do rotor devido a maior largura do canal, aumentando assim sua altura de elevação.

Também foi verificado que devido a maior largura dos canais da bomba P3, bolsões de gás tem maior dificuldade de serem formados, já que as bolhas têm um maior espaço para se movimentarem. Porém bombas com maior número de pás, como as bombas P5 e P7 suportam uma maior quantidade de gás sem perder a capacidade de operação devido a maior ocorrência de quebra de bolhas.

Já na indústria de petróleo, um dos primeiros trabalhos feitos para analisar o desempenho de uma bomba centrífuga sob a influência da presença de gás foi feito por Lea e Bearden (1982). O objetivo do estudo dos autores foi de medir a altura de elevação de uma BCS de múltiplos estágios sob a influência de diferentes parâmetros de operação, como a velocidade de rotação, vazão de líquido e pressão de entrada. Foram feitos testes com ar e água e também com diesel e CO₂, utilizando três bombas diferentes para a realização dos testes, duas bombas de fluxo radial e uma bomba de fluxo misto.

Utilizado a bomba Centrilift I-42B, foram feitos os testes com água e ar, nos quais o desempenho da bomba foi analisado para crescentes valores de frações de gás. Foi observado que para baixas vazões de gás a curva de desempenho da bomba com escoamento bifásico é próxima a curva com escoamento monofásico. Porém com o aumento crescente da vazão de gás, ocorre o crescente distanciamento da curva bifásica em relação a curva monofásica, até a fração de gás atingir 7%, onde o desempenho da bomba cai de forma drástica. Esse comportamento foi denominado de *surging* pelos autores. Lea e Bearden (1982) também observaram que quando a fração de gás atingia 17%, a bomba perdia totalmente sua capacidade de elevar pressão, ocorrendo assim o fenômeno que foi denominado de *gás locking*.

Os testes realizados com diesel e CO₂ como fluidos de trabalho, foram feitos com as bombas de fluxo radiais Centrilif I-42B e C-72 e a bomba de fluxo mista Centrilif K-70. A partir dos testes realizados pelos autores, foi possível verificar que, em geral, uma maior pressão de sucção garante uma menor degradação do desempenho da bomba, além disso também foi possível observar que bombas de fluxo misto tem um melhor desempenho operando com escoamento bifásico em relação a bombas de fluxo radial, porém os autores não detalharam o motivo deste fenômeno.

Utilizando os dados experimentais obtidos no trabalho de Lea e Bearden (1982), Turpin (1986) desenvolveu uma correlação empírica para prever a altura de elevação de uma BCS em função da fração de gás e pressão de sucção. A correlação é dada pela Equação (2.2):

$$\Phi = \frac{2000(Q_G/Q_L)}{3P_{su}} \quad (2.2)$$

onde (Q_G/Q_L) representa a razão entre a vazão de gás e a vazão de líquido na sucção da bomba e P_s é a pressão de sucção da bomba.

Essa correlação foi utilizada para medir a degradação da bomba com o aumento da fração de gás e definir se a bomba está operando em uma região estável ou não. Para $\Phi \leq 1$ a bomba apresenta pouca degradação de desempenho e opera de forma estável, já para valores de $\Phi > 1$ a bomba pode apresentar degradação severa operando de forma instável.

Com o objetivo de gerar dados experimentais sobre desempenho de bombas centrífugas operando sob a influência de gás, Cirilo (1998) realizou um estudo experimental utilizando três bombas centrífugas diferentes, duas de fluxo misto e uma de fluxo radial. O autor realizou testes variando condições operacionais como a fração de gás, pressão de sucção, geometria e velocidade de rotação.

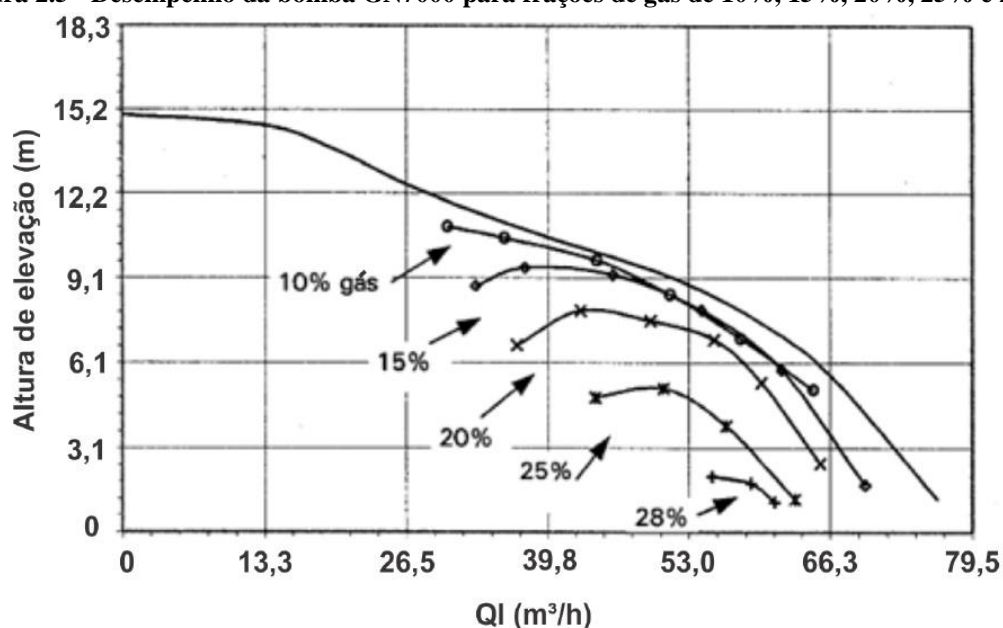
Cirilo (1998) observou que para uma pressão de sucção e velocidade de rotação constantes, todas as bombas estudadas apresentam uma menor altura de elevação com o aumento da fração de gás. Esse comportamento é apresentado na Figura 2.5, onde é mostrado o resultado dos testes realizados com a bomba de fluxo misto GN 7000 utilizada pelo autor.

Também foi observado pelo autor que bombas de fluxo misto conseguem operar com uma maior fração de gás em relação a bombas de fluxo radial, como também já observado anteriormente por Lea e Bearden (1982). O limite encontrado pelo autor para bombas do tipo misto foi de 28% de fração de gás e apenas 18% de fração de gás para bombas do tipo radial para uma pressão de sucção constante de 3447,4 kPa. Uma correlação simples foi proposta para prever a estabilidade de bombas centrífugas operando com determinada fração de gás e pressão de sucção. Essa correlação está representada pela Equação (2.3):

$$\alpha_{max} = 0,0187P_e^{0,4342} \quad (2.3)$$

onde P_e representa a pressão manométrica de sucção em psi. Essa correlação indica a fração de gás máxima em função da pressão de sucção na qual a bomba consegue operar de uma forma estável, porém essa correlação só é aplicável para bombas de fluxo misto e não leva em conta parâmetros operacionais como a velocidade de rotação e número de estágios da bomba.

Figura 2.5 - Desempenho da bomba GN7000 para frações de gás de 10%, 15%, 20%, 25% e 28%.

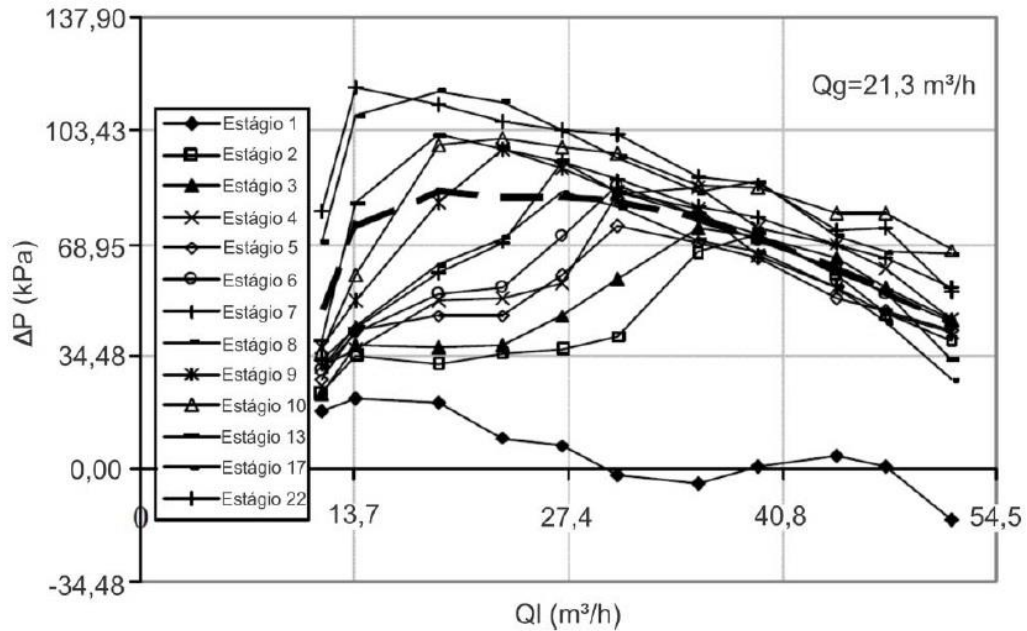


Fonte: Adaptado de Cirilo (1998).

Até então os trabalhos realizados para analisar o escoamento bifásico em bombas centrífugas foram feitos baseados na média das condições de sucção e descarga da bomba, assim sendo dependentes do número de estágios presentes nas bombas analisadas. Com uma proposta de avaliar o desempenho individual de cada estágio de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico, Pessoa (2001) realizou experimentos nos quais o autor mediu o ganho de pressão individual de cada estágio de uma bomba centrífuga GC6100 de 22 estágios. A Figura 2.6 apresenta o ganho de pressão a cada estágio da bomba em função da vazão de líquido para uma vazão de gás constante.

Pessoa (2001) observou que o desempenho médio da bomba é significativamente diferente do desempenho individual de cada estágio. O primeiro estágio tem um desempenho significativamente menor em relação aos demais estágios, o autor sugeriu que este fenômeno ocorre devido ao fato do primeiro estágio ter a função de misturar as fases e quebrar as bolhas, desta forma os estágios seguintes trabalham com bolhas menores e têm um melhor desempenho em relação ao primeiro estágio. Além deste fato, o autor também concluiu que devido ao aumento gradual de pressão a cada estágio, os últimos estágios da bomba têm seu desempenho menos degradado.

Figura 2.6 - Ganho de pressão a cada estágio da bomba em função da vazão de líquido, para uma vazão de gás de 21,3 m³/h.



Fonte: Adaptado de Pessoa (2001).

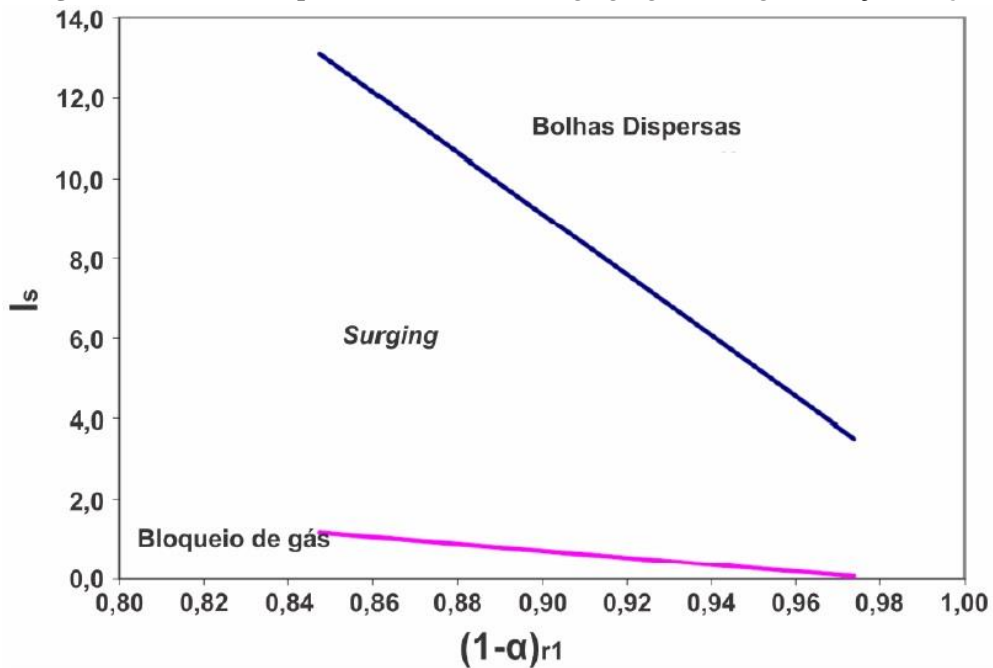
Com a finalidade de estudar os fenômenos físicos que levam a ocorrência do *surging* em uma BCS, Estevam (2002) desenvolveu um estudo experimental no qual o autor utilizou dois tipos de bombas centrífugas diferentes. A primeira bomba utilizava um rotor feito em material acrílico transparente com dimensões baseadas em um estágio de uma bomba do tipo Reda DN-280, geralmente utilizada em processos de produção de petróleo, e tinha como objetivo a visualização dos fenômenos que ocorrem dentro do canal do rotor. A segunda bomba foi utilizada como simulador de desempenho de BCS, para isso o autor utilizou uma bomba comercial do tipo Itap 65-330/2 e realizou vários testes variando a fração de gás na sucção entre 0 – 15%.

A partir de seus dados experimentais Estevam (2002) desenvolveu um “mapeamento do *surging*”, conseguindo delimitar a ocorrência do *surging* através da definição de um número adimensional teórico desenvolvido a partir da aplicação do modelo de dois fluidos ao escoamento, o autor denominou esse número de I_s (Indicador de *Surging*). O I_s , apresentado na Equação (2.4), relaciona as forças de arrasto e centrífuga com a fração de vazio ocorrendo na entrada do canal do rotor:

$$I_s = C_D \left(\frac{R}{D_b} \right) F_{r\omega} \quad (2.4)$$

onde C_d é o coeficiente de arrasto, R é o raio do rotor, D_b é o diâmetro médio da bolha e $F_{r\omega}$ é o número de Froude centrífugo. A aplicação do I_s é mostrada na Figura 2.7, onde para uma certa condição operacional e mesma fração de gás, um valor de I_s na região de bolhas dispersas indica que a força de arrasto é maior que a força centrífuga, já para valores de I_s na região de *surging* ou *gas locking*, a força centrífuga é maior que a força de arrasto, fazendo com que as bolhas não consigam deixar o rotor, o que ocasiona na degradação do desempenho da bomba.

Figura 2.7 - Fronteiras para a ocorrência de *surging* e *gas locking* em função de I_s .



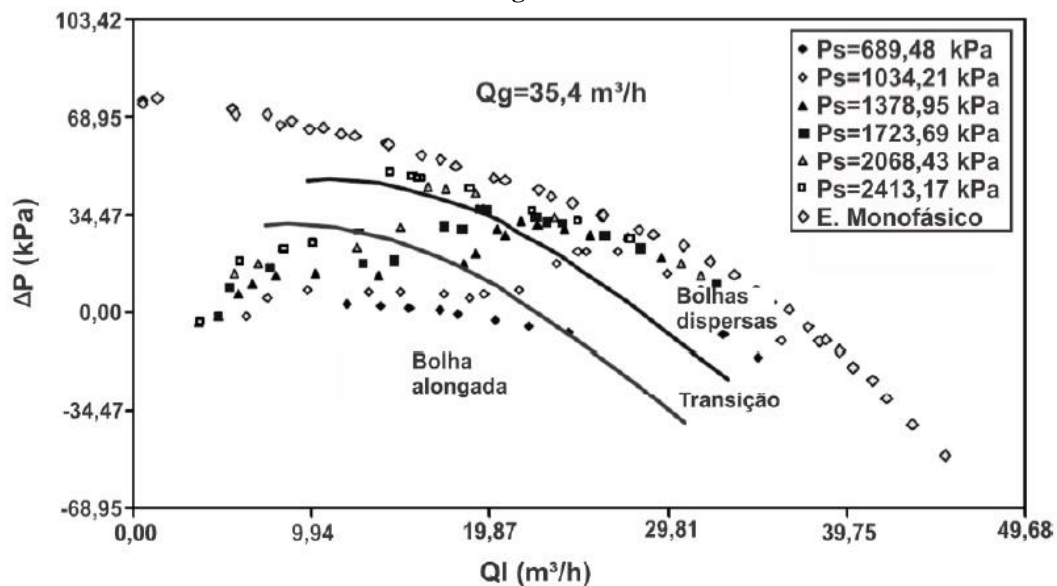
Fonte: Estevam (2002).

Com o intuito de mostrar que o desempenho médio de uma bomba centrífuga depende do número de estágios que a compõem, Beltur (2003) utilizou a mesma BCS, GC 1600 de 22 estágios, utilizada por Pessoa (2000) para realizar seus experimentos. O autor confirmou a observação de Pessoa de que as condições hidrodinâmicas são diferentes para cada estágio da bomba, assim os estágios finais da bomba sofrem uma menor degradação de desempenho em relação aos estágios iniciais e qualquer correlação baseada apenas no desempenho médio dos estágios da bomba pode levar a cálculos incorretos.

Ainda utilizando a mesma bomba utilizada por Pessoa (2001) e Beltur (2003), Duran (2003) realizou um estudo de mapeamento dos padrões de escoamento em um estágio da bomba para várias vazões de gás e pressões de sucção diferentes, nesse estudo o autor determinou limites para transição entre os padrões de escoamento. A Figura 2.8 mostra os padrões de escoamento encontrados em função da vazão de gás e pressão de sucção da bomba.

São descritos três padrões de escoamento distintos por Duran (2003). Segundo o autor, a curva de desempenho da bomba para o primeiro padrão, denominado de bolhas dispersas, é semelhante a curva de desempenho da bomba operando com escoamento monofásico, quando a vazão de líquido diminui o ganho de pressão da bomba aumenta. Na região do segundo padrão de escoamento, denominado de transição, o desempenho da bomba cai de forma abrupta e a curva de desempenho da bomba se torna instável. Nessa região quando a vazão de líquido diminui o ganho de pressão da bomba também diminui. A terceira região, denominada de bolhas alongadas, é caracterizada por uma queda do desempenho da bomba na qual o ganho de pressão se torna quase nulo, nessa região a vazão de líquido tem pouca influência no ganho de pressão da bomba.

Figura 2.8 - Mapa dos padrões de escoamento no desempenho da bomba com escoamento bifásico líquido-gás.



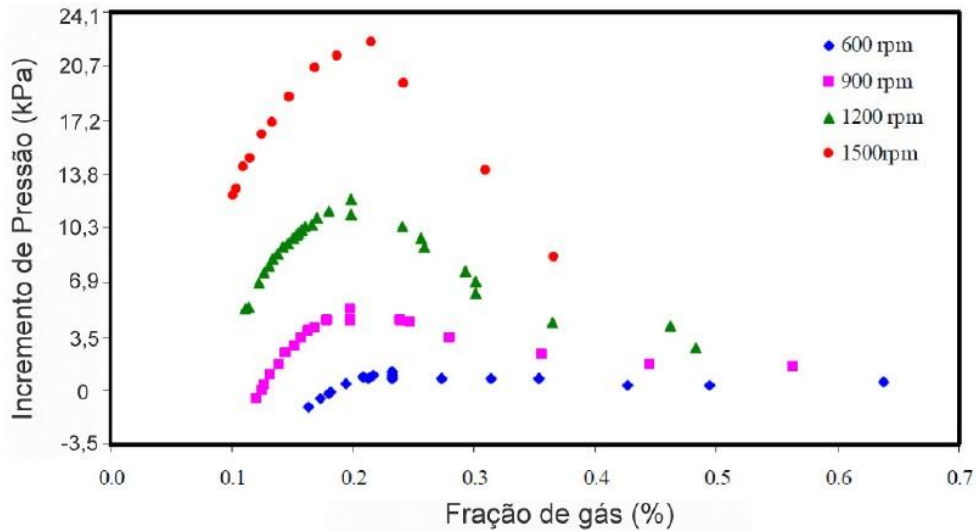
Fonte: Adaptado de Duran (2003).

Barrios (2007) realizou um estudo teórico e experimental sobre o comportamento do escoamento bifásico líquido-gás em uma BCS. A autora utilizou uma montagem experimental para medir o desempenho de um estágio da bomba centrífuga operando com escoamento bifásico líquido-gás e visualizar o comportamento do escoamento no interior do rotor da bomba. Sendo assim, é possível analisar os fenômenos físicos que levam a formação e desenvolvimento do fenômeno de *surging*.

Em seus experimentos de avaliação de desempenho, Barrios (2007) realizou testes variando a velocidade de rotação da bomba entre 600 e 1500 rpm, onde observou que mantendo-se fixas as demais condições de operação, o desempenho da bomba é degradado após um certo

valor da fração de gás, mesmo comportamento observado por pesquisadores já citados anteriormente. Além desse comportamento a autora também observou que o aumento da velocidade de rotação da bomba aumenta sua capacidade de suportar gás, concluindo que maiores velocidades de rotação implicam em uma maior janela de operação da bomba. Esse comportamento é mostrado na Figura 2.9, onde é apresentada a curva de desempenho da bomba para velocidades de 600, 900, 1200 e 1500 rpm.

Figura 2.9 - Incremento de pressão em função da fração de gás para diferentes rotações.



Fonte: Adaptado de Barrios (2007).

Após a realização de vários testes, a autora também observou em seus experimentos que após a bolha no interior do canal do rotor atingir um certo tamanho crítico, esta permanece presa no canal do rotor, aumentando o seu tamanho devido a coalescência com outras bolhas, o que leva a ocorrência do *surging*. A partir desta observação, utilizando Dinâmica do Fluidos Computacional a autora desenvolveu um modelo mecanicista para prever a formação do *surging* baseado no tamanho crítico da bolha e de um coeficiente de arrasto. O modelo desenvolvido por Barrios (2007) é apresentado pela Equação (2.5):

$$(2\pi\Omega)^2 R_1 (\rho_L - \rho_g) - \frac{3}{8} \frac{\rho_M}{R_{b_{critico}}} (V_{rel})^2 Cd = 0 \quad (2.5)$$

onde ρ_L é a massa específica do líquido, ρ_g é a massa específica do gás, ρ_M é a massa específica da mistura, Ω é a velocidade de rotação do rotor, R_1 é o raio de entrada do rotor, $R_{b_{critico}}$ é o raio da bolha de tamanho crítico, V_{rel} é a velocidade relativa da fase líquida e Cd é o coeficiente de arrasto.

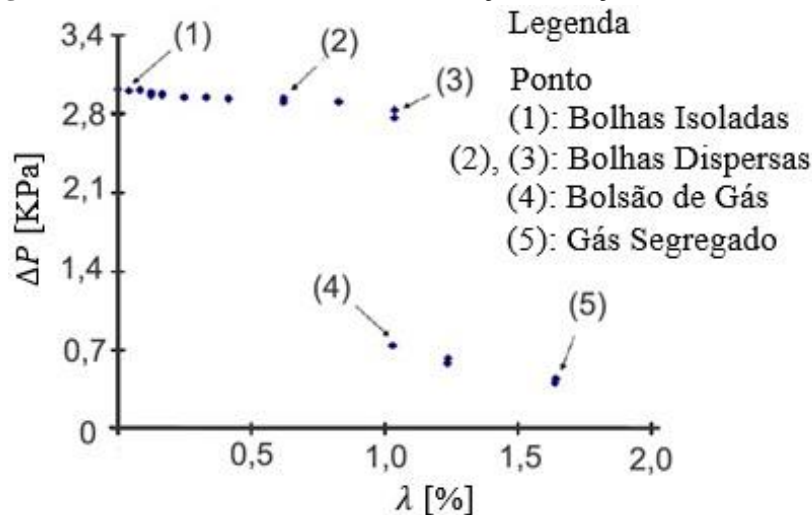
Gamboa (2008) realizou algumas modificações na bancada experimental utilizada por Barrios (2007). Para analisar a influência do primeiro estágio no desempenho global da bomba, o autor modificou o método de injeção de gás utilizado por Barrios (2007), onde conseguiu injetar gás tanto na entrada do primeiro estágio, como também diretamente na entrada do segundo estágio da bomba, o qual foi utilizado como estágio de visualização.

Injetando gás na entrada do primeiro estágio da bomba o autor conseguiu observar bolhas de 0,5 mm de diâmetro no segundo estágio, enquanto que injetando gás diretamente no segundo estágio da bomba o autor observou bolhas de até 3,5 mm de diâmetro. Como já sugerido anteriormente por outros autores, devido a diferença nos tamanhos das bolhas, Gamboa (2008) também sugeriu que o primeiro estágio tem a função de quebrar as bolhas, melhorando assim o desempenho dos estágios seguintes.

Gamboa (2008) também desenvolveu um mapa de degradação de desempenho da bomba que relaciona a fração de gás, o padrão de escoamento e o ganho de pressão da bomba. Este mapa é uma variação do mapa desenvolvido por Romero (1999) e tem como objetivo descrever o comportamento da fase gasosa para diferentes padrões de escoamento encontrados.

A Figura 2.10 mostra os padrões de escoamento encontrados pelo autor com a variação da fração de gás e do ganho de pressão para uma velocidade de rotação de 600 rpm. O ponto (1) representa a região de bolhas isoladas, onde o ganho de pressão é semelhante ao ganho de pressão monofásico, nesse ponto as bolhas são pequenas, não interagem entre si e conseguem sair do rotor facilmente. O ponto (2) representa a região de bolhas dispersas, esse padrão é observado após o aumento da vazão de gás na bomba, o que leva ao aumento da quantidade de bolhas causando aglomeração de bolhas no canal do rotor.

Figura 2.10 - Padrões de escoamento em função da fração volumétrica de gás.



Fonte: Adaptado de Gamboa (2008).

Um contínuo aumento da vazão de gás acarreta nos pontos (3) e (4), onde é ocasionado o *surging*. Nesses dois pontos a vazão de gás é a mesma, porém os padrões de escoamento são distintos, para o ponto (3) o padrão é de bolhas dispersas, já para o ponto (4) o padrão é de bolsão de gás. É possível observar que mesmo para vazões de gás iguais, ocorre uma queda abrupta do desempenho da bomba do ponto (3) para o ponto (4). Isso acontece devido aos diferentes padrões de escoamento entre os dois pontos. Aumentando a vazão de gás ainda mais, atinge-se o ponto (5), o qual representa a região de gás segregado. No ponto (5) o autor observou que os bolsões de gás ocupam quase que todo o canal do rotor, o que pode levar ao *gás locking*.

Gamboa (2008) concluiu através de seus estudos que os fenômenos de *surging* e *gás locking* estão diretamente ligados aos diferentes padrões de escoamento ocorrendo dentro dos canais do rotor.

Com o propósito de investigar a influência da viscosidade da fase líquida na degradação da altura de elevação de uma BCS operando com escoamento líquido-gás, Trevisan (2009) adaptou a bancada experimental utilizada por Barrios (2007) e Gamboa (2009) para trabalhar com fluidos viscosos. O autor utilizou janelas fabricadas de Pexiglas® na entrada, saída e nos canais do rotor com o objetivo de visualizar os padrões de escoamento dentro da BCS. Primeiramente os experimentos foram realizados com água e ar como fluidos de trabalho, depois foram repetidos com óleos de diferentes viscosidades entre 1 e 161 cP.

Trevisan (2009) observou cinco padrões de escoamento distintos para água e ar, como também para óleo e ar, tais padrões foram denominados de bolhas dispersas, bolhas aglomeradas, bolsão de gás, gás segregado e gás intermitente. A partir dos dados referentes aos gradientes de pressão gerados para cada padrão de escoamento foi observado pelo o autor que para o padrão bolhas dispersas o desempenho da bomba é similar ao desempenho monofásico e o padrão pode ser modelado com uma boa aproximação através da utilização do modelo homogêneo, onde não há escorregamento entre as fases. O padrão bolhas aglomeradas gerou pouca degradação de desempenho e não foi observado instabilidades da curva de desempenho da bomba para este padrão.

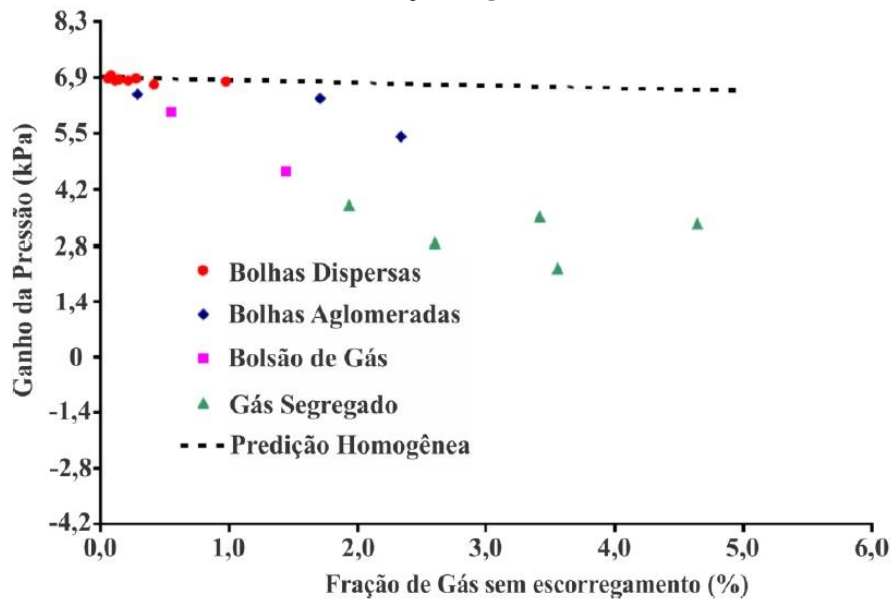
No padrão bolsão de gás foi observado a ocorrência do fenômeno de *surging*, onde grandes bolsões de gás ocupavam o canal do rotor. Através da medida de diferencial de pressão (ΔP), foi observado que no padrão bolsão de gás o diferencial de pressão se alternava em valores altos e baixos, indicando que este fenômeno é transiente. O padrão de gás segregado apresentou características similares ao caso anterior, com uma diferença de que neste caso os bolsões de gás ocupavam praticamente toda a extensão do canal do rotor, enquanto que apenas uma fina camada de líquido escoava próximo a pá de pressão do rotor, também, nesse caso não houve

variação no diferencial de pressão. O padrão de gás intermitente foi observado apenas para os testes com óleo, no qual ocorreu o fenômeno de *gas locking*.

A Figura 2.11 mostra os diferentes padrões de escoamento encontrados com o incremento do ganho de pressão em função da fração de gás para os testes realizados com água e ar. Para estes testes, o padrão bolhas dispersas foi encontrado para baixas frações de gás, onde o ganho de pressão da bomba não é afetado, tendo um comportamento similar ao monofásico. Com o aumento da fração de gás, surgem os demais padrões de escoamento e o ganho de pressão começa a ser afetado, nestes testes o padrão de gás segregado foi o mais prejudicial ao desempenho da bomba.

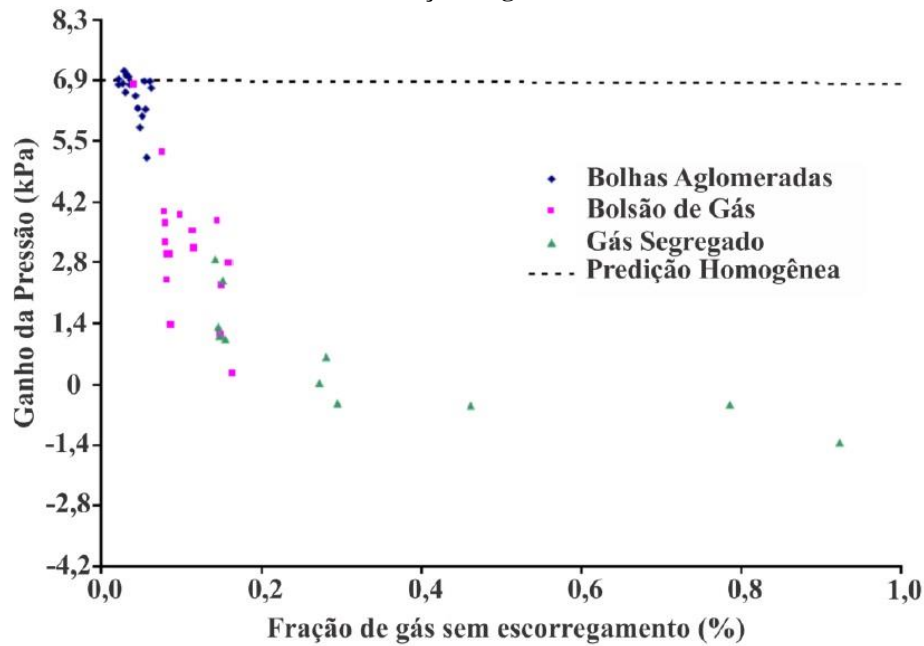
Já para os testes realizados com óleo e ar, o primeiro padrão observado foi o de bolhas aglomeradas, este padrão ocorreu para baixas frações de gás e não foi muito prejudicial ao ganho de pressão da bomba. Com o aumento da fração de gás os demais padrões são observados e até mesmo para frações de gás baixas, esses padrões podem ser bem prejudiciais ao ganho de pressão da bomba, onde no caso do padrão de gás intermitente a bomba pode atingir o *gas locking*. Os fenômenos descritos podem ser observados na Figura 2.12, a qual mostra os diferentes padrões de escoamento encontrados com o incremento do ganho de pressão em função da fração de gás para os testes realizados com óleo e ar.

Figura 2.11 - Padrões de escoamento observados para os testes realizados com água e ar em função da fração de gás.



Fonte: Adaptado de Trevisan (2009).

Figura 2.12 - Padrões de escoamento observados para os testes realizados com óleo e ar em função da fração de gás.

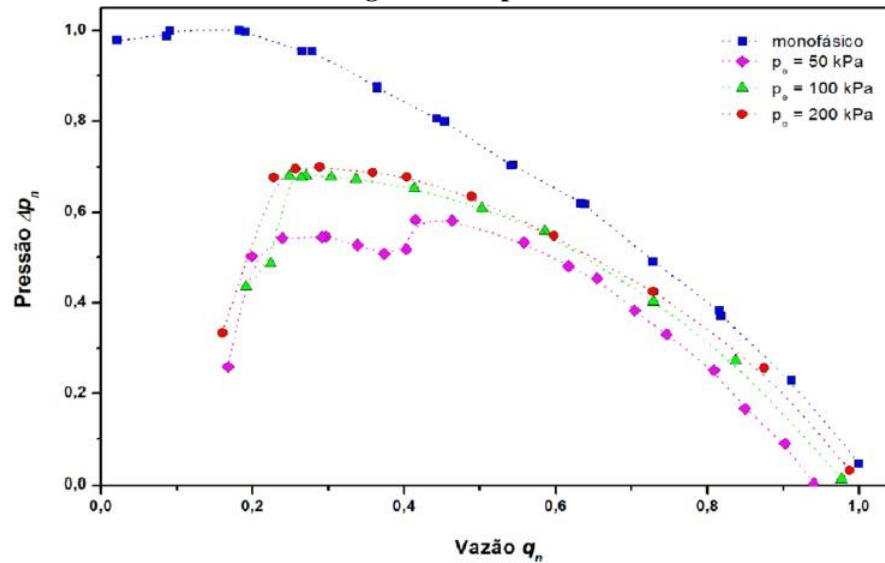


Fonte: Adaptado de Trevisan (2009).

Trevisan (2009) concluiu que a viscosidade da fase líquida tem grande influência no desempenho de uma BCS operando com escoamento bifásico líquido-gás. Substituindo a água por óleo, o autor observou que para fluidos mais viscosos, ocorrem menos quebras de bolhas dentro do rotor devido a diminuição da turbulência, o que favorece o aparecimento de bolhas grandes, gerando uma maior degradação da altura de elevação. Desta forma o fenômeno de *surging* ocorre para menores frações de gás, diminuindo assim a janela de operação da bolha.

Monte Verde (2011) realizou um estudo para avaliar o desempenho de uma bomba GN 7000 de fluxo misto operando com água e ar em função de diferentes condições operacionais. Em uma de suas análises, o autor verificou a influência da pressão de sucção da bomba em seu desempenho, onde observou que uma maior pressão de sucção acarreta em uma menor degradação de desempenho da bomba. A Figura 2.13 mostra o ganho de pressão da bomba em função da fração de gás para diferentes pressões de sucção. O autor sugeriu que maiores pressões de sucção acarretam em um melhor desempenho da bomba, isso porque com o aumento da pressão de sucção, o diâmetro das bolhas na entrada do rotor é menor, dificultando a coalescência de bolhas. Porém este é um parâmetro operacional que deve ser manipulado com cuidado, porque o aumento da pressão de sucção da bomba diminui a diferença de pressão entre o reservatório e o poço, o que pode acarretar em uma menor produtividade.

Figura 2.13 - Influência da pressão no desempenho da bomba GN 7000 operando com 10% de fração de gás a 1800 rpm.

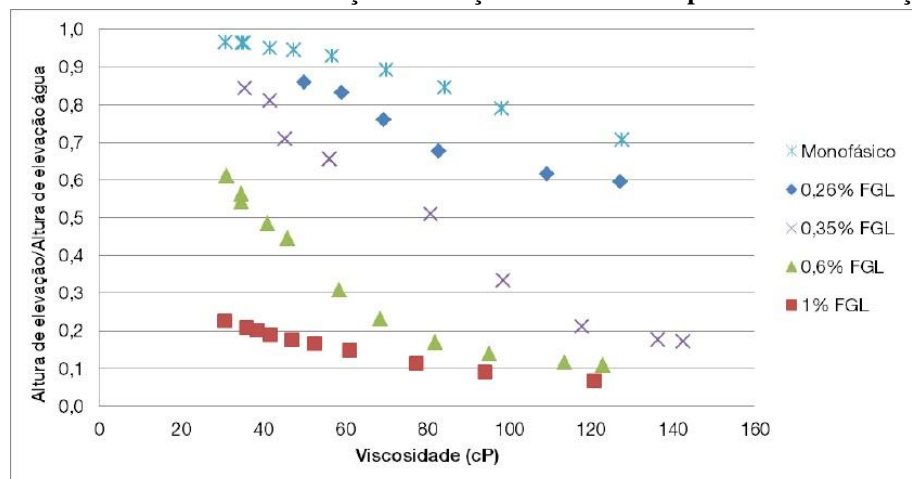


Fonte: Adaptado de Monte Verde (2011).

Outro pesquisador que estudou a influência da viscosidade da fase líquida no desempenho de uma BCS operando com escoamento bifásico líquido-gás, foi Paternost (2013). O autor utilizou glicerina e ar como fluidos de trabalho e uma bomba de fluxo radial de duplo estágio com uma estrutura fabricada em acrílico na entrada da bomba para visualizar o comportamento do escoamento a montante da sucção.

Paternost (2013) observou que o aumento da viscosidade da fase líquida proporciona um escoamento laminar na tubulação de admissão da bomba, o que desfavorece o mecanismo de quebra de bolhas, desta forma são geradas bolhas maiores, favorecendo a ocorrência de *surging*. O autor utilizou uma bomba Imbil, modelo Ita 65 330/2, a Figura 2.14 mostra a altura de elevação da bomba em função da viscosidade da fase líquida para diferentes frações de gás.

Figura 2.14 - Curvas de altura de elevação em função da viscosidade para diferentes frações de gás.

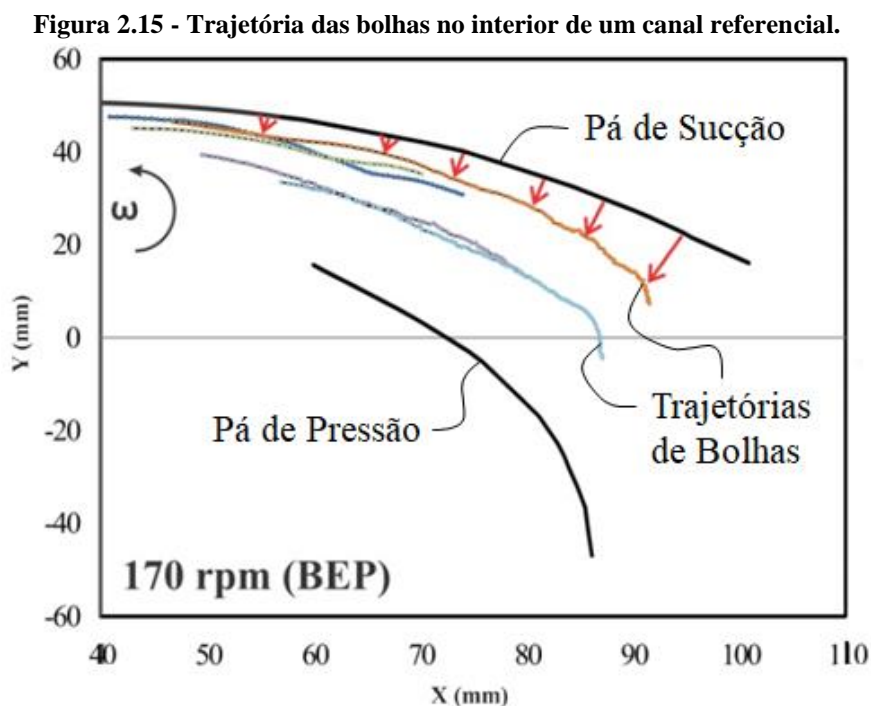


Fonte: Paternost (2013).

O autor também verificou que cada curva tem uma tendência de queda linear, já que com o aumento da viscosidade a altura de elevação sempre diminui, desta forma deve haver um valor de viscosidade máximo no qual a altura de elevação será nula gerando um fenômeno que o autor denominou de “bloqueio em função da viscosidade”. Deve ser ressaltado também que esse fenômeno também dependerá da fração de gás na bomba.

Sabino (2015) realizou um trabalho experimental e numérico para estudar as forças que atuam nas bolhas de gás em uma bomba centrífuga, o autor utilizou uma bomba com carcaça e rotor feitos a partir de um material transparente para visualização do escoamento dentro da bomba. Os testes foram realizados para condições de rotações entre 110 e 220 RPM e vazões de líquido entre o BEP e 20% acima do BEP. Foram feitos testes com baixas vazões de gás com o intuito de se obter escoamento com pequenas bolhas isoladas nos canais do rotor. Para a visualização do escoamento foi utilizada uma câmera de alta velocidade e foi utilizada uma técnica de associação de pixels para analisar a trajetória, velocidade e o diâmetro da bolha.

A partir de seus experimentos o autor observou que as bolhas tendem a escoar próximo a pá de sucção do rotor devido a um gradiente transversal de pressão existente no canal. Porém próximo a saída do canal do rotor as bolhas tendem a se afastar para o lado de pressão do canal, segundo o autor esse fenômeno acontece devido a influência da força coriolis. A Figura 2.15 mostra o comportamento descrito acima para uma rotação da bomba de 170 rpm.



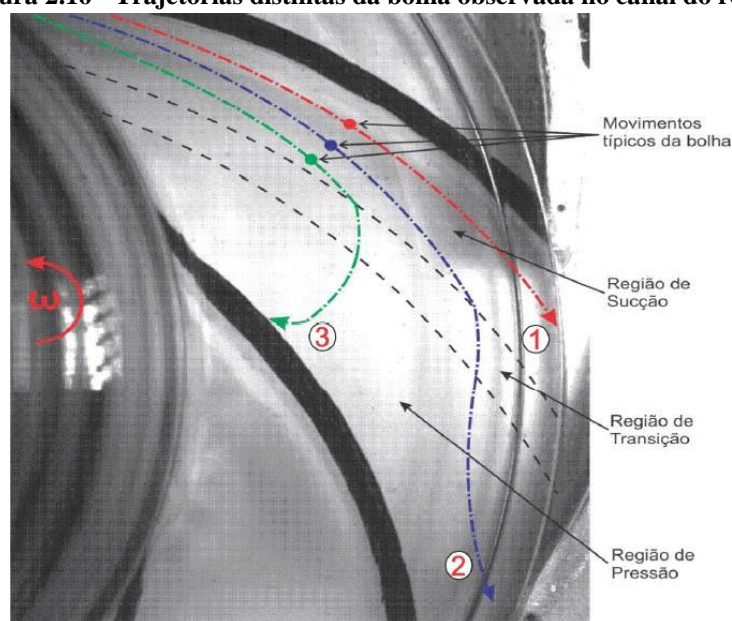
Fonte: Sabino (2015).

Através de suas análises Sabino (2015) observou que as bolhas de gás realizam majoritariamente três majoritariamente três trajetórias diferentes dentro do canal do rotor. As três trajetórias são apresentadas na

Figura 2.16. A trajetória vermelha foi o caminho mais observado pelo autor, as bolhas escoam próximo a pá de sucção do rotor e saem facilmente do canal sempre escoando pela região de sucção do canal. A linha da cor azul representa a segunda trajetória feita pelas bolhas, o movimento delas se inicia na região de sucção do canal do rotor e é desviado para a região de pressão próximo a saída do canal, mas ainda conseguem sair do canal. A terceira trajetória é representada pela linha de cor verde, nesse caso a bolha inicia sua trajetória próximo a pá de sucção na região de sucção do canal, antes de chegar na saída do canal a bolha atinge uma região de pressão e muda sua trajetória em direção ao olho do rotor.

A partir desse estudo Sabino (2015) chegou à conclusão que as forças que determinam a trajetória da bolha são as forças de arrasto e a força devido ao gradiente de pressão existente no canal do rotor. Na região de sucção do canal a força que predomina é a força de arrasto, já na região de pressão a força predominante é a força devido ao gradiente de pressão.

Figura 2.16 - Trajetórias distintas da bolha observada no canal do rotor.



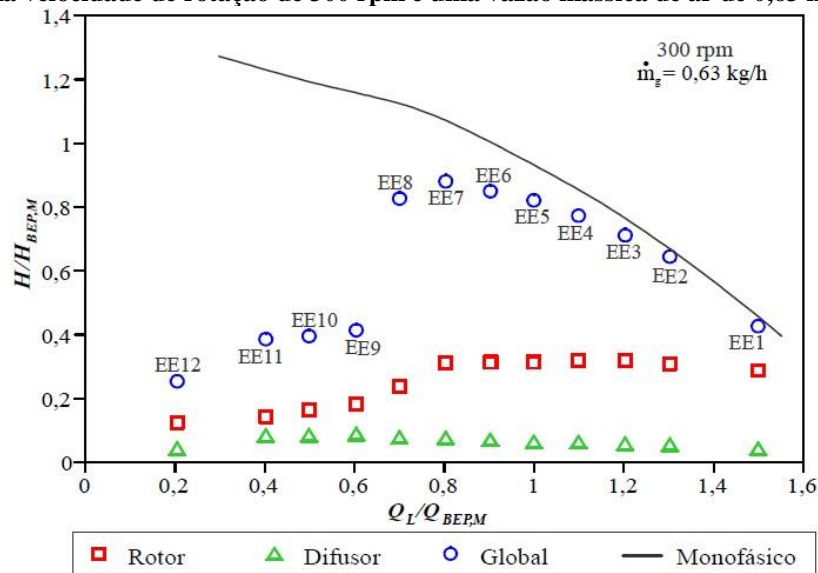
Fonte: Adaptado de Sabino (2015).

Sabino (2015) ainda propôs uma correlação para calcular o coeficiente de arrasto, C_d , de uma bolha de gás escoando em meio a fase líquida no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga. O autor baseou sua correlação no modelo de Murakami e Minemura (1974a). A correlação desenvolvida por Sabino (2015) apresentou uma boa concordância com os dados do coeficiente de arrasto obtidos experimentalmente. A partir de seus resultados o autor

observou que o Cd é influenciado pelo diâmetro de bolha e pela rotação da bomba, porém o autor somente obteve resultados para baixas vazões de líquido e baixas velocidades de rotação.

Cubas (2017) utilizou uma bomba com carcaça e rotor transparentes e uma câmera de alta velocidade para melhor visualização da distribuição das fases do escoamento dentro da bomba. Os testes de visualização foram realizados cumprindo as leis de similaridade para rotação de 300 rpm, a pressão de sucção foi fixada a 160 KPa, a fração de vazio foi variada de 2% a 10% e as vazões de líquido entre 0,2 e 1,5 vezes o ponto de melhor eficiência da bomba. A Figura 2.17 mostra a curva de desempenho monofásica e as curvas de desempenho bifásico do rotor, difusor e global da bomba centrífuga para a rotação de 300 rpm e vazão mássica de gás constante igual a 0,63 kg/h.

Figura 2.17 - Curvas de desempenho sob escoamento bifásico do rotor, do difusor e global da bomba para uma velocidade de rotação de 300 rpm e uma vazão mássica de ar de 0,63 kg/h.



Fonte: Adaptado de Cubas (2017).

Foi feita uma análise visual das estruturas de escoamento em doze pontos (EE1 até EE12), os quais foram os pontos utilizados para o levantamento da curva de desempenho global da bomba com escoamento bifásico. As imagens dos pontos EE1 até o EE12 são mostradas na Figura 2.18.

No ponto EE1 a fase gasosa se apresenta na forma de bolhas dispersas, as bolhas têm uma trajetória preferencial pelo lado de sucção do canal do rotor, mas devido ao gradiente de pressão existente no canal do rotor, as bolhas sofrem um leve desvio para o lado de pressão do rotor perto da saída do canal. Apesar do leve desvio todas as bolhas conseguem sair do rotor

em direção ao difusor, no qual as bolhas escoam pelo lado de pressão. Nesse ponto a degradação do desempenho da bomba é quase desprezível em comparação com o desempenho monofásico.

No ponto EE2 o mesmo padrão de bolhas dispersas é observado, mas nesse ponto já começam a surgir recirculações de bolhas levando a aglomeração perto da entrada do canal do rotor. No ponto EE3, o padrão é similar aos pontos anteriores, mas com o aumento da população de aglomeração, o que faz com que comecem a surgir casos de coalescência das bolhas. No difusor as bolhas aumentaram de tamanho e a curva de desempenho começa a se distanciar do desempenho monofásico.

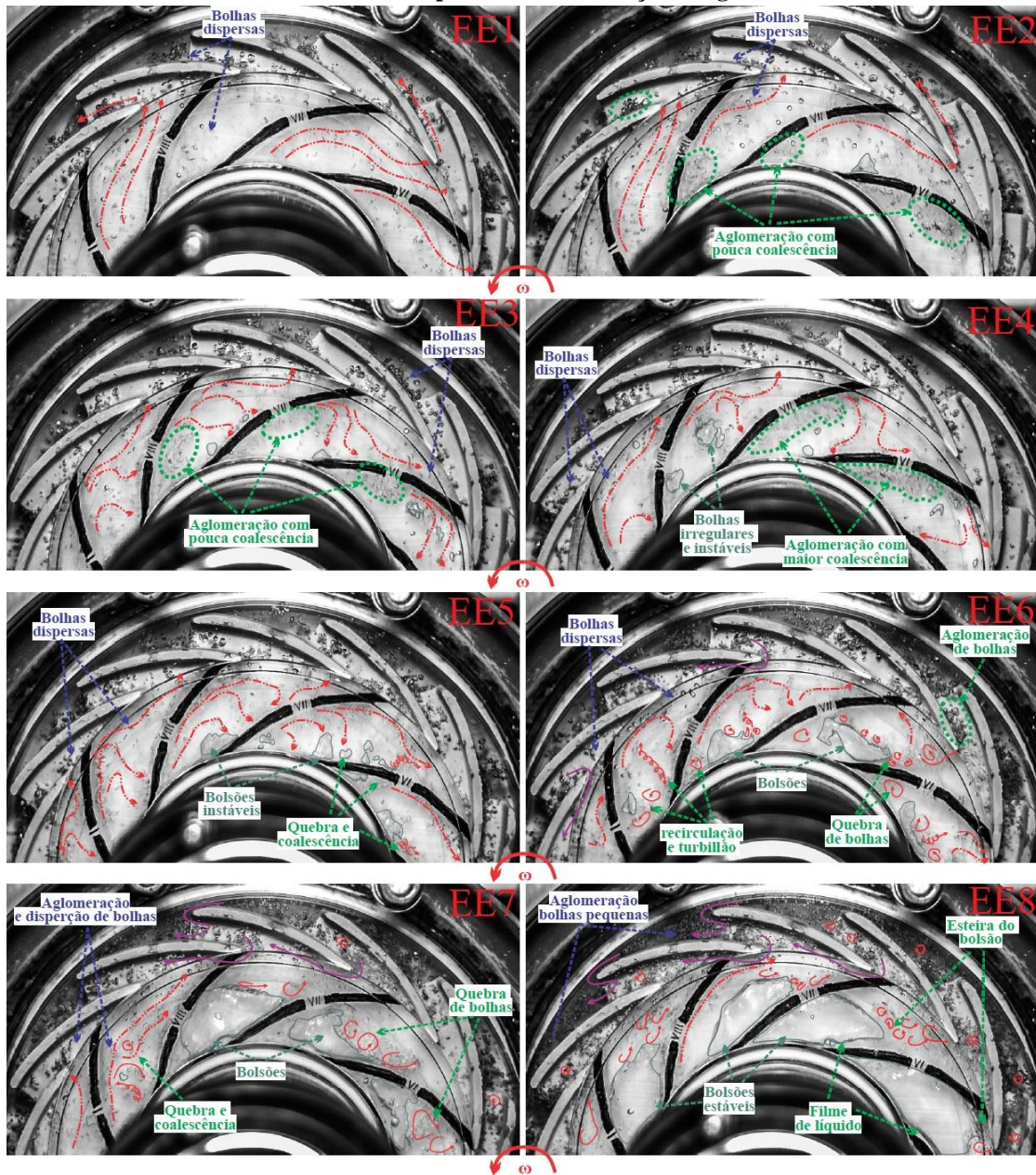
Já no ponto EE4 a recirculação começa a surgir tanto na entrada como na metade do canal do rotor, essa maior quantidade de recirculação leva ao aumento da coalescência, ocasionando assim o aparecimento de bolsões de gás na entrada de alguns canais do rotor. Porém esses bolsões são instáveis, se formam e quebram imediatamente após sua formação. No ponto EE5 a coalescência de bolhas começa a ser bem significativa, formando bolsões de gás maiores em comparação com o ponto anterior. Esses bolsões aparecem em quase todos os canais do rotor, porém ainda são bem instáveis.

No ponto EE6 ocorre uma intensificação das recirculações e a coalescência começa a se impor sobre a quebra de bolhas, já que os bolsões na entrada do rotor têm um tamanho maior. No difusor a população de bolhas aumenta e começam a haver recirculações de bolha de um canal para o outro. No ponto EE7 o comportamento das fases já se torna bem caótico, as recirculações de bolhas aumentam e surgem bolsões também na metade do canal do rotor, além da formação de turbilhões de bolha devido à alta turbulência.

A partir do ponto EE8 a degradação do desempenho da bomba começa a ser bem mais alta, essa estrutura indica o início do fenômeno de *surging*, no qual os bolsões de gás são mais estáveis, ocupam mais da metade do canal do rotor e estão presentes em todos os canais, apenas uma fina camada de líquido passa pela região de pressão do canal.

Para os pontos EE9, EE10, EE11 e EE12 a estrutura do escoamento é bastante similar. Os bolsões de gás ocupam quase que totalmente o canal do rotor, o que restringe bastante a passagem da fase líquida, diminuindo de forma drástica a capacidade da bomba de elevar pressão. A população das bolhas no difusor é bem maior e a quantidade de recirculação aumenta consideravelmente, levando a aglomeração de bolhas nos canais. O desempenho do difusor é severamente afetado, influenciando na degradação do desempenho global da bomba.

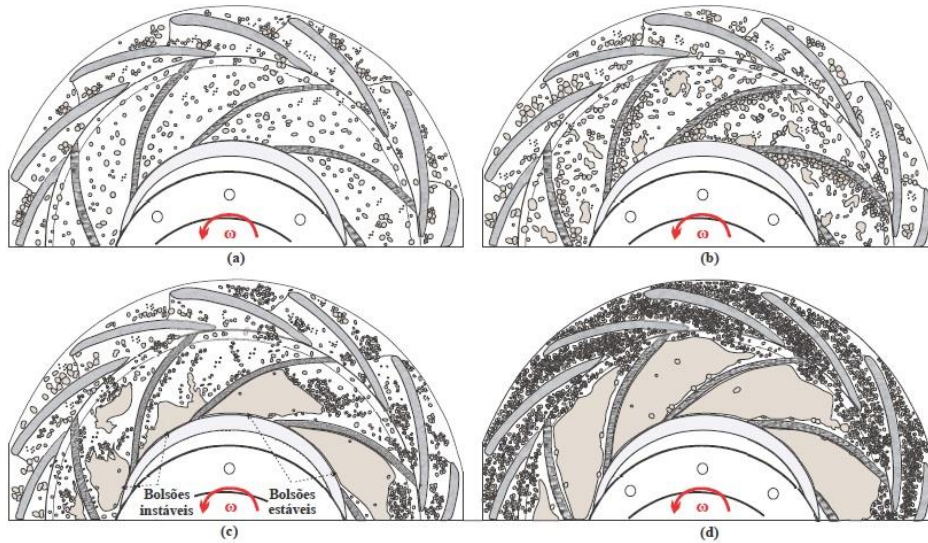
Figura 2.18 - Imagens do comportamento das fases nos canais do rotor para uma velocidade de rotação de 300 rpm e diferentes frações de gás.



Fonte: Adaptado de Cubas (2017).

A partir das análises feitas sobre os padrões de escoamento nos canais do rotor e difusor, Cubas (2017) observou que cada padrão de escoamento determina um nível de degradação do desempenho da bomba. Assim o escoamento foi dividido em quatro padrões: escoamento em bolhas (*bubble flow*), aglomeração de bolhas (*agglomerated bubbles*), bolsões de gás (*gas pocket*) e escoamento anular (*anular flow*), apresentado na Figura 2.19.

Figura 2.19 - Padrões de escoamento bifásico observados no rotor e difusor do primeiro estágio da bomba: escoamento em bolhas (a), aglomeração de bolhas (b), bolsão de gás c), escoamento anular (d).



Fonte: Cubas (2017).

2.2. Estudos numéricos sobre bombas centrífugas operando com escoamento bifásico

Atualmente, a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), traz diversas vantagens para o melhor entendimento de fenômenos físicos que ocorrem em várias áreas de estudo. Na área de escoamento multifásico, entretanto, ferramentas numéricas ainda necessitam ser melhor desenvolvidas, devido à complexidade do problema. A complicada geometria de bombas centrífugas, tornam os estudos numéricos na área de escoamento bifásico em bombas ainda mais difíceis, diminuindo assim os números de trabalhos realizados nessa área.

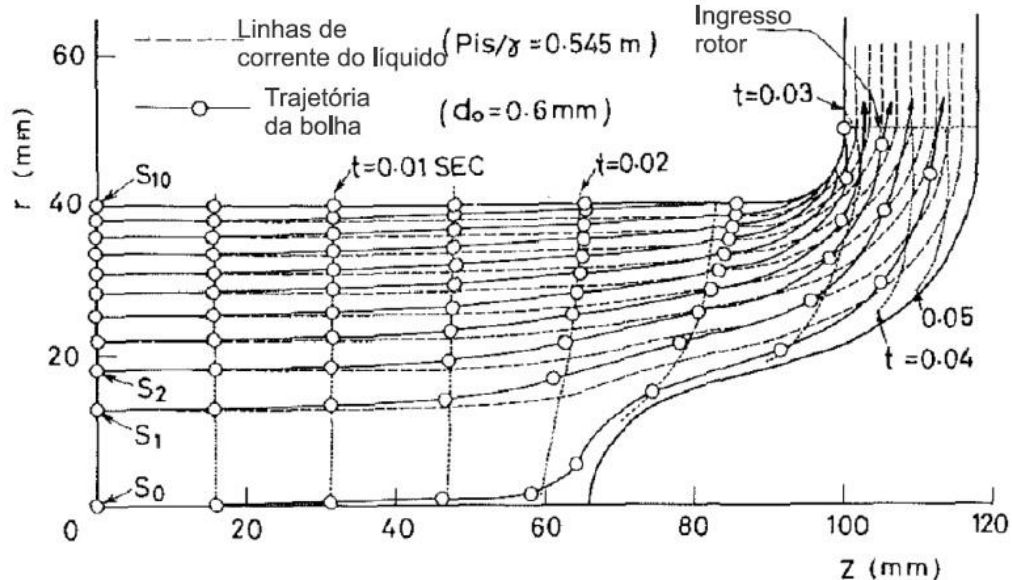
Apesar da dificuldade de implementação, a utilização de CFD para a solução de escoamento bifásico em bombas centrífugas, proporciona um melhor entendimento dos fenômenos físicos que atuam sobre o escoamento, já que o uso de CFD possibilita o estudo detalhado dos campos de velocidade e de pressão no interior dos canais do rotor. Desta forma, a seguir são apresentados os principais estudos encontrados nessa área.

Utilizando uma solução Euler-Lagrange, Murakami e Minemura (1980), realizaram um estudo numérico sobre o movimento de bolhas individuais de ar no interior do canal de um rotor radial. Os autores utilizaram uma abordagem de “uma via”, essa abordagem utiliza uma hipótese de que o movimento das bolhas não influencia no escoamento da fase líquida e a interação entre as bolhas também não é considerada, já o escoamento da fase líquida tem influência sobre o movimento das bolhas. Esse tipo de estudo é muito útil para o entendimento da dinâmica de bolhas no interior dos canais do rotor.

Através de seus estudos, os autores obtiveram resultados sobre as trajetórias de bolhas de diferentes diâmetros escoando a partir de diferentes posições iniciais no interior dos canais do rotor. Murakami e Minemura (1980) observaram que a trajetória das bolhas é diferente para diferentes diâmetros de bolhas, mais especificamente, quanto maior o diâmetro da bolha, mais a bolha é desviada da linha de corrente do líquido, também maior será o tempo para a bolha atravessar o canal do rotor. O tempo requerido para a bolha atravessar o canal do rotor, também dependerá da posição na qual ela inicia seu escoamento dentro do canal. De acordo com os autores esses fenômenos ocorrem devido ao gradiente de pressão que ocorre no interior do canal, tanto transversalmente como radialmente.

A ocorrência do desvio da trajetória das bolhas devido ao seu diâmetro e posição inicial no canal do rotor é mostrado na Figura 2.20, onde é possível visualizar a posição das bolhas a cada 0,005 s. A figura mostra a trajetória de uma bolha de 0,6 mm de diâmetro lançada a partir de 10 posições iniciais diferentes, denominadas de S_0 a S_{10} , para uma rotação do rotor de 1750 rpm no BEP. Foi assumido que as bolhas iniciam seu movimento a 100 mm da entrada do rotor e velocidade igual à do líquido.

Figura 2.20 - Trajetória da uma bolha de 0,6 mm de diâmetro lançada a partir de diferentes posições.

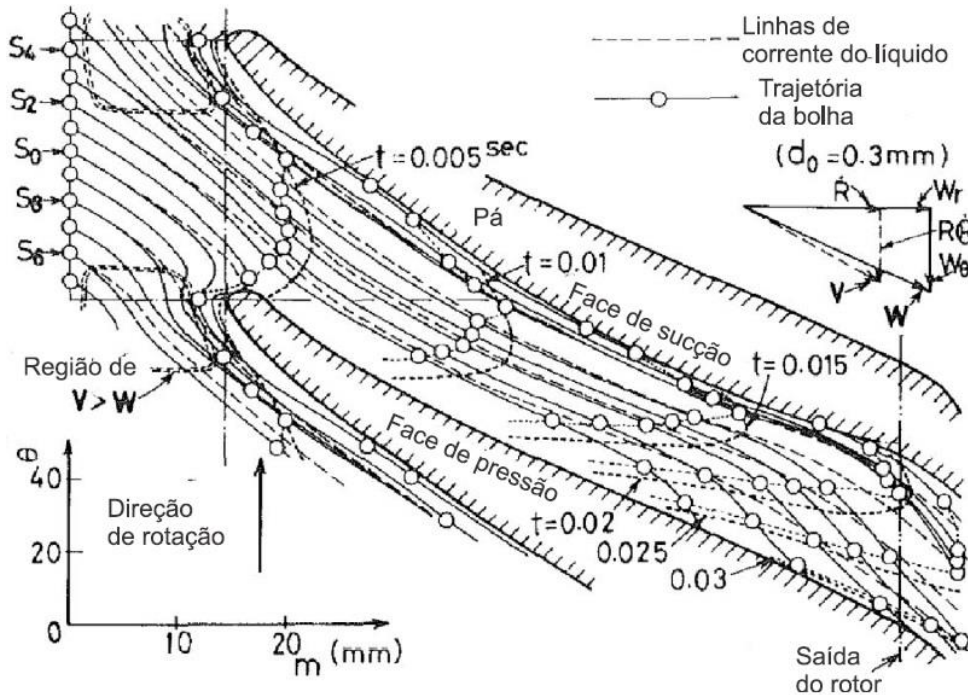


Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura (1980).

Os autores compararam seus estudos numéricos com os estudos experimentais realizados em seus trabalhos anteriores. A Figura 2.21 mostra a trajetória de uma bolha com 0,3 mm de diâmetro, o tamanho de bolha mais observado em seus trabalhos experimentais. É possível observar nesta figura que inicialmente as bolhas seguem as mesmas linhas de corrente da água, mas quando se movimentam em direção a saída do canal, começam a ser desviadas

para o lado de pressão do canal, esse fenômeno ocorre devido ao gradiente de pressão gerado pelo escoamento da fase líquida, segundo os autores. Também é possível observar que as bolhas que se encontram mais próximas do lado de sucção da pá, têm maior velocidade, devido ao campo de velocidades da fase líquida.

Figura 2.21 - Trajetória da uma bolha de 0,3 mm de diâmetro lançada a partir de diferentes posições.

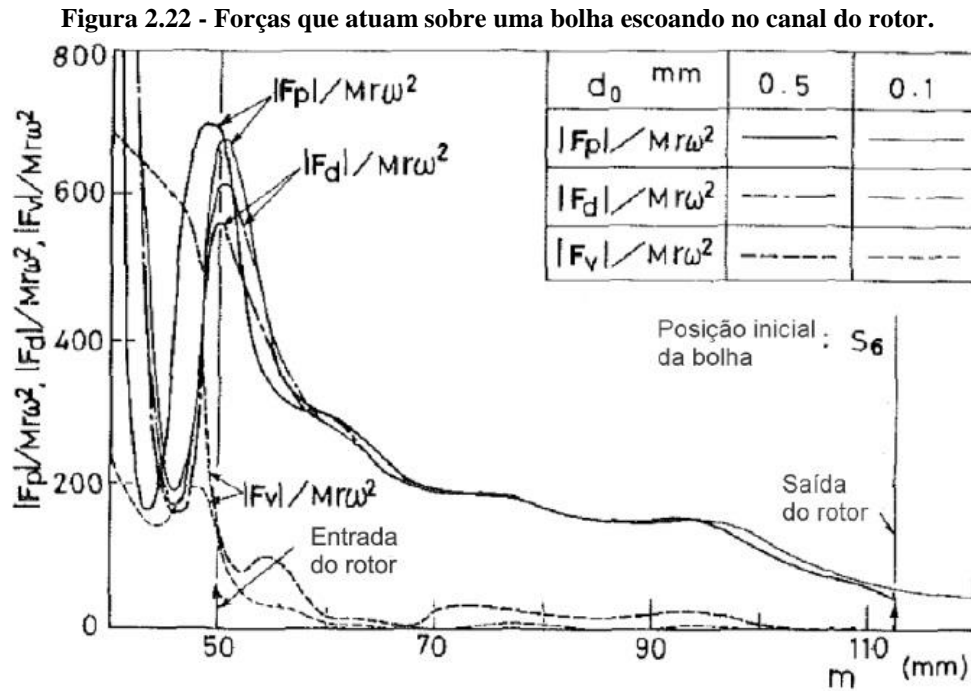


Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura (1980).

Murakami e Minemura (1980) observaram que o movimento das bolhas é definido pelas forças que agem sobre a bolha. Através da aplicação de um balanço de forças entre as forças interfaciais e forças de campo, foi possível concluir que o movimento da bolha é definido principalmente pela interação entre a ação da força de arrasto exercida pela fase líquida, \vec{F}_D , e pela força gerada devido ao gradiente de pressão no interior do canal do rotor, \vec{F}_P . Outra força que também tem influência sobre uma bolha escoando no canal é a força de massa virtual, \vec{F}_{MV} , porém essa força só exerce alguma relevância na entrada do canal, onde ocorrem pontos de elevado gradiente de velocidade. A Figura 2.22 mostra a magnitude das forças de arrasto, \vec{F}_D , força devido ao gradiente de pressão, \vec{F}_P e força de massa virtual, \vec{F}_{MV} , atuando sobre bolhas de 0,1 e 0,5 mm de diâmetro ao longo de suas trajetórias.

Minemura e Uchiyama (1993) utilizaram o mesmo modelo numérico como base para estudar a zona preferencial do gás no interior do canal do rotor de uma bomba centrífuga do tipo radial. Os autores observaram que o gás tende a se acumular próximo a entrada do canal

na região de sucção, esse acúmulo aumentava junto com o acréscimo da fração de gás na bomba. Porém os autores desprezaram vários fenômenos importantes que podem causar mudanças significativas no escoamento, como os efeitos de turbulência e os fenômenos de quebra e coalescência de bolhas. Desta forma os autores obtiveram desvios em relação aos dados obtidos experimentalmente.

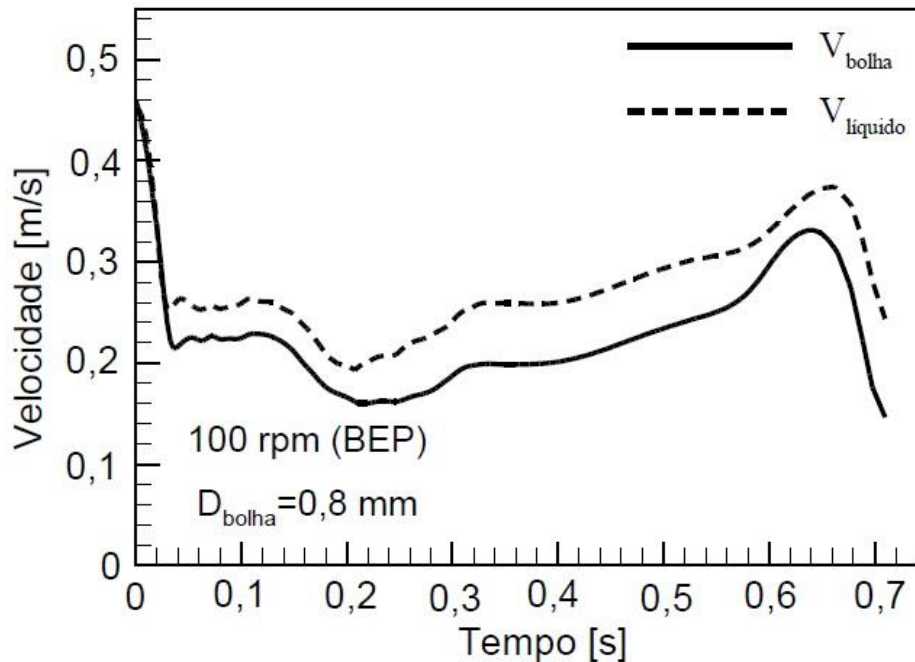


Fonte: Adaptado de Murakami e Minemura (1980).

Com o objetivo de estudar numericamente a dinâmica de bolhas isoladas de gás no interior do rotor do primeiro estágio de uma bomba centrífuga de rotor do tipo radial, Jiménez (2016) realizou um estudo numérico utilizando o software ASYS® CFX® 15.0. Para discretizar as equações de conservação, o autor utilizou o método dos volumes finitos e uma solução lagrangeana com uma abordagem de “uma via”. O modelo de turbulência SST $k - \omega$ foi utilizado para modelar a turbulência do escoamento.

Através da modelagem do campo de velocidades da fase líquida e do campo de pressão no interior do canal do rotor, o autor pôde observar que a bolha de gás geralmente tem uma velocidade menor em relação a velocidade do líquido. Esse fenômeno foi relacionado ao gradiente de pressão existente no interior do canal. A Figura 2.23 mostra as velocidades de uma bolha de 0,8 mm de diâmetro e do líquido ao longo da trajetória da bolha em função do tempo para uma rotação do rotor de 100 rpm.

Figura 2.23 - Velocidades da bolha e do líquido ao longo da trajetória da bolha.

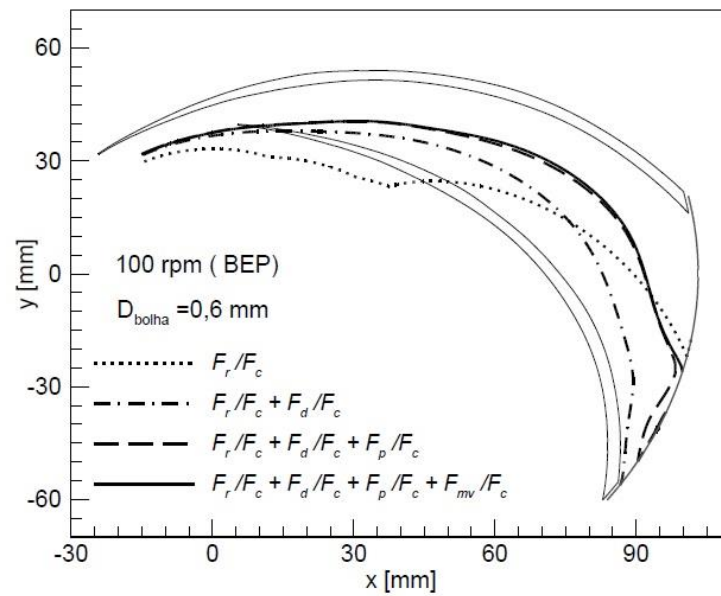


Fonte: Jiménez (2016).

Jiménez (2016) realizou uma análise de cada força que atua sobre o movimento de uma bolha escoando no canal do rotor. A Figura 2.24 mostra a modificação da trajetória de uma bolha de 0,6 mm de diâmetro com a adição de cada força considerada pelo autor, para uma velocidade de rotação de 100 rpm.

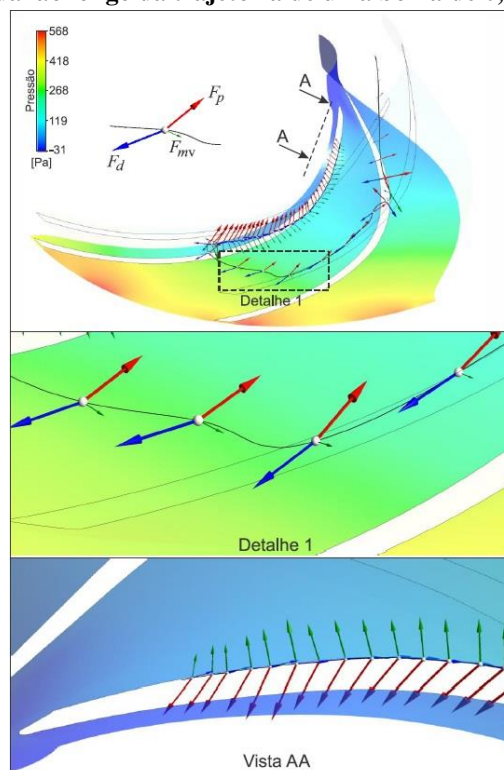
O autor observou que as principais forças que atuam sobre a bolha, são as forças de arrasto e a força devido ao gradiente de pressão, sendo as influenciadoras na trajetória das bolhas. A força de arrasto é responsável por arrastar a bolha para a saída do canal, enquanto que a força devido ao gradiente de pressão é responsável por empurrar a bolha para a entrada do canal. Assim como observado por Murakami e Minemura (1980), o autor verificou que a força de massa virtual deve ser considerada, porém ela tem uma magnitude bem menor e passa a ser influente em regiões onde a bolha passa por grandes variações de velocidades. A Figura 2.25 mostra a magnitude das forças de arrasto, força devido ao gradiente de pressão e força de massa virtual ao longo da trajetória de uma bolha de 0,6 mm para uma rotação de 100 rpm.

Figura 2.24 - Influência das forças na trajetória da bolha.



Fonte: Jiménez (2016).

Figura 2.25 - Magnitude das forças de arrasto, força devido ao gradiente de pressão e força de massa virtual ao longo da trajetória de uma bolha de 0,6 mm.

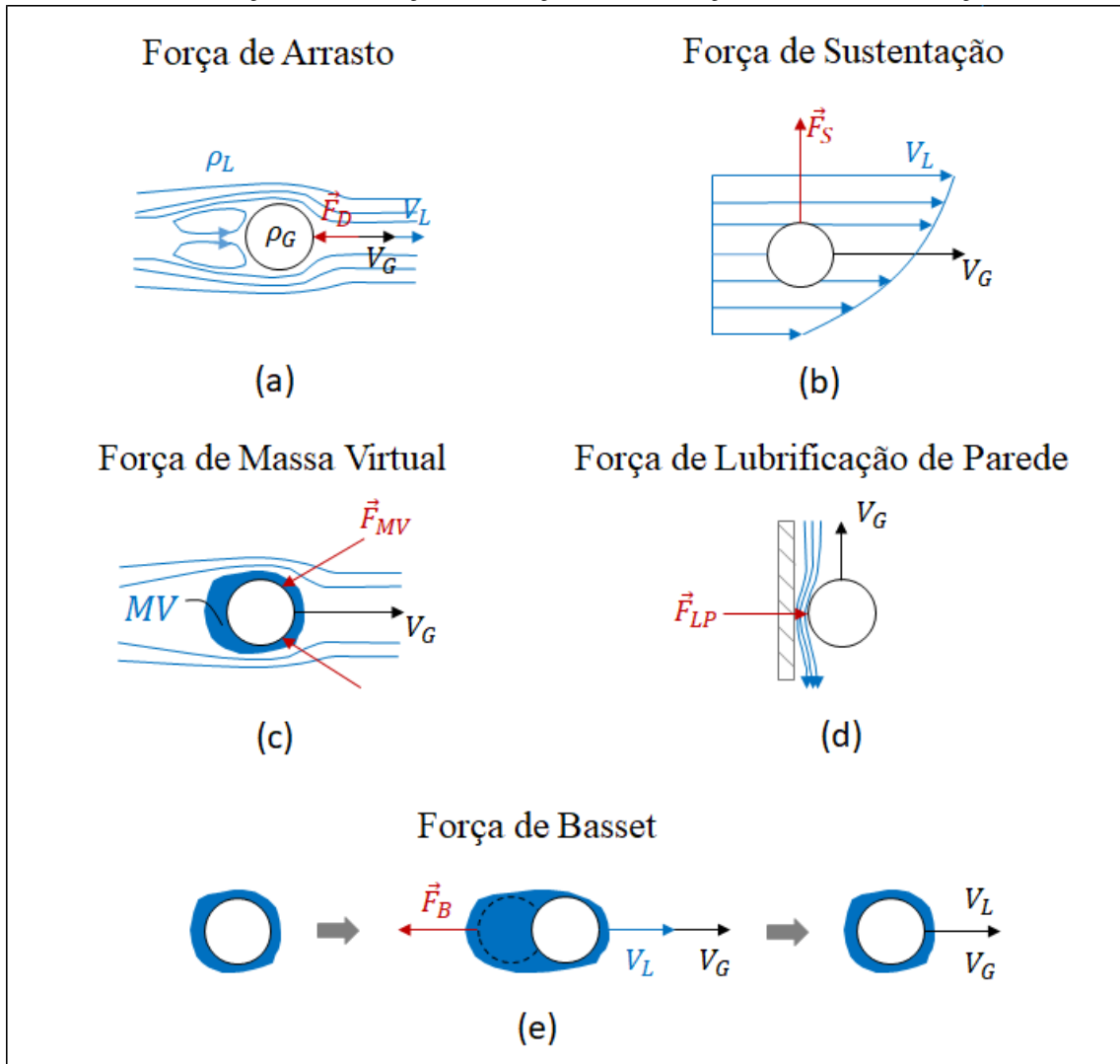


Fonte: Jiménez (2016).

2.3. Estudos de forças atuando em uma bolha de gás escoando em um meio líquido

O escoamento bifásico em uma bomba centrífuga na geralmente é caracterizado por um meio líquido contendo bolhas dispersas, essas bolhas no interior dos canais do rotor da bomba estão sujeitas a ação de forças que irão determinar o comportamento do escoamento dessas bolhas no meio líquido. As principais forças envolvidas no escoamento de uma bolha de gás isolada em uma bomba centrífuga estão apresentadas na Figura 2.26.

Figura 2.26 - Forças atuando em uma bolha escoando em um meio líquido: Força de Arrasto (a); Força de Massa Virtual (b); Força de Sustentação (c); Força de Lubrificação de Parede (d); Força de Basset (e).



Fonte: Autoria própria.

Ao se mover em um meio líquido contínuo a bolha sofre uma resistência devido a diferença de velocidades entre a bolha e o meio líquido contínuo, essa resistência é denominada como força de arrasto, \vec{F}_D , ilustrada na Figura 2.26. A força de arrasto é composta por dois

componentes, o arrasto de pressão, resultado do campo de pressão gerado pelo escoamento da fase líquida ao redor da bolha e o arrasto viscoso, resultado da ação da viscosidade da fase líquida na superfície da bolha. Para uma bolha esférica a força de arrasto é dada pela Equação (2.6):

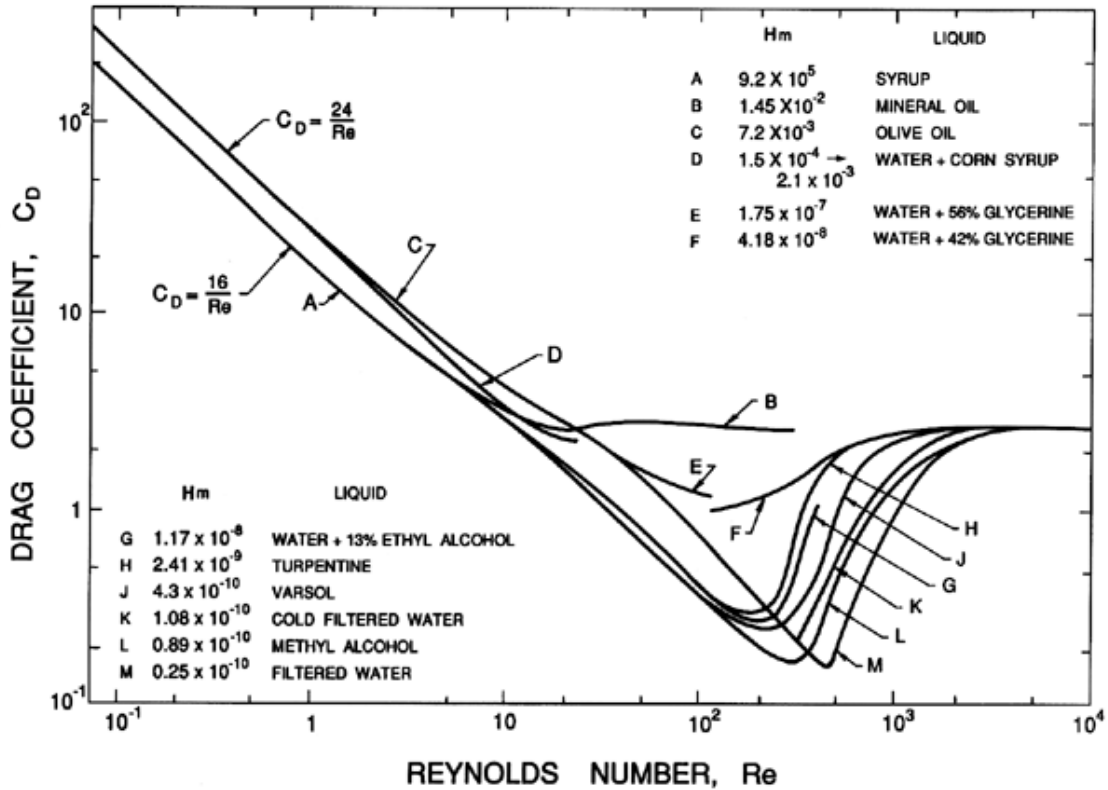
$$\vec{F}_D = -\frac{1}{2}Cd\rho_L(V_G - V_L)|V_G - V_L|A_b \quad (2.6)$$

onde Cd é o coeficiente de arrasto, ρ_L é a massa específica da fase líquida, V_G é a velocidade da fase gasosa, V_L é a velocidade da fase líquida e A_b é a área da bolha. O coeficiente de arrasto é um parâmetro que deve ser modelado a partir de alguns fatores que influenciam no arrasto da bolha, esses fatores são: o regime de escoamento da fase líquida ao redor da bolha, a deformação da bolha e a interação entre as bolhas para o caso de escoamento disperso como mostrado por Simonnet et al. (2007). Desta forma o coeficiente de arrasto depende diretamente do número de Reynolds da bolha, Re_b , pois este número define o comportamento do regime de escoamento da fase líquida ao redor da bolha. O número de Reynolds de uma bolha é dado pela Equação (2.7):

$$Re_b = \frac{\rho_L|V_G - V_L|D_b}{\mu_L} \quad (2.7)$$

onde ρ_L é a massa específica da fase líquida, V_G é a velocidade da fase gasosa, V_L é a velocidade da fase líquida, D_b é o diâmetro da bolha e μ_L é a viscosidade dinâmica da fase líquida. No caso de bolhas esféricas escoando em um meio líquido contínuo, para um baixo valor de Re_b , a bolha está escoando em um regime viscoso e bastante influenciada pela ação da viscosidade da fase líquida, desta forma sofrendo uma maior resistência pela fase líquida, aumentando o valor de Cd , já em altos valores de Re_b , a bolha está escoando sob um regime turbulento, reduzindo assim a ação da viscosidade da fase líquida sobre a bolha, diminuindo a resistência exercida pela fase líquida, reduzindo o Cd . A Figura 2.27 mostra o comportamento do coeficiente de arrasto de uma bolha em função do número de Reynolds da bolha.

Figura 2.27 - Coeficiente de arrasto, C_d , para bolhas em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma faixa de Haberman-Morton, H_m .



Fonte: Haberman e Morotn (1953).

Uma expressão para C_d de uma bolha esférica escoando em um meio infinito que leva em conta todos os regimes de escoamento ao redor da bolha foi definida por (Schiller e Naumann, 1935), onde o C_d é uma função apenas de Re_b . Essa expressão é dada por:

$$C_d = \frac{24}{Re_b} (1 + 0,15Re_b^{0,687}) \quad (2.8)$$

Uma bolha se movimentando em um escoamento viscoso, experimenta um campo de velocidades fase líquida ao seu redor assimétrico, devido a essa não simetria do campo de velocidade a bolha sofre uma pressão maior na região de menor velocidade e uma pressão menor na região de maior velocidade, esse gradiente de pressão exerce na bolha uma força que a desloca lateralmente, essa força é denominada de força de sustentação, ilustrada na Figura 2.26.

A força de sustentação se comporta de forma distinta para regimes de escoamento caracterizados por baixos número de Reynolds ($Re < 5$) e regimes de escoamento caracterizados por altos número de Reynolds ($Re > 5$). Analisando a força exercida pela fase líquida devido a

pressão em uma esfera rígida em um campo rotacional para um escoamento invíscido, Auton (1987) definiu a força de arrasto como:

$$F_S = -C_S \rho_L \frac{\pi D_b^3}{6} [(V_G - V_L) \times \text{rot}(V_L)] \quad (2.9)$$

onde C_S é o coeficiente de sustentação definido como 0,5, ρ_L é a massa específica da fase líquida, V_G é a velocidade da fase gasosa, V_L é a velocidade da fase líquida, D_b é o diâmetro da bolha e $\text{rot}(V_L)$ é o rotacional da velocidade do líquido.

Uma bolha se movimentando em um meio líquido, ao se acelerar, desloca uma quantidade de massa de líquido que cerca essa bolha, isso gera uma força contrária ao deslocamento da bolha em relação a fase líquida, essa força é denominada de forças de massa virtual, essa força está ilustrada na Figura 2.26. Desta forma a força de massa virtual depende do deslocamento da bolha em relação a fase líquida e também da geometria dessa bolha, (Magneudet e Eames, 2000) definiu a força de massa virtual como:

$$F_{MV} = -C_{mv} m_L \frac{d(V_G - V_L)}{dt} \quad (2.10)$$

onde C_{mv} é o coeficiente de massa virtual comumente utilizado na literatura como 0,5, m_L é a massa de líquido deslocada pela bolha, V_G é a velocidade da fase gasosa e V_L é a velocidade da fase líquida.

Devido a condição de não-deslizamento, uma bolha escoando em um meio líquido próximo a uma parede sofre uma redução em sua velocidade, o líquido entre a bolha e a parede tem uma velocidade menor do que o líquido do lado oposto a parede, essa diferença de velocidades gera um gradiente de pressão que exerce uma força sobre a bolha normal a superfície, essa força é definida como força de lubrificação de parede e está ilustrada pela Figura 2.26. A força de lubrificação de parede é definida por (Antal et al., 1991) como:

$$F_{LP} = -Clp \frac{\rho_L |(V_G - V_L) - [n_w(V_G - V_L)n_w]|^2}{2} \left(\frac{\pi D_b^2}{4} \right) n_w \quad (2.11)$$

onde Clp é o coeficiente de lubrificação de parede e deve ser modelado de acordo com a distância entre a bolha e a parede, ρ_L é a massa específica da fase líquida, V_G é a velocidade da fase gasosa e V_L é a velocidade da fase líquida e n_w é o vetor unitário normal à parede.

Segundo (Rosa, 2012), ao escoar em um meio líquido a bolha sofre a ação de uma força devido ao atraso da aceleração da camada limite da fase líquida na superfície da bolha e a aceleração da bolha, essa força é definida como força de Basset e está ilustrada na Figura 2.26. A força de Basset reduz a aceleração do movimento relativo entre a fase líquida e a bolha, atuando no sentido contrário ao deslocamento da bolha, a força de Basset é definida como:

$$F_B = -Cb \frac{3}{2} D_b^2 \sqrt{\pi \rho_L \mu_L} \int_0^{t_0} \left[\frac{\frac{d}{dt} \{V_G(t) - V_L(y_b, t)\} + \{V_G(0) - V_L(y_b, 0)\}}{\sqrt{t - t_0}} dt_0 \right] \quad (2.12)$$

onde Cb é o coeficiente de Basset, D_b é o diâmetro da bolha, ρ_L é a massa específica da fase líquida, μ_L é a viscosidade dinâmica da fase líquida, V_G é a velocidade da fase gasosa e V_L é a velocidade da fase líquida, y_b é a distância percorrida pela bolha, t é o tempo inicial e t_0 é o tempo final.

2.4. Comentários finais

O presente capítulo apresentou uma revisão bibliográfica sobre os principais estudos realizados com foco no escoamento bifásico em bombas centrífugas. A maioria dos trabalhos desenvolvidos se concentra na utilização de técnicas experimentais, alguns trabalhos numéricos foram realizados, mas com imposição de simplificações devido à complexidade do problema.

A primeira parte do capítulo apresenta os trabalhos experimentais realizados na área de escoamento bifásico em bombas centrífugas. O desempenho de bombas centrífuga operando com escoamento bifásico líquido-gás é o foco principal na maioria dos trabalhos. Alguns trabalhos também apresentam estudos baseados em técnicas de visualização do escoamento. Através desses estudos foi possível verificar que o desempenho de uma bomba centrífuga operando com escoamento bifásico é altamente degradado devido ao aumento da fração de gás. Vários padrões de escoamento em função da fração de gás foram observados, onde os padrões que apresentam um bolsão de gás estacionário na entrada do canal do rotor da bomba ocasionam o *surging*, degradando severamente o desempenho da bomba. A partir dos trabalhos mencionados é possível observar que a degradação do desempenho se trata de um mecanismo

complexo que depende de muitas variáveis, como por exemplo, a fração de gás, velocidade de rotação, interação entre as fases, diâmetro de bolha, entre outros.

Os trabalhos numéricos são apresentados na segunda parte do capítulo, este tipo de trabalho é mais escasso, tendo sido realizado por poucos pesquisadores. Apesar deste tipo de trabalho ter um potencial interessante podendo proporcionar análises qualitativas sobre o problema, devido a várias complexidades, ainda são necessárias a utilização de várias simplificações sobre a física do problema.

A terceira parte do capítulo apresenta alguns trabalhos fundamentais para o entendimento sobre as principais forças envolvidas no escoamento de uma bolha escoando em um meio líquido.

Desta forma, pôde ser verificado que são reduzidos os números de estudos sobre a análise da dinâmica de bolhas isoladas escoando ao longo dos canais do roto de uma bomba centrífuga. Assim, o presente trabalho pode contribuir significativamente com a compreensão de fenômenos físicos ainda em estudo.

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

No presente capítulo é apresentado a metodologia experimental utilizada para o desenvolvimento deste trabalho. Primeiramente é apresentado o circuito experimental utilizado, assim como cada componente utilizado na bancada experimental. Posteriormente é apresentada a grade de testes utilizada e os procedimentos experimentais para o funcionamento da bancada.

3.1. Descrição do circuito experimental

Com o objetivo de estudar a dinâmica de bolhas isoladas no interior do rotor de uma bomba centrífuga, foi utilizado uma bancada experimental das instalações do Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM) da UTFPR. Para atingir os objetivos do presente trabalho, foram implementadas algumas modificações na bancada. A Figura 3.1 mostra a bancada experimental utilizada.

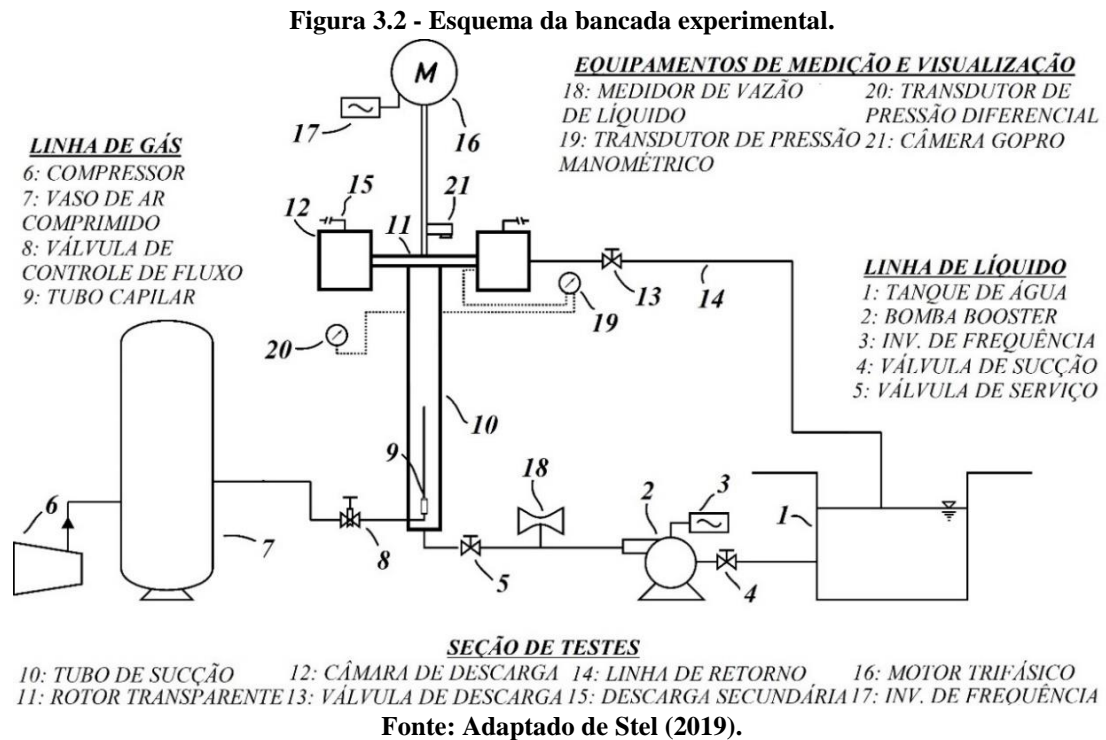
Figura 3.1 - Bancada experimental.



Fonte: Autoria própria.

A estrutura da bancada é constituída de perfis de alumínio, o que facilita o acesso aos equipamentos e a realização de modificações na estrutura. O tubo de sucção e o rotor são construídos a partir de materiais transparentes, o que possibilita a visualização do escoamento

da seção de testes. Na parte superior, o motor e os mancais são fixados sobre uma estrutura rígida de metal parafusada aos perfis de alumínio. A Figura 3.2 apresenta um esquema com todos os equipamentos utilizados na bancada.



Para o acionamento da bancada, uma bomba *booster* (2) é acionada para bombear água armazenada em um tanque (1), que se encontra a pressão e temperatura ambiente, para a seção principal de testes através de uma linha de líquido. Após o sistema ser completamente afogado, ar comprimido é suprido por um compressor (6) através de um vaso (7) para a seção de testes, onde é injetado por um capilar (9) para serem produzidas bolhas isoladas. As bolhas são geradas no início do tubo de sucção (10), que tem diâmetro interno $D_{in} = 70,1$ mm, e escoam em direção ascendente junto a fase líquida.

O escoamento é admitido de forma axial em relação ao rotor (11) e é descarregado de forma radial em uma câmara de descarga (12). O escoamento é direcionado de volta ao tanque por meio de uma linha de retorno (14), onde a fase gasosa e a fase líquida são separadas naturalmente por ação da gravidade. Para retirar parte do ar do sistema, uma saída secundária (15), localizada no topo da câmara de descarga, também é utilizada. O rotor é girado através de um eixo que está conectado em um motor trifásico (16), cuja velocidade é controlada por um inversor de frequência (17).

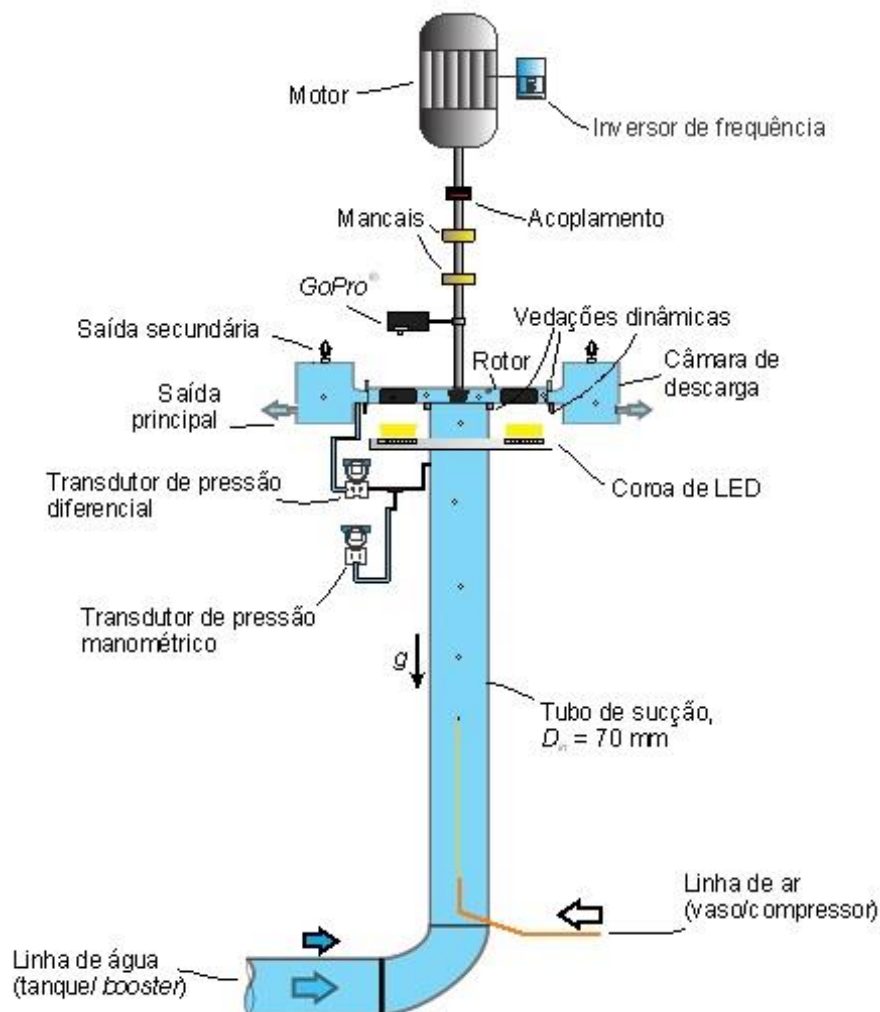
Um medidor do tipo Coriolis (18) é utilizado para medir a vazão de líquido. Medidas de pressão são tomadas com a utilização de um transdutor de pressão manométrico (20) localizado

à montante do rotor e o ganho de pressão do rotor é medido através da utilização de um transdutor de pressão diferencial (19). A filmagem do escoamento no interior do canal do rotor é feita através de uma câmera (*GoPro*®) (21) instalada no eixo da bomba.

Para a realização dos testes, a vazão de líquido e a pressão na entrada do rotor são reguladas através da velocidade da bomba *booster*, utilizando-se um inversor de frequência (3), e pela abertura ou fechamento de um conjunto de válvulas localizadas na linha de retorno (13 e 14). A vazão de gás é regulada com uma válvula de controle de fluxo (8). Os sinais fornecidos pelos medidores de vazão e pressão são enviados para o sistema de aquisição da *National Instruments*®, por meio do protocolo *Foundation Fieldbus*®, e, posteriormente, são lidos e gravados pelo software *LabView*®. Já a câmera é acionada através de uma conexão wi-fi e as imagens são armazenadas em um cartão SD dentro da própria câmera.

A seção principal de testes é mostrada na Figura 3.3.

Figura 3.3 - Seção de testes principal.



Fonte: Adaptado de Stel (2019).

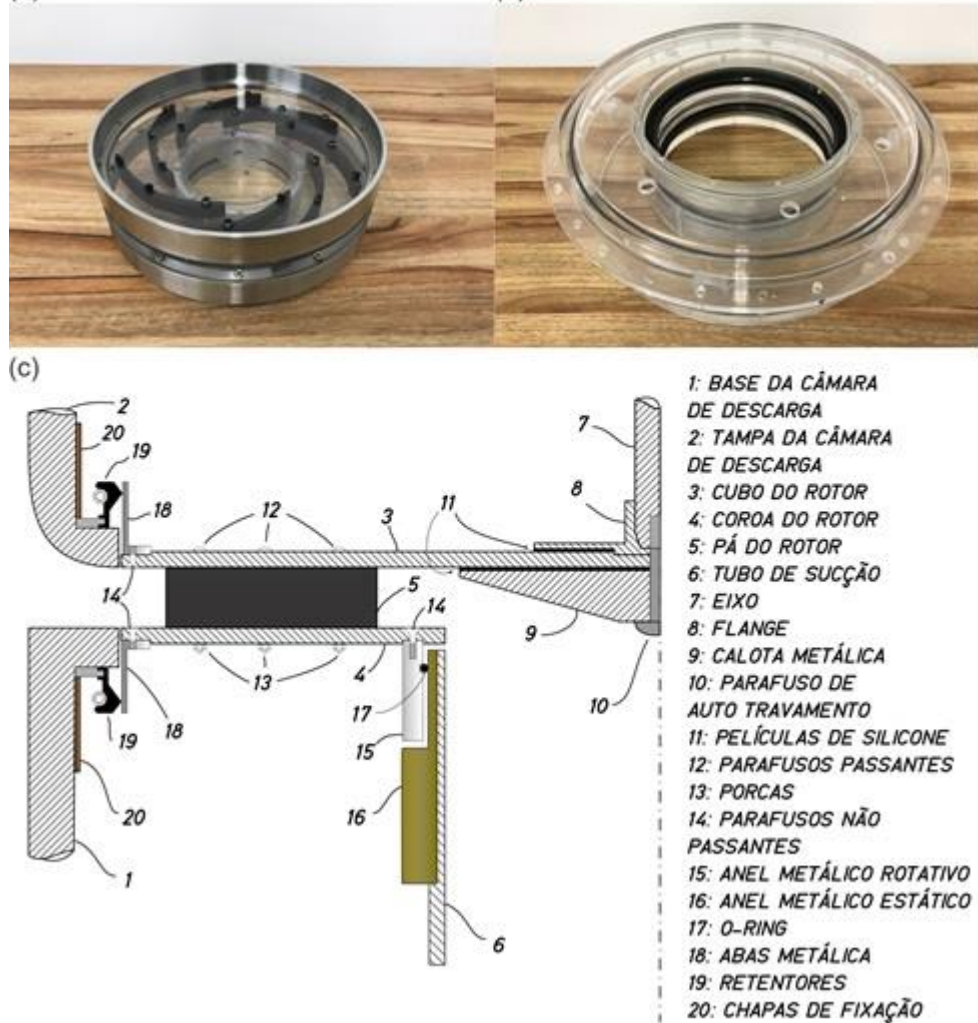
A injeção de gás é feita a partir da utilização de um tubo capilar. Foram utilizados três tubos capilares com diferentes diâmetros internos para ser possível gerar bolhas de diâmetros diferentes. O tubo de sucção tem um comprimento entre o capilar e o rotor de $17D_{in}$ e o isolamento do sistema é feito através de vedações dinâmicas. O escoamento sai do rotor por meio de sete aberturas feitas nas paredes laterais externas da câmara de descarga, sendo essas a saída principal, já a saída secundária se encontra localizada na parede superior externa da câmara de descarga. As tomadas de pressão de entrada e saída do transdutor diferencial se situam a $1,77 D_{in}$ à montante da entrada do rotor e a 10,8 mm à jusante do raio de saída do rotor, respectivamente. Para ser realizada uma visualização individual de um canal do rotor, a câmara é posicionada e fixada no eixo do rotor e uma iluminação traseira feita por lâmpadas de LED é utilizada para melhor a visualização do escoamento.

3.1.1. Rotor

O rotor foi desenvolvido a fim de permitir a visualização do escoamento dentro dos canais. Desta forma, o cubo e a coroa foram construídos a partir de chapas de policarbonato transparentes de 3 mm de espessura. As pás foram usinadas em alumínio e fixadas por parafusos passantes. O rotor foi preso ao eixo através de um parafuso com rosca de auto travamento, que fixa uma calota na forma de tronco de cone pelo lado interno e um flange pelo lado externo. As bases da calota e do flange transferem, por pressão, o torque do eixo ao rotor. Foram montadas abas metálicas na periferia do rotor para que fosse possível deslizá-lo contra um retentor fixado na câmara, vedando a saída do fluido de trabalho para o meio externo. Na parte de sucção do rotor, um anel metálico rotativo desliza sobre outro anel preso ao tubo e um *o-ring* é utilizado a fim de vedar o sistema. O ponto de design (BEP) do rotor corresponde a uma vazão de líquido de $Q_{des} = 11,4 \text{ m}^3/\text{h}$ operando em uma velocidade de rotação de 1000 rpm. A Figura 3.4 mostra o rotor (a), a câmara de descarga (b) e um corte da montagem dos componentes (c).

A câmara de descarga foi construída em acrílico. O canal de entrada da câmara é composto por uma base reta, na qual foi usinado um furo para tomada de pressão diferencial do rotor. Na parede lateral externa, 7 furos rosqueados (3/4") compõem a saída principal do escoamento. As saídas são conectadas através de um coletor formando uma tubulação de descarga de 2 polegadas onde está instalada um conjunto de válvulas composto por uma válvula globo e uma válvula de esfera

Figura 3.4 - Rotor (a), câmara de descarga (b) e desenho em corte da montagem (c).

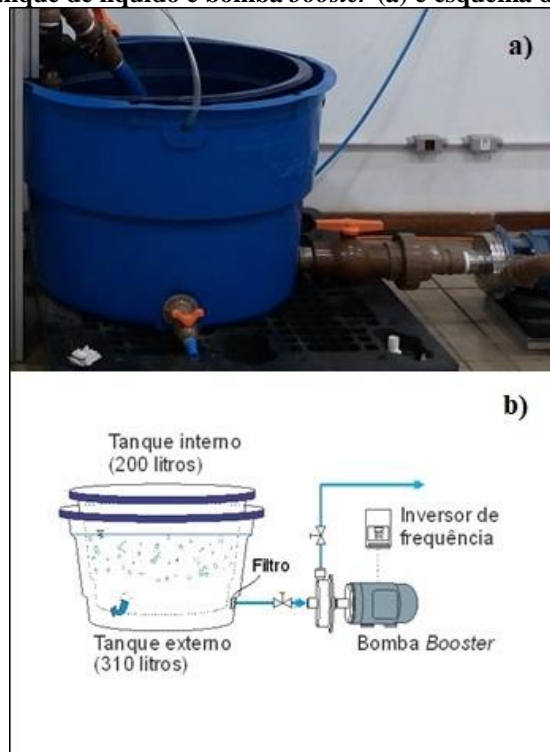


Fonte: Adaptado de Stel (2019)

3.1.2. Linha de líquido

A linha de líquido é composta por um tanque e uma bomba *booster*. O tanque é composto por duas caixas, as quais formam uma espécie de labirinto, melhorando a separação da fase líquida e a fase gasosa dentro do tanque. A bomba *booster* bombeia o líquido para uma mangueira de três polegadas, a qual direciona o líquido para o medidor de vazão *Coriolis*, após o medidor, uma outra mangueira direciona o líquido até a seção de testes. A Figura 3.5 mostra o tanque de líquido e a bomba *booster* (a), assim como seu esquema de montagem.

Figura 3.5 - Tanque de líquido e bomba *booster* (a) e esquema de montagem (b).



Fonte: Adaptado de Stel (2019).

O medidor utilizado para medir a vazão de líquido foi um medidor do tipo *Coriolis* da marca Yokogawa ® e é controlado por protocolos Fieldbus ®. O medidor utilizado opera em uma faixa de $0,016\text{m}^3/\text{h}$ a $50\text{m}^3/\text{h}$ e tem uma incerteza de medição de $\pm 0,1\%$ do valor medido $\pm 0,0016\text{ m}^3/\text{h}$. O medidor de vazão do tipo *Coriolis* utilizado é mostrado na Figura 3.6.

Figura 3.6 - Medidor de vazão de líquido do tipo *Coriolis*.



Medidor de Vazão do Tipo Coriolis
 $0,016\text{m}^3/\text{h}$ a $50\text{m}^3/\text{h}$

Fonte: Autoria própria.

3.1.3. Linha de gás

Um tubo capilar, posicionado no início da tubulação de sucção do rotor, é utilizado para gerar as bolhas isoladas no escoamento. A vazão da fase líquida pode causar uma alta taxa de cisalhamento das bolhas na saída do tubo capilar, assim quebrando as bolhas e dificultando a geração de bolhas isoladas. Para facilitar a geração de bolhas isoladas no escoamento, um tubo de acrílico foi instalado no interior do tubo de sucção ao redor do tubo capilar, desta forma impedindo que a vazão da fase líquida quebre as bolhas na saída do tubo capilar. Para ser possível a obtenção de bolhas de tamanhos diferentes, foram utilizados 3 tipos de tubos capilares de diferentes diâmetros internos com 0,1 mm, 0,3 mm e 0,6 mm de diâmetro interno. O sistema utilizado para geração de bolhas isoladas é mostrado na Figura 3.7.

Figura 3.7 - Sistema utilizado para a geração de bolhas isoladas no escoamento.



Fonte: Autoria própria.

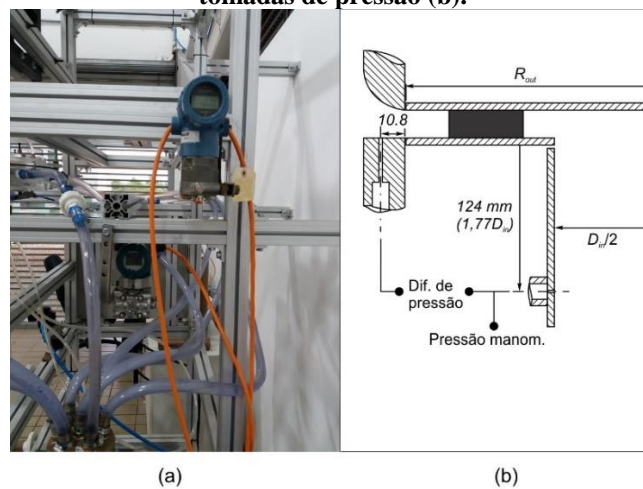
3.1.4. Sistema de Medição de Pressão

Os medidores de pressão utilizados são da marca Rosemount ® e a aquisição de dados é feita através do protocolo Foundation Fieldbus ®. O transdutor de pressão monométrico utilizado para o controle de pressão no rotor, opera a uma faixa de 0 a 10 bar e o transdutor de pressão diferencial utilizado para a aquisição do ganho de pressão do rotor, opera a uma faixa de 0 a 0,6 bar. A medida da pressão diferencial é realizada através de tomadas de pressão localizadas em dois pontos, um de baixa e um de alta e tem uma incerteza dada pelo fabricante de $\pm 15,7$ Pa. A tomada do ponto de baixa está localizada $1,77 D_{in}$ à jusante da seção de entrada

do rotor, a tomada do ponto de alta está localizada na base da área de entrada da câmara de descarga, situada em uma posição radial de 10,8 mm à jusante do ponto de saída do rotor.

A pressão manométrica é tomada como forma de controle da pressão manométrica de sucção, podendo assim serem evitadas sobrecargas nas vedações dinâmicas, além de proporcionar uma garantia de pressões de sucção equivalentes durante os testes. A Figura 3.8 mostra os transdutores de pressão manométrico e diferencial (a) e uma ilustração do posicionamento das tomadas de pressão (c).

Figura 3.8 - Transdutores de pressão manométrico e diferencial (a) e ilustração do posicionamento das tomadas de pressão (b).



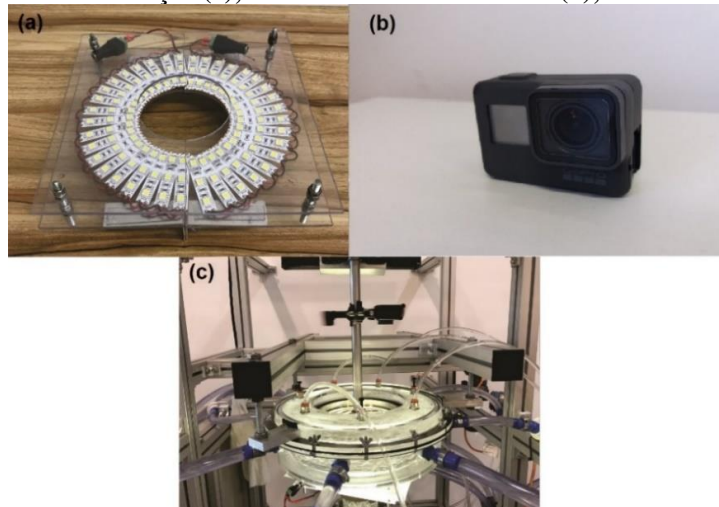
Fonte: Adaptado de Stel (2019).

3.1.5. Sistema de visualização

Para ser possível observar o movimento das bolhas no interior dos canais do rotor, é realizada uma filmagem através de uma câmera *GoPro*® acoplada ao eixo do rotor, assim permitindo a aquisição de imagens em um referencial rotativo. O rotor é iluminado por trás com o uso de uma coroa de LEDs, o que faz com que as imagens tenham mais contraste e melhor qualidade. O sistema de iluminação por LEDs é preso na tubulação de sucção do sistema na entrada do rotor. A Figura 3.9 mostra o sistema de iluminação (a), a câmera *GoPro*® utilizada para as filmagens (b) e uma imagem da câmera montada no eixo (c).

Como é mostrado na Figura 3.9, a câmera é fixada ao eixo da bomba por uma braçadeira e balanceada pelo sistema de duplo mancal do eixo e por um contrapeso diametralmente oposto. A câmera está alinhada de forma a capturar a maior extensão possível de um canal. Os vídeos gravados pela câmera têm uma resolução de 1280 x 720 pixels e uma taxa de aquisição de 240 quadros por segundo. O acionamento da câmera é realizado por meio de uma conexão via *wi-fi*.

Figura 3.9 - Sistema de iluminação (a); Câmera GoPro® HERO 5 (b); Câmera montada ao eixo (c).



Fonte: Adaptado de Stel (2019).

3.2. Grade de Testes

Os testes experimentais foram realizados para 4 velocidades de rotação diferentes, 150 rpm, 200 rpm, 300 rpm e 400 rpm. As vazões de líquido foram variadas entre 0,75 BEP, 1,00 BEP, 1,25 BEP, 1,50 BEP e 2,00 BEP em cada rotação. Foram utilizados tubos capilares com diâmetros internos de 0,1 mm, 0,3 mm e 0,6 mm. Assim totalizando uma grade de testes de 60 pontos experimentais. A

Tabela 3.1 apresenta a grade completa de testes utilizada.

Tabela 3.1- Grade de testes experimental.

	Rotação	Vazão de Líquido x BEP				
Capilar 1 (0,1 mm)	150 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	200 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	300 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	400 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
Capilar 2 (0,3 mm)	150 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	200 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	300 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	400 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
Capilar 3 (0,6 mm)	150 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	200 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	300 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00
	400 rpm	0,75	1,00	1,25	1,5	2,00

3.3. Procedimento de testes

3.3.1. Procedimento de testes para escoamento monofásico

Para a obtenção de resultados confiáveis foram seguidos alguns procedimentos experimentais. Eles foram divididos em duas etapas, a primeira com escoamento monofásico e a segunda com escoamento bifásico.

Os testes com o rotor operando com escoamento monofásico foram realizados para a obtenção de curvas de desempenho do rotor, tendo como objetivo verificar se o rotor atendia as leis de similaridades em bombas para as velocidades de rotação utilizadas nos experimentos. Cada curva de desempenho é composta por 12 pontos experimentais.

Os procedimentos foram realizados da seguinte forma:

- i. A bomba *booster* é acionada para iniciar a circulação da água pelo sistema. Para a obtenção de medidas de pressão confiáveis, também é feito a purga do sistema nessa etapa.
- ii. O motor elétrico da seção principal de testes é acionado. A velocidade do motor é regulada com a utilização de um inversor de frequência de acordo com a velocidade de rotação desejada. Um tacômetro óptico é utilizado para verificar a velocidade de rotação do rotor.
- iii. Com o sistema pronto para iniciar os testes, a frequência da bomba *booster* e as válvulas globo e esfera são ajustadas para o sistema atingir a pressão de sucção e vazão de líquido do ponto 1.
- iv. As medidas de diferencial de pressão gerado pelo rotor, a vazão de líquido, temperatura e massa específica de líquido são tomadas com a utilização do software LabView[®] durante um período de tempo de 90 segundos.

Para a tomada do ponto 2, são repetidas as etapas iii e iv com a pressão de sucção e vazão de líquido requeridas para o ponto. Esse processo é repetido durante os 12 pontos experimentais até o levantamento completo da curva.

3.3.2. Procedimento de testes para escoamento bifásico

Para a captura das imagens das bolhas isoladas no interior do rotor, a câmera é acoplada ao eixo do rotor através de um suporte posicionado para a visualização de um dos canais do rotor. O sistema de iluminação por LEDs também é montado na bancada para melhor visualização.

A curva de desempenho para os testes com o rotor operando com escoamento bifásico é composta por 5 pontos experimentais. Os procedimentos são realizados da seguinte forma:

- i. A bomba *booster* é acionada para iniciar a circulação da água pelo sistema. Para a obtenção de medidas de pressão confiáveis, também é feita a purga do sistema nessa etapa.
- ii. O motor elétrico da seção principal de testes é acionado. A velocidade do motor é regulada com a utilização de um inversor de frequência de acordo com a velocidade de rotação desejada. Um tacômetro óptico é utilizado para verificar a velocidade de rotação do rotor.
- iii. Com o sistema pronto para iniciar os testes, a frequência da bomba *booster* e as válvulas globo e esfera são ajustadas para o sistema atingir a vazão de líquido do ponto 1. A pressão de entrada é fixada em 3000 Pa para ser mantida uma mesma condição de entrada da fase gasosa. Em seguida, o sistema de injeção de gás é acionado, gerando bolhas isoladas no escoamento.
- iv. As medidas do diferencial de pressão gerado pelo rotor, a vazão de líquido, temperatura e massa específica de líquido são tomadas com a utilização do software LabView ® durante um período de tempo de 90 segundos. Em paralelo a câmera é acionada e o escoamento no canal do rotor é filmado por um período de 5 minutos.

Para a tomada do ponto 2, são repetidas as etapas iii e iv com a vazão de líquido requerida para o ponto. Esse processo é repetido durante os 5 pontos experimentais até o levantamento completo da curva.

4. METODOLOGIA NUMÉRICA

Para calcular o campo de velocidades e o campo de pressão do escoamento da fase líquida no interior dos canais do rotor da bomba centrífuga foi utilizada uma metodologia numérica através da utilização do software ANSYS® CFX® (ANSYS, 2019). Primeiramente são apresentadas a modelagem matemática utilizada para as simulações de escoamento monofásico em bombas centrífugas. Posteriormente é apresentado o domínio numérico utilizado e em seguida é descrita a malha numérica.

4.1. Modelagem matemática

Como uma bomba centrífuga dispõe de partes estacionárias e partes rotativas, se torna necessário utilizar equações que representem o escoamento tanto no domínio estacionário como no domínio rotativo. A modelagem matemática da fase líquida em bombas centrífugas é baseada nas equações de conservação da massa e conservação de quantidade de movimento, que para o caso de bombas centrífugas são descritas a partir de um referencial estacionário e um referencial rotativo.

Com a hipótese de um escoamento newtoniano, incompressível, isotérmico e de viscosidade constante, as equações de conservação da massa e conservação de quantidade de movimento para os domínios estacionários da bomba são dadas pela Equações (4.1) e (4.2):

$$\rho_L \nabla \vec{V} = 0 \quad (4.1)$$

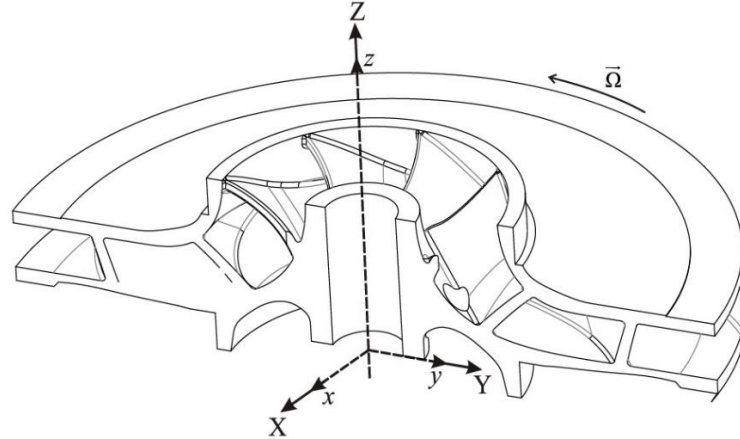
$$\rho_L \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu_L \nabla^2 \vec{V} + \rho_L \vec{g} \quad (4.2)$$

onde \vec{V} é a velocidade instantânea do fluido, ρ_L é a densidade do líquido, P é a pressão, \vec{g} é a aceleração gravitacional, t é o tempo, μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido e D/Dt é a derivada material.

Para a modelagem do domínio rotativo é necessário a utilização de um sistema de coordenadas não inercial, que acompanha o movimento do rotor. Desta forma é necessária a adição de termos que representem os efeitos devido a rotação (força Coriolis e força centrífuga).

A Figura 4.1 mostra o sistema de coordenadas não inercial, que está representado pelos índices (x, y e z), enquanto o sistema de coordenadas inerciais é denotado por (X, Y e Z).

Figura 4.1 - Sistema de coordenadas para um sistema referencial não inercial rotativo.



Fonte: Jiménez (2016).

Então, as equações de conservação da massa e de quantidade de movimento são dadas pela Equação (4.3) e Equação (4.4):

$$\rho_L \nabla \vec{V}_{xyz} = 0 \quad (4.3)$$

$$\rho_L \frac{D\vec{V}_{xyz}}{Dt} = -\nabla p + \mu_L \nabla^2 \vec{V}_{xyz} + \rho_L \vec{g} - 2\rho_L (\vec{\Omega} \times \vec{V}_{xyz}) - \rho_L \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (4.4)$$

sendo $\vec{\Omega}$ a velocidade angular do rotor, \vec{V}_{xyz} a velocidade do fluido no sistema de coordenadas não inercial, \vec{r} representa a posição de uma partícula fluida em relação à origem do sistema de coordenadas não inercial. Os dois últimos termos no lado direito da equação de conservação de quantidade de movimento são referentes as forças devido a aceleração Coriolis e aceleração centrífuga por unidade de volume, respectivamente.

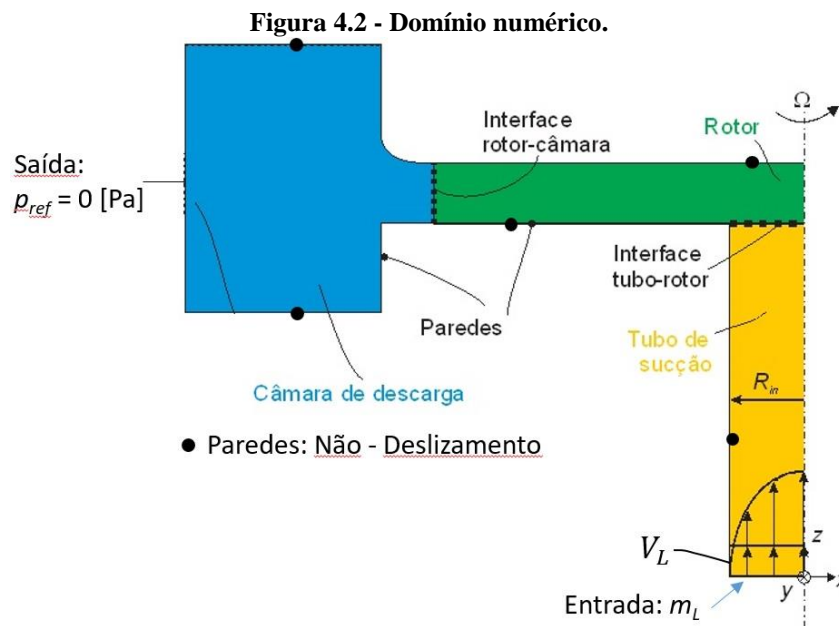
4.2. Modelagem numérica

4.2.1. Domínio numérico e condições de contorno

Para resolver numericamente o escoamento da fase líquida no rotor é realizada a discretização das equações apresentadas na seção anterior, através da utilização do Método dos Volumes Finitos baseado em Elementos (MVF) implementado pelo software ANSYS ® CFX

® (ANSYS, 2018). Essa metodologia requer a geração de uma malha computacional no domínio fluido composta de volumes de controle finitos não sobrepostos, nos quais as equações de conservação governantes são integradas, discretizadas e linearizadas sobre cada volume finito, resultando em um sistema algébrico de equações possível de ser resolvido computacionalmente através de um processo iterativo.

O ANSYS® CFX® utiliza um modelo de múltiplos frames de referência, o qual consiste em dividir todo o domínio numérico em vários blocos. Cada bloco representa um tipo diferente de domínio numérico, os quais são divididos em domínios estáticos ou rotativos. Os domínios rotativos levam em consideração os termos de aceleração Coriolis e Centrífuga. O domínio utilizado foi dividido em três blocos diferentes: o tubo de sucção (domínio estático), o rotor plano (domínio rotativo) e a câmara de descarga radial e sem canais guia (domínio estático). A Figura 4.2 apresenta o domínio utilizado no problema.



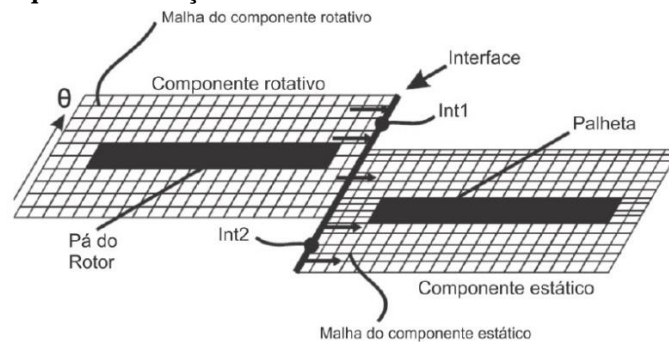
Fonte: Adaptado de Stel (2019).

As condições de contorno que serão utilizadas são as seguintes: condição de não deslizamento nas paredes, parede lisa e impermeabilidade sobre todas as superfícies sólidas dos domínios, ou seja, $\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0$. O valor da energia cinética turbulenta, k , e o gradiente de dissipação de energia cinética turbulenta, ε , também serão impostos como nulos sobre todas as superfícies. Nas condições de entrada, as distribuições das variáveis k e ε são estimadas mediante o conceito de intensidade turbulenta (I). Também, será assumido uma pressão de referência constante e igual a zero na saída da câmara de descarga e um perfil de velocidade

aproximado para escoamento turbulento. A velocidade de rotação do rotor e a vazão mássica de líquido são especificadas de acordo com as condições operacionais desejadas na simulação.

O método utilizado para comunicar as malhas dos diferentes domínios numéricos é o General Grid Interface (GGI) implementado pelo software ANSYS® CFX®. Nesse método os domínios estáticos e rotativos são conectados através de uma interface. A Figura 4.3 mostra um exemplo da representação da interface realizada pelo método GGI entre os domínios rotativos e estáticos, onde a coordenada, θ , representa a direção azimutal do movimento do domínio rotativo, também devido ao movimento rotativo da parte móvel, existem regiões onde os dois domínios não entram em contato (Int1 e Int2).

Figura 4.3 – Esquema de solução de domínios rotativos e estáticos através de interfaces.

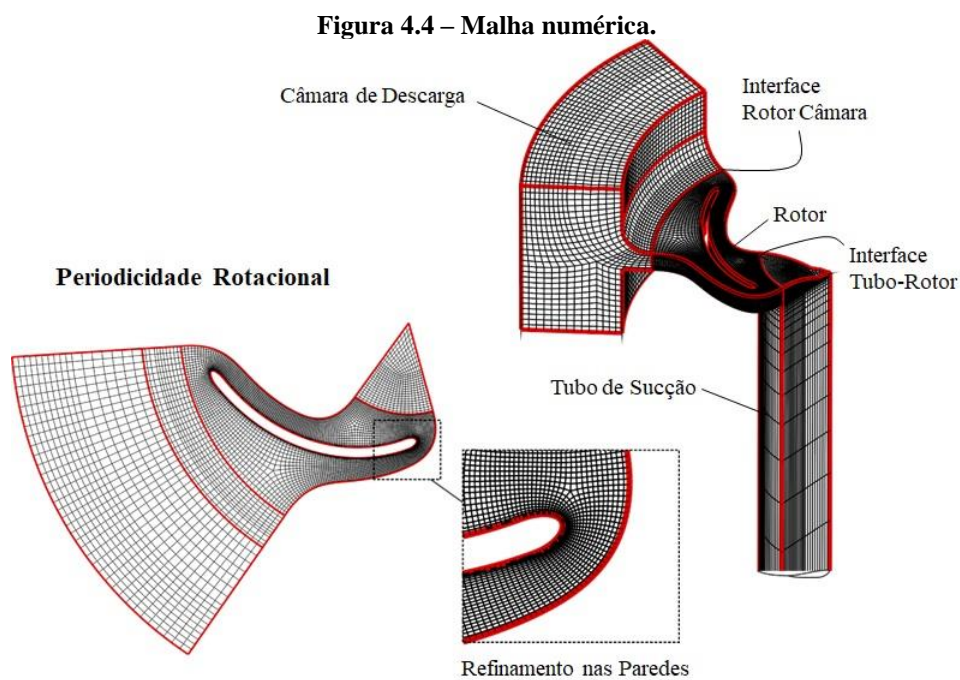


Fonte: Sabino (2015).

Em uma bomba centrífuga, o escoamento se encontra na maioria das vezes em um regime turbulento, esse tipo de escoamento é caracterizado por ser caótico, onde ocorrem constantes flutuações das propriedades do escoamento tanto no tempo como também no espaço. Para ser possível resolver as equações de conservação da massa e quantidade de movimento com essas flutuações, é necessário a aplicação de médias nas equações. As equações médias são referidas normalmente como Equações Médias de Reynolds Navier-Stokes ou *RANS* (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*). Desta forma é necessária a utilização de um modelo de turbulência para se resolver as equações *RANS*. No presente trabalho a turbulência é modelada utilizando as especificações padrão do modelo *Shear Stress Transport* (SST). Esse modelo é baseado na hipótese de Boussinesq que trata o tensor de Reynolds como uma viscosidade turbulenta a ser resolvida. Esse modelo foi escolhido pois resolve melhor as regiões de separação e também as geometrias curvas, o que é o caso do rotor. (MENTER, 1994).

4.2.2. Malha numérica

A malha utilizada para as simulações numéricas foi feita utilizando o software ANSYS® ICEM CFD™ e ANSYS® TurboGrid®. A malha é composta por aproximadamente 180 mil elementos hexaédricos ajustados ao corpo. Este tipo de configuração permite um maior refino da malha próximo às paredes do domínio numérico. Para ganhar tempo computacional, foi utilizado uma condição de periodicidade azimutal a cada $51,4^\circ$ do domínio numérico, assim utilizando apenas $1/7$ do domínio numérico para realizar as simulações. Isso é possível devido a geometria do rotor, que contém 7 pás iguais completando uma volta de 360° . A malha utilizada está apresentada na Figura 4.4.



Fonte: Adaptado de Stel (2019).

Para se chegar na quantidade de elementos computacionais utilizados na malha descrita acima, foi realizado um teste de malha, o qual consiste em analisar os resultados numéricos obtidos utilizando o domínio numérico composto por malhas com diferentes números de elementos finitos. Com isso, espera-se chegar a uma quantidade de refinamento de malha na qual a solução numérica possa convergir para um valor constante independente de maiores refinamentos da malha.

O teste de malha foi realizado para duas condições operacionais diferentes, uma condição para o caso de maior vazão de líquido e maior velocidade de rotação, que corresponde

a 400 rpm a uma vazão de líquido de 2BEP, e a outra condição para o caso de menor vazão de líquido e menor rotação, que corresponde a 150 rpm a uma vazão de líquido de 0,75BEP. Para avaliar a adequação da malha computacional foram testados 3 níveis de malha. A Tabela 4.1 mostra o número de nós utilizado em cada nível, juntamente com o ganho de pressão do rotor em cada nível e também o erro relativo no cálculo do ganho de pressão em relação a malha mais refinada (Malha 3).

Tabela 4.1 - Número de elementos das malhas utilizadas.

Malha	Nº de nós Domínio Numérico	0,75BEP, 150 rpm		2BEP, 400 rpm	
		Ganho de pressão	Erro (%)	Ganho de pressão	Erro (%)
1	55000	639,45	0,41271	2525,65	3,31626
2	182000	642,89	0,12303	2590,8	0,82227
3	349000	642,1		2612,28	

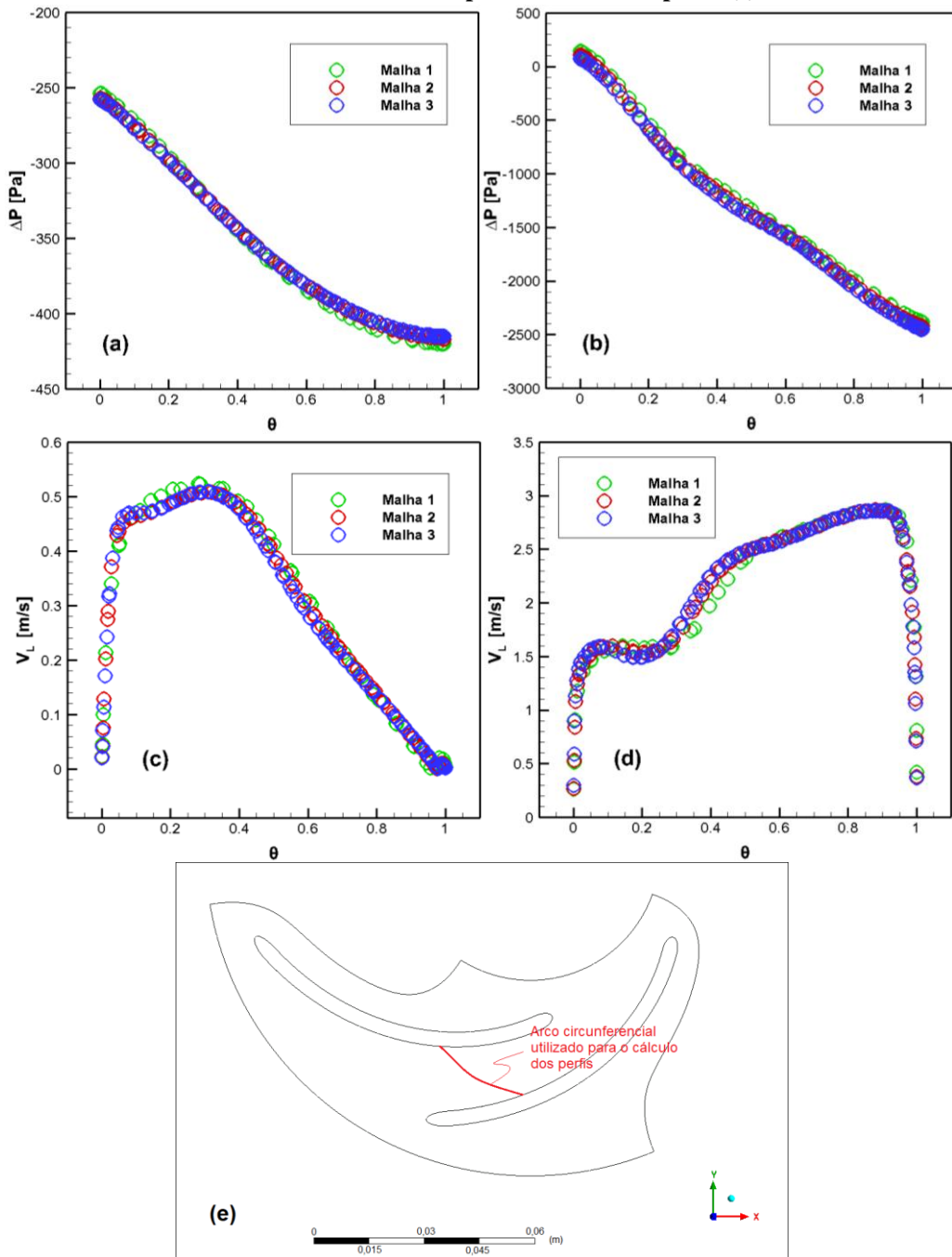
É possível verificar que os resultados do ganho de pressão na condição operacional de 150 rpm a uma vazão de líquido de 0,75BEP para a malha mais grossa (Malha 1) têm um erro de apenas 0,4 % em relação aos resultados obtidos utilizando a malha mais refinada (Malha 3). Porém para a condição operacional de 400 rpm a uma vazão de líquido de 2BEP, esse erro aumenta para mais de 3 % em relação aos resultados da malha com a Malha 3. Esse erro cai significativamente nos resultados obtidos utilizando a Malha 2, na qual o maior erro obtido em relação aos resultados da Malha 3 foi de 0,8 % na condição operacional de 400 rpm a uma vazão de líquido de 2BEP.

A Figura 4.5 mostra os resultados para os perfis de velocidade e perfis de pressão do rotor tomados em um plano médio do rotor entre o cubo e a coroa ao longo de um arco circunferencial que vai da face de sucção até a face de pressão das pás, para os três níveis de malhas testados.

Nota-se que os perfis de velocidade e pressão entre as Malhas 2 e 3 têm boa concordância por toda extensão entre as faces de sucção e pressão das pás do rotor nas duas condições experimentais testadas. No caso da Malha 1, os perfis se distanciam levemente dos perfis das demais malhas. A metodologia numérica no presente trabalho é utilizada para adquirir as velocidades e pressões da fase líquida no interior do canal do rotor, desta forma, a partir dos resultados do teste de malha, a Malha 2 (182000 elementos) foi escolhida para a realização das

simulações numéricas, em virtude do menor tempo computacional na comparação com o tempo computacional da Malha 3.

Figura 4.5 – Comparação dos perfis de velocidade e pressão sobre um arco situado entre as faces de sucção e de pressão das pás sobre o plano médio do rotor: perfis de pressão para a condição de 0,75BEP e 150 rpm (a); perfis de pressão para a condição de 2BEP e 400 rpm (b); perfis de velocidade para a condição de 0,75BEP e 150 rpm (c); perfis de velocidade para a condição de 2BEP e 400 rpm (d); arco circunferencial utilizado para o cálculo dos perfis (e).



Fonte: Autoria própria.

5. METODOLOGIA UTILIZADA PARA A AVALIAÇÃO DA DINÂMICA DAS BOLHAS

O presente capítulo apresenta a técnica utilizada para o tratamento de imagens, assim como também os métodos utilizados para a obtenção das variáveis necessárias para o cálculo do coeficiente de arrasto das bolhas no interior dos canais do rotor.

5.1. Obtenção da velocidade da bolha, posição da bolha e diâmetro da bolha

Para extrair as informações necessárias na etapa dos testes experimentais é necessário dividir os vídeos adquiridos em imagens de acordo com a taxa de aquisição da câmera utilizada. Cada vídeo foi feito com uma taxa de aquisição de 240 quadros por segundo durante um período de tempo de 5 minutos, totalizando em 72 mil quadros, ou seja, 72 mil imagens por vídeo. Foram feitos um total de 60 vídeos, referentes aos 60 pontos experimentais, desta forma obtendo um total de 4,32 milhões de imagens para análise.

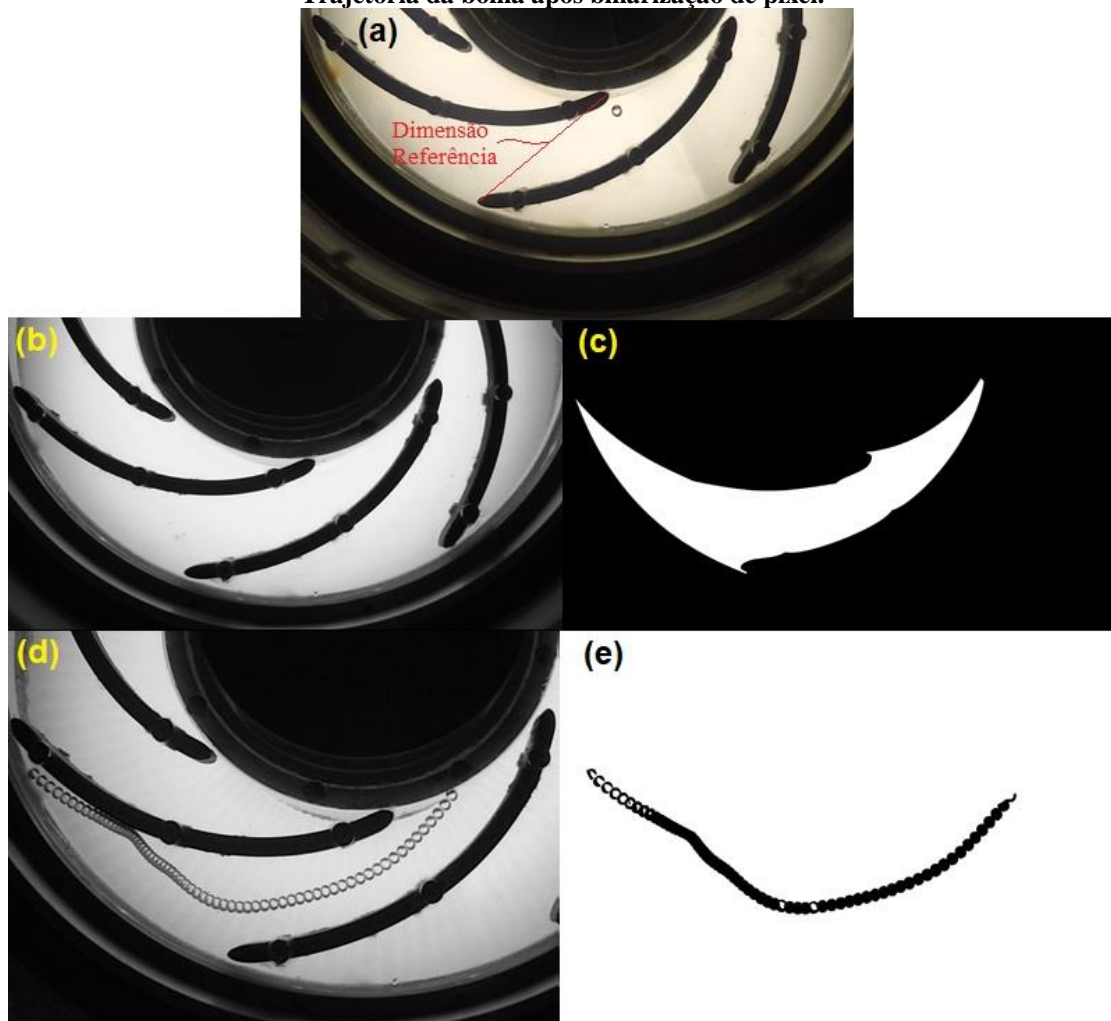
As imagens de cada vídeo são exportadas para o software Matlab® e, então, são tratadas através de um algoritmo criado para tal fim. O tratamento das imagens permite que as mesmas sejam mapeadas em função dos pixels que a compõem. Para isso, uma dimensão de referência marcada no rotor é utilizada para estimar as dimensões reais do rotor em número de pixels, permitindo quantificar as dimensões da imagem. Desta forma é possível determinar a dimensão de qualquer área dentro do rotor.

Para que o algoritmo possa reconhecer uma bolha escoando dentro do rotor, as imagens são transformadas em uma escala de cinza para um aumento de contraste. Uma máscara que compreende apenas o canal desejado para análise é criada. Essa máscara é utilizada para separar a região da imagem que será processada pelo algoritmo. Tal procedimento diminui a quantidade de ruídos no processamento e, portanto, minimiza os erros. Para que o algoritmo tenha uma melhor eficiência em reconhecer a bolha, apenas as imagens que possuem bolhas no canal em análise são carregadas no programa.

Das imagens onde as bolhas estão escoando dentro do canal, o algoritmo realiza uma subtração de pixels com uma imagem de calibração, a qual consiste em uma imagem com o canal livre da presença de bolhas. Os pixels resultantes dessa subtração são binarizados em uma escala padrão RGB, onde preto puro é representado por 0-0-0 e branco puro é representado por 255-255-255. Desta forma o algoritmo pode reconhecer a região mais escura dentro do canal, essa região mais escura representa a bolha. O programa realiza esse processo sucessivamente

imagem por imagem, assim adquirindo a trajetória completa de uma bolha dentro do canal do rotor. Esse tipo de técnica de processamento de imagens é descrito em detalhes por (Do Amaral et. al., 2013). A Figura 5.1 ilustra a técnica de processamento de imagens descrita acima.

Figura 5.1 - Processamento de imagens: Quadro de imagem extraído do vídeo (a); Imagem de Calibração em escala de cinzas (b); Imagem máscara (c); Trajetória da bolha ao longo do canal do rotor (d); Trajetória da bolha após binarização de pixel.



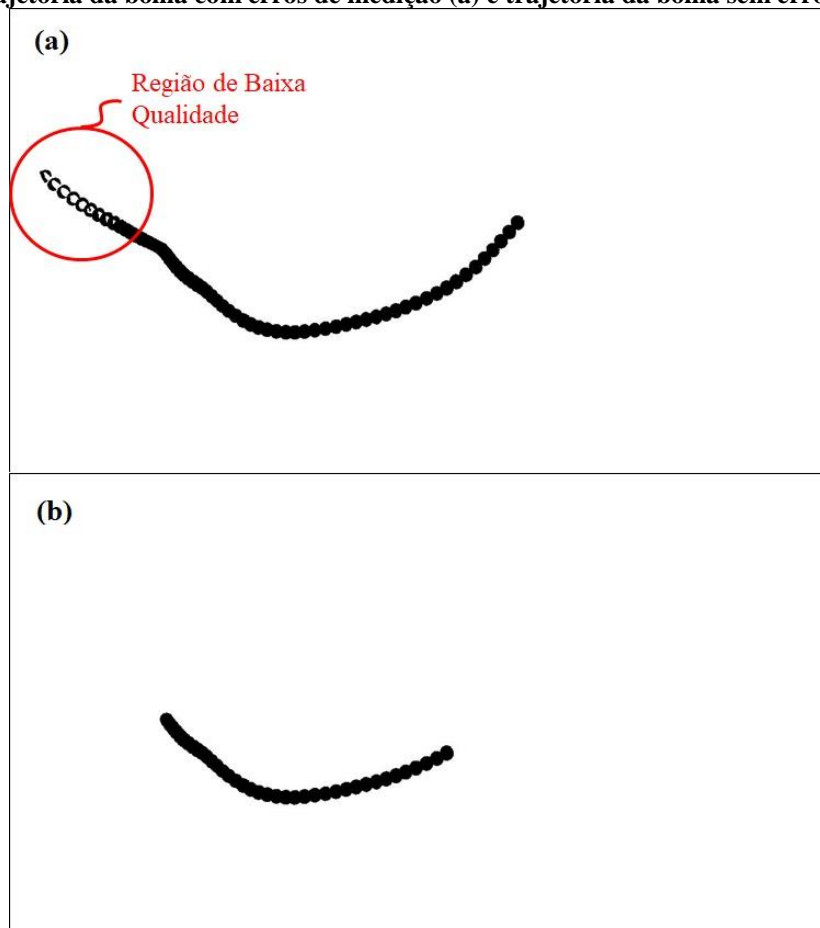
Fonte: Autoria própria.

Com a realização do processamento de imagens, obtém-se todas as posições da bolha durante todo o percurso de sua trajetória pelo canal. Sabendo a taxa de aquisição das imagens, é possível calcular o tempo levado pela bolha para se deslocar de uma posição para outra, assim podendo obter a velocidade da bolha por toda sua trajetória pelo canal do rotor. O programa reconhece contornos fechados como as bolhas, e os preenchem em tom de preto puro, porém devido à baixa qualidade das imagens em algumas regiões do canal, o algoritmo pode apresentar erros de medição das dimensões da bolha nessas regiões. Para determinar as variáveis das

bolhas de forma mais precisa, foram utilizadas apenas as bolhas que o algoritmo conseguiu reconhecer completamente.

Para a medição dos diâmetros de bolha foram escolhidas as trajetórias das de bolhas geradas por cada capilar na condição de operação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEP, a qual as bolhas se movem com menor velocidade dentro do canal sem sofrer deformação, obtendo assim as imagens mais nítidas possíveis das bolhas. A Figura 5.2 mostra a trajetória completa da bolha com erros de medição devido a uma região da imagem com baixa qualidade (a) e a seção da trajetória sem erros de medição utilizada para a avaliar as variáveis necessárias das bolhas.

Figura 5.2 - Trajetória da bolha com erros de medição (a) e trajetória da bolha sem erros de medição (b).



Fonte: Autoria própria.

Para o capilar de 0,1 mm de diâmetro interno foi obtido um diâmetro de bolha de 1,8 mm, para o capilar de 0,3 mm de diâmetro interno foi obtido um diâmetro de bolha de 2,4 mm e para o capilar de 0,6 mm de diâmetro interno foi obtido um diâmetro de bolha de 2,9 mm.

5.2. Obtenção da velocidade e pressão da fase líquida dentro do canal do rotor

A velocidade e a pressão da fase líquida são extraídas a partir dos resultados das simulações numéricas do rotor com escoamento monofásico realizadas no software ANSYS® CFX®. A velocidade e pressão do líquido no rotor necessitam ser calculadas nos mesmos pontos onde as bolhas passaram dentro do rotor nos testes experimentais, ou seja, as coordenadas das bolhas observadas nos testes experimentais têm que ser as mesmas dos pontos onde serão calculados a velocidade e a pressão do líquido no domínio numérico.

Para alinhar os pontos experimentais com os pontos numéricos é necessário girar as imagens feitas pela câmera para um mesmo alinhamento do domínio numérico. Para isso são utilizadas algumas dimensões conhecidas do rotor. São traçadas duas linhas nas imagens tiradas pela câmera nos testes experimentais, uma linha é traçada do centro do rotor até a ponta de uma das pás do canal a ser estudado e a outra linha é traçada do centro do rotor até a ponta da pá adjacente do mesmo canal, com isso é possível saber o ângulo de rotação do rotor nas imagens. Sabendo em qual ângulo o rotor se encontra nas imagens, é possível girar as imagens para o mesmo ângulo de rotação do domínio numérico através do algoritmo utilizado para o processamento de imagens.

Com o rotor das imagens dos testes experimentais na mesma posição do rotor das simulações numéricas, é possível calcular as variáveis da fase líquida nos mesmos pontos onde foram observadas as bolhas dentro do canal do rotor, para isso, são inseridas no CFX as coordenadas das bolhas adquiridas através do processamento de imagens, desta forma obtendo todas as variáveis necessárias para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d .

Devido as forças que atuam na bolha dentro do canal do rotor e a turbulência gerada pela fase líquida, a velocidade do líquido e a velocidade da bolha podem apresentar pequenas diferenças em suas direções. Para corrigir essa diferença é necessário projetar a velocidade do líquido na mesma linha de corrente da bolha. Primeiramente é necessário obter o ângulo entre os vetores deslocamento da velocidade do líquido e da bolha. Isso é feito com a utilização da função do produto internos dos vetores, dado pela seguinte equação:

$$\theta = \arccos\left(\frac{\vec{V}_L \cdot \vec{V}_G}{|\vec{V}_L||\vec{V}_G|}\right) \quad (5.1)$$

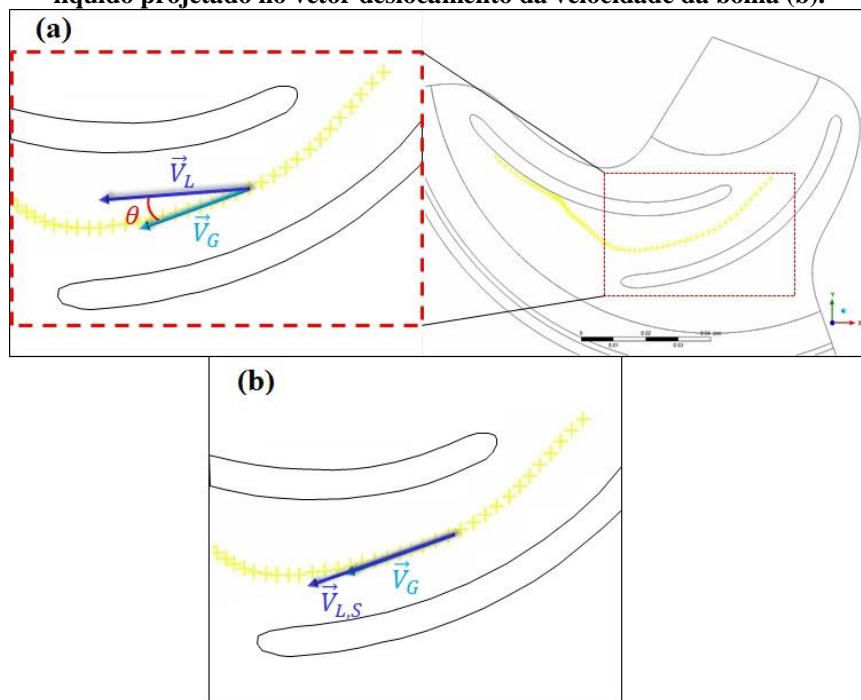
onde \vec{V}_L é o vetor deslocamento da velocidade do líquido, \vec{V}_G é o vetor deslocamento da velocidade da bolha, V_L é a velocidade do líquido e V_G é a velocidade da bolha.

Sabendo o ângulo entre os vetores da velocidade do líquido e da bolha é possível projetar o vetor deslocamento da velocidade do líquido na mesma direção do vetor deslocamento da velocidade da bolha. Essa projeção é dada pela seguinte equação:

$$\vec{V}_{L,S} = \vec{V}_L \cos\theta \quad (5.2)$$

$\vec{V}_{L,S}$ representa o vetor deslocamento da velocidade do líquido na mesma linha de corrente da bolha. A Figura 5.3 apresenta um esquema do alinhamento dos vetores deslocamento das velocidades do líquido e da bolha.

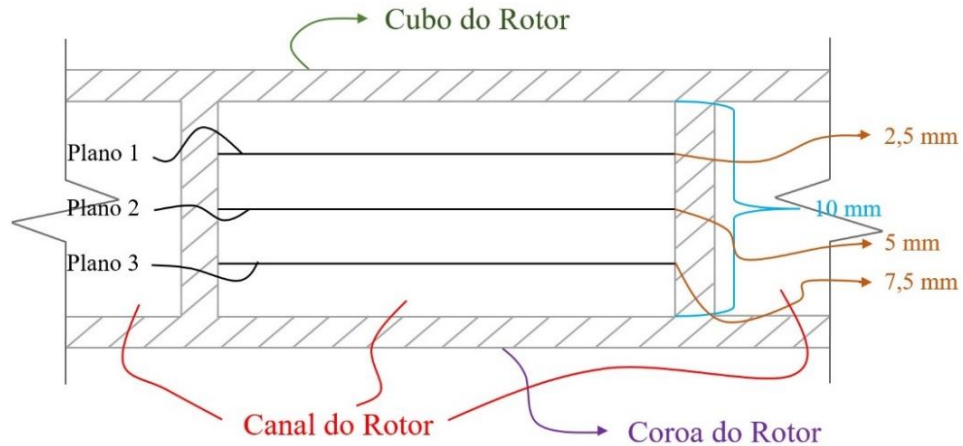
Figura 5.3 - Vetores deslocamento de velocidades desalinhados (a) e vetor deslocamento da velocidade de líquido projetado no vetor deslocamento da velocidade da bolha (b).



Fonte: Autoria própria.

Para verificar a influência do campo de velocidades da fase líquida no deslocamento da bolha dentro do canal do rotor, foi realizado uma análise desse campo em três planos diferentes, entre o cubo e a coroa do rotor. Os planos escolhidos foram um plano médio, um plano acima do plano médio equidistante entre o plano médio e o cubo e outro plano abaixo do plano médio equidistante entre o plano médio e a coroa. A Figura 5.4 mostra um esquema dos três planos diferentes.

Figura 5.4 - Planos utilizados para o cálculo dos campos de velocidade e pressão da fase líquida entre o cubo e a coroa do rotor.

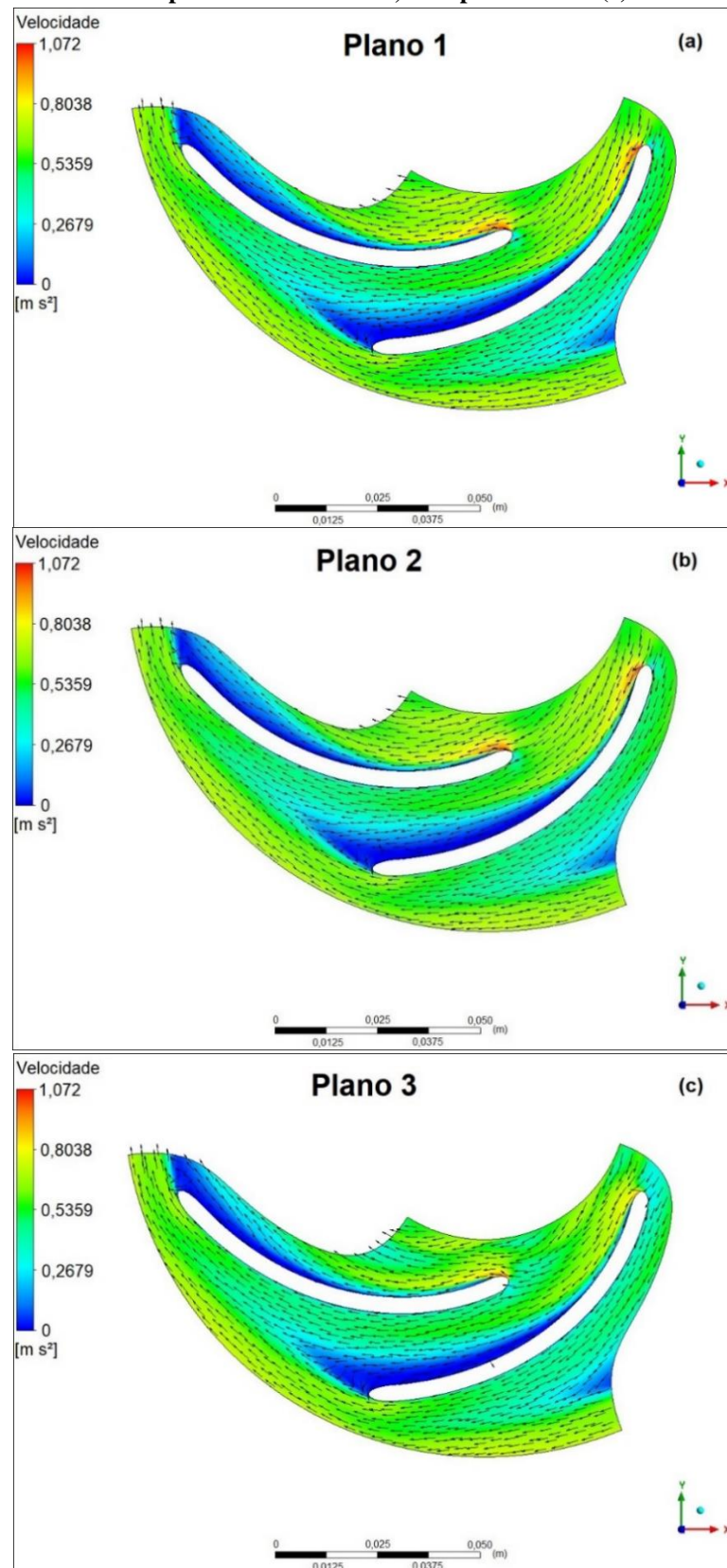


Fonte: Autoria própria.

Foram feitas simulações os dois casos mais extremos da grade de testes, um caso com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEP e outro com uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP para os três diferentes planos. A Figura 5.5 e a Figura 5.6 mostram o comportamento do campo de velocidades da fase líquida nos três planos diferentes em cada condição operacional.

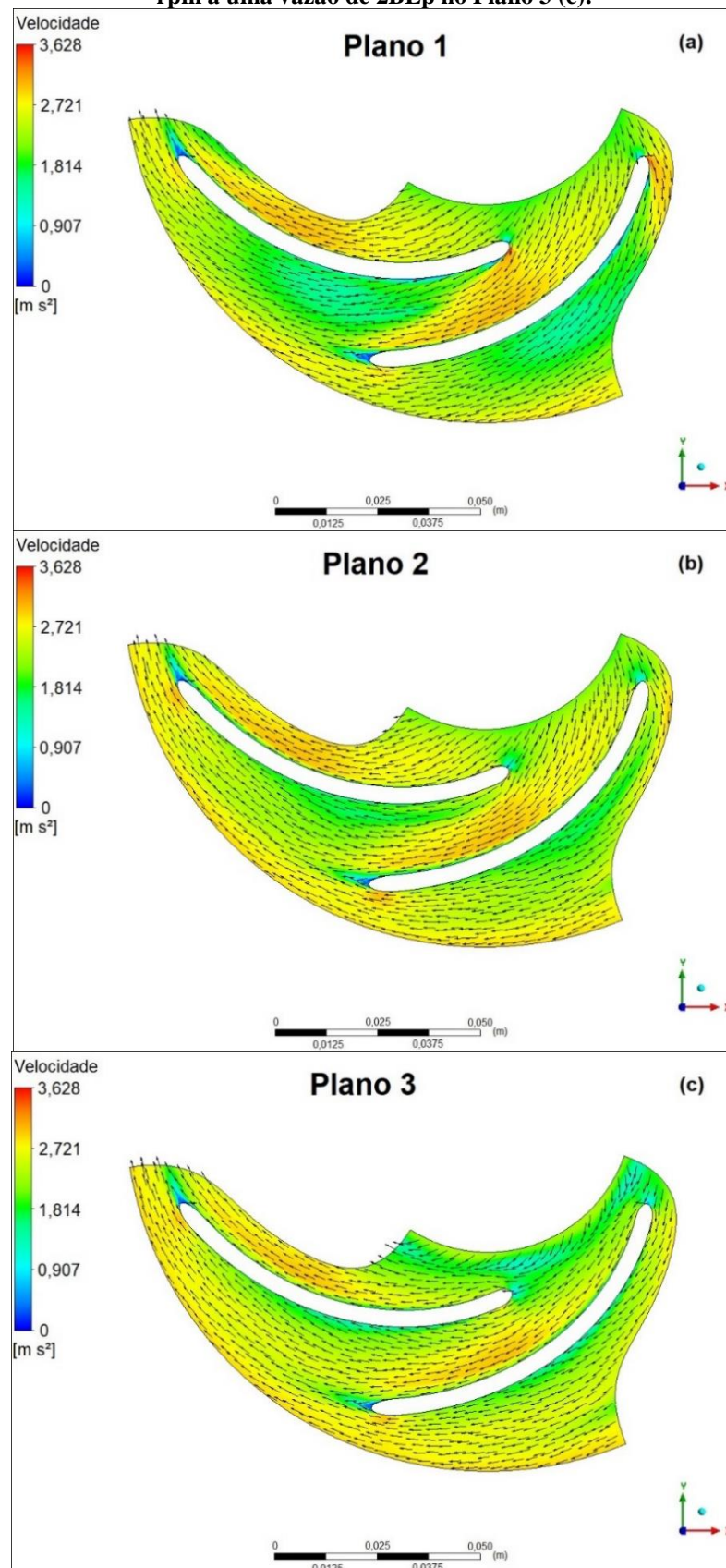
Foi observado que o campo de velocidades da fase líquida sofre pouca influência com a variação dos planos, tanto para uma velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de líquido de 0,75BEP quanto para uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de líquido de 2BEP. Isso ocorre devido à alta inércia da fase líquida dentro do rotor provocada pelas vazões de líquido testadas no presente trabalho. Assim a força de empuxo atuando sobre bolha dentro do rotor tem uma magnitude bem menor em relação as forças inerciais. Então, pode ser assumido que a força de empuxo tem pouca influência no deslocamento da bolha, o qual é determinado majoritariamente pela inercia da fase líquida, fazendo com que a bolha se desloque pelo meio do canal. Desta forma, devido a baixa influência dos planos no campo de velocidade da fase líquida, o plano médio (Plano 2) foi escolhido para a realização dos cálculos da velocidade e da pressão da fase líquida dentro do rotor.

Figura 5.5 - Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 1 (a); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 2 (b); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 0,75BEp no Plano 3 (c).



Fonte: Autoria própria.

Figura 5.6 - Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 1 (a); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 2 (b); Campo de velocidades da fase líquida com velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP no Plano 3 (c).



Fonte: Autoria própria.

6. RESULTADOS

No presente capítulo são apresentados os resultados do funcionamento da bomba com escoamento monofásico e bifásico. Inicialmente, os resultados com escoamento monofásico possibilitam a verificação do correto funcionamento da bomba testada. Essa verificação foi feita através da realização de testes de repetitividade e similaridade.

Em seguida é apresentado uma análise sobre as trajetórias e os comportamentos das bolhas encontradas em diferentes condições operacionais. Posteriormente, é apresentada a modelagem algébrica utilizada para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d . Na sequência, é discutido o comportamento do coeficiente de arrasto, C_d , das bolhas dentro do canal do rotor para diferentes condições operacionais da bomba. Por fim, baseado nos resultados obtidos, é proposto uma correlação para o coeficiente de arrasto, C_d , de bolhas escoando no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga.

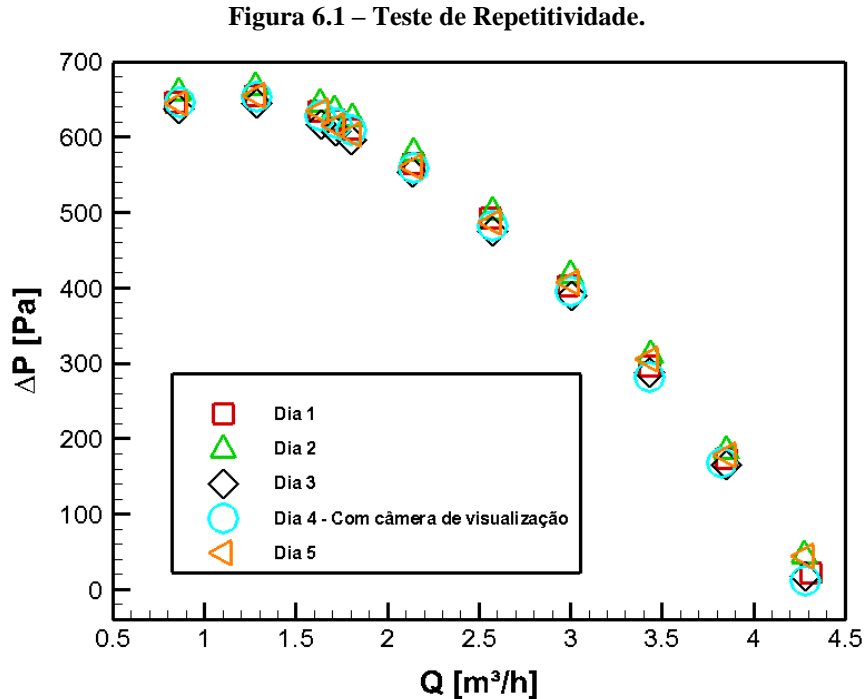
6.1. Resultados com escoamento monofásico e bifásico

Os testes realizados com escoamento monofásico têm como objetivo a caracterização da curva da altura de elevação do rotor centrífugo. Este procedimento permite verificar se o rotor está de acordo com o funcionamento de uma bomba real. Os resultados dos testes com escoamento monofásico também são utilizados como uma referência para os testes realizados com escoamento bifásico.

Para verificar a confiabilidade das medições experimentais e avaliar a repetitividade dessas medições, foi realizada uma análise de repetitividade. Esta análise foi feita avaliando-se os resultados para o ganho de pressão do rotor durante cinco dias consecutivos sob as mesmas condições operacionais da bomba. A Figura 6.1 apresenta o resultado da análise de repetitividade realizada para as curvas de ganho de pressão em função da vazão de líquido durante cinco dias consecutivos para uma velocidade de rotação do rotor de 150 rpm. Para verificar a influência da câmera de visualização na repetitividade dos testes experimentais, foi levantada uma curva nas mesmas condições operacionais dos demais dias, porém com a câmera acoplada ao eixo da bomba.

A partir dos resultados da Figura 6.1 é possível observar que existe pouca dispersão entre os pontos das curvas de ganho de pressão para os diferentes dias. Verificou-se também que a presença da câmera não influenciou no desempenho do rotor, uma vez que a curva feita

com a câmara acoplada ao eixo do rotor tem uma tendência de colapsar com as demais curvas, garantindo assim a repetitividade dos testes experimentais realizados na bancada.

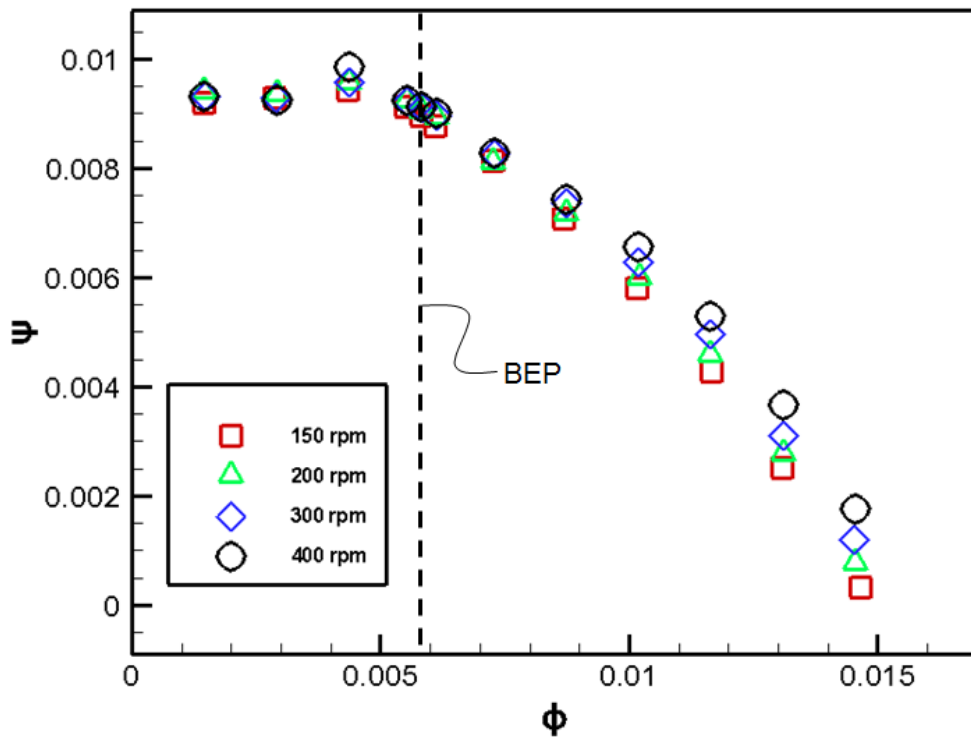


Fonte: Autoria própria.

Para garantir que o rotor cumpre as leis de similaridade em bombas é necessária a realização de uma análise de similaridade do rotor. A Figura 6.2 apresenta uma análise de similaridade do rotor realizada para as velocidades de rotação de 150 rpm, 200 rpm, 300 rpm e 400 rpm.

Os resultados da análise de similaridade estão apresentados na forma adimensional, a Figura 6.2 mostra as curvas do coeficiente de carga em função do coeficiente de fluxo, sendo o coeficiente de carga, ψ , baseado na altura de elevação estática, definido como $\psi = (\Delta P_{exp} / \rho_L) / (\omega D_{out})^2$, e o coeficiente de fluxo, ϕ , definido como $\phi = Q_L / (\omega D_{out}^3)$, onde $D_{out} = 0,176$ m é o diâmetro de saída do rotor e ΔP_{exp} é o ganho de pressão estático medido experimentalmente. Os resultados obtidos apresentam uma boa concordância em todas as velocidades de rotação. Com o aumento da velocidade de rotação é possível observar um pequeno afastamento das curvas apenas para altas vazões de líquido, porém para o BEP e pontos próximos ao BEP as curvas apresentam pouca dispersão dos resultados. Desta forma, confirma-se a validade das leis de similaridade para todas as quatro rotações testadas.

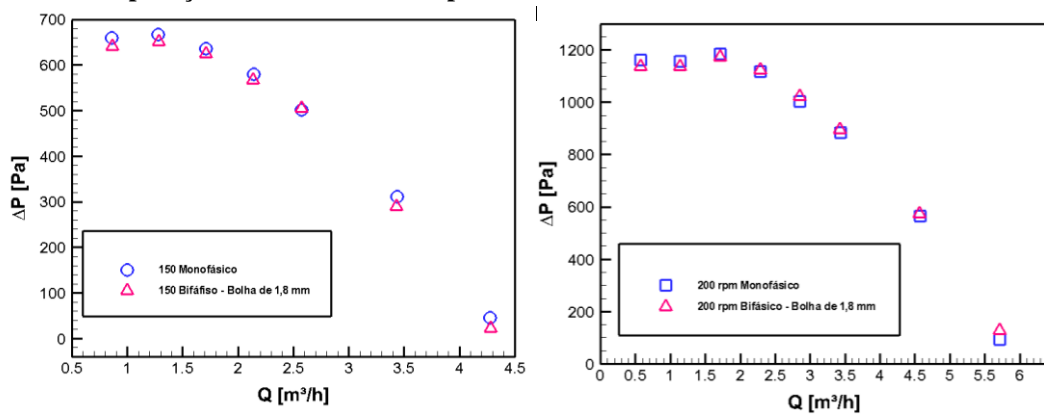
Figura 6.2 – Teste de Similaridade.

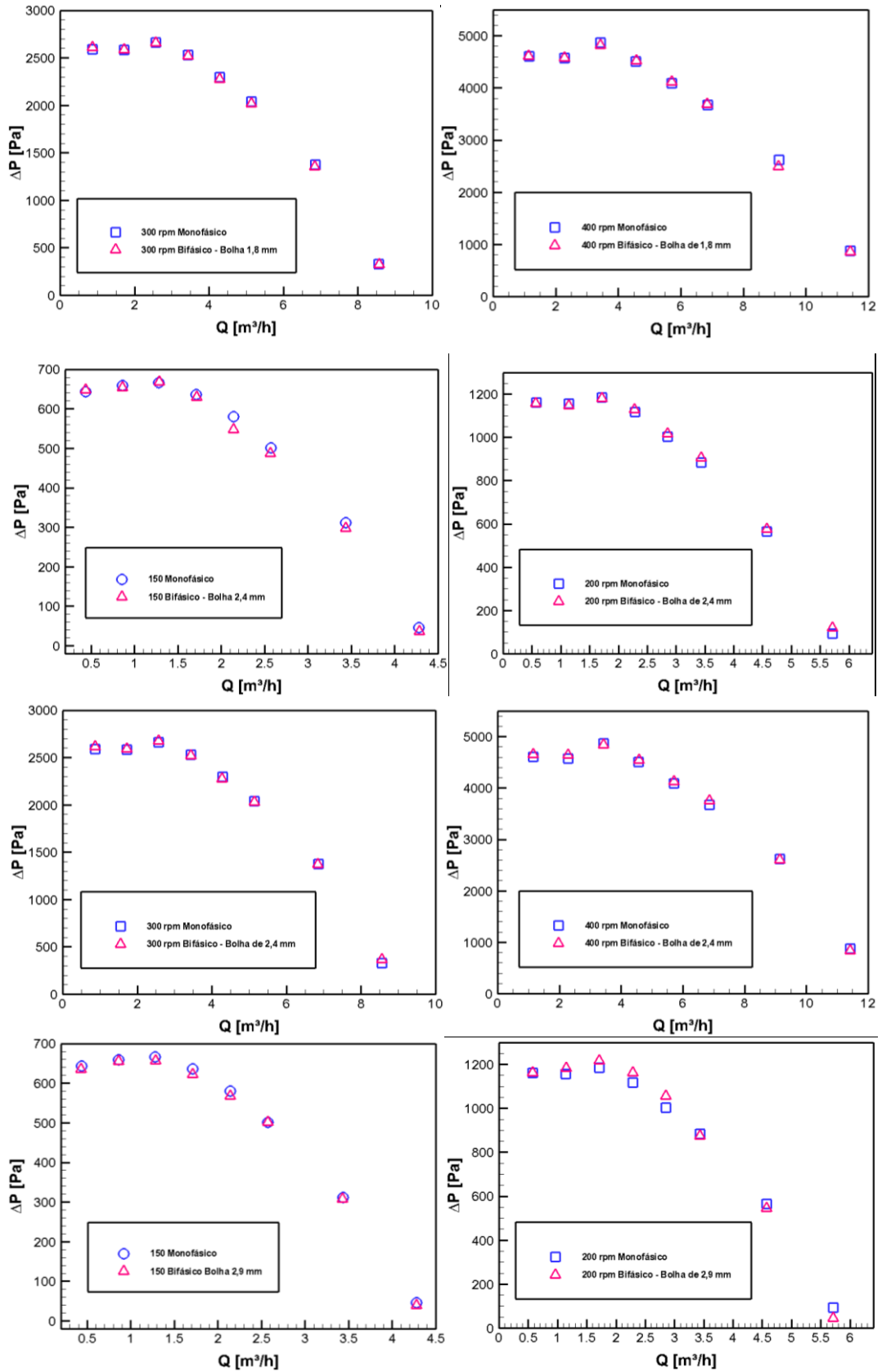


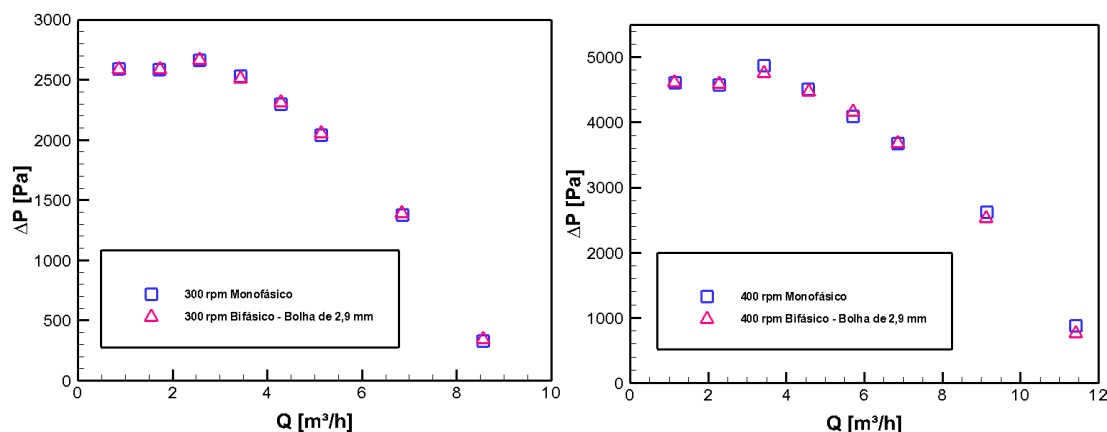
Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.3 apresenta a comparação das curvas de ganho de pressão em função da vazão de líquido dos testes feitos com escoamento monofásico e bifásico para as velocidades de rotação de 150 rpm, 200 rpm, 300 rpm e 400 rpm no BEP, para os diâmetros de bolha de 1,8 mm, 2,4 mm e 2,9 mm.

Figura 6.3 – Comparação de curvas de desempenho entre escoamento monofásico e escoamento bifásico.







Fonte: Autoria própria.

Os resultados mostram pouco afastamento entre os pontos das curvas com escoamento monofásico e bifásico, ou seja, não houve degradação de desempenho do rotor. Seguindo a proposta do presente trabalho, os testes com escoamento bifásico foram realizados com a presença de apenas uma bolha de gás dentro do rotor, desta forma não obtendo degradação do desempenho devido à presença da fase gasosa nos canais do rotor.

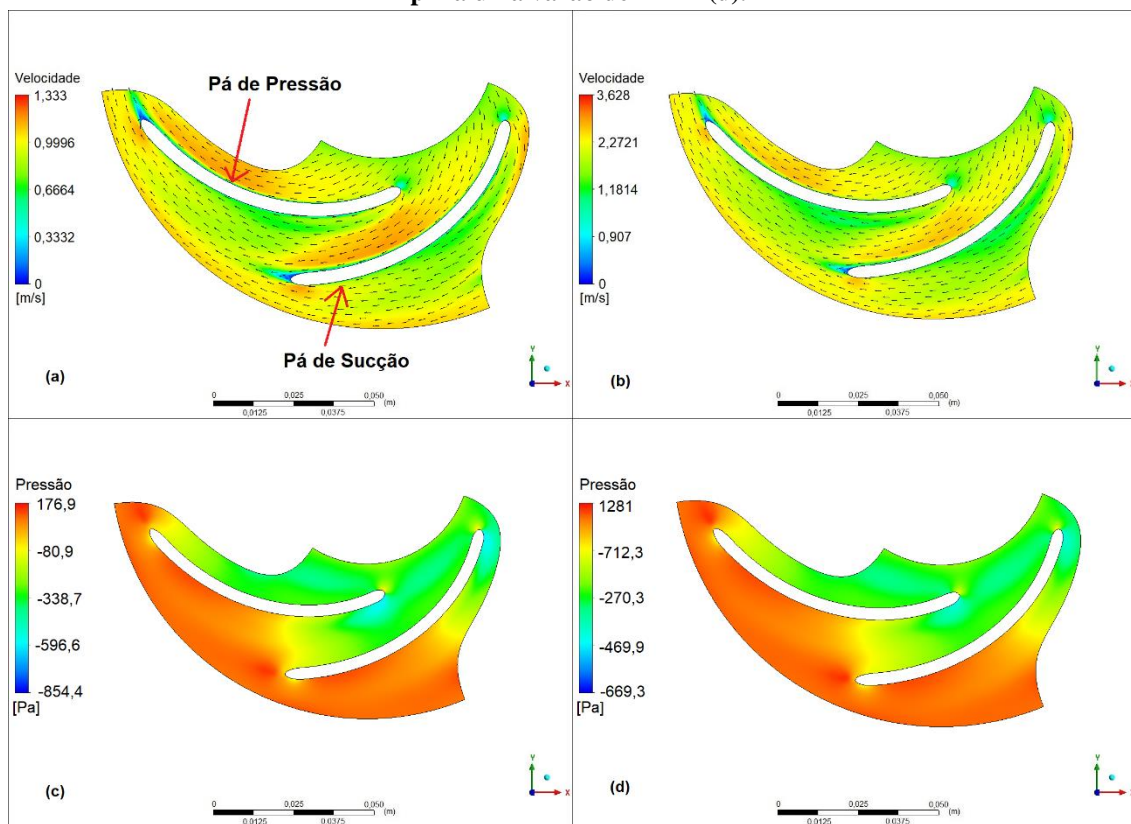
6.2. Análise de trajetórias de bolhas isoladas escoando no interior do canal do rotor

Esta seção apresenta uma análise sobre as trajetórias e o comportamento observado das bolhas escoando ao longo do canal do rotor. Os casos apresentados nessa seção referem-se aos pontos com a menor e maior velocidade de rotação da grade de testes (150 rpm e 400 rpm) nas cinco variações de vazão de líquido. A análise é baseada na visualização do canal do rotor realizada em um referencial rotativo e nos campos de velocidade e pressão da fase líquida obtidos a partir das simulações numéricas. A Figura 6.4 mostra o comportamento dos campos de velocidade e pressão da fase líquida dentro do canal do rotor para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de líquido de 2BEP.

É possível observar que independente da velocidade de rotação do rotor os campos de velocidades apresentam comportamentos semelhantes. As linhas de vetores mostram que o escoamento do líquido está bem orientado, seguindo a geometria das pás de pressão e sucção do rotor. Também, observa-se que a velocidade da fase líquida é maior próxima a pá de sucção em relação a pá de pressão, diminuindo apenas próxima a ponta da pá devido ao desprendimento da camada limite nessa região. Da mesma forma dos campos de velocidade, os campos de pressão também apresentam comportamentos semelhantes para qualquer velocidade de rotação. Devido a geometria do canal, a pressão do líquido é menor na entrada do canal e vai aumentando

ao longo do percurso até chegar em seu valor máximo na saída do canal. Também é possível notar um leve gradiente de pressão lateral na entrada do canal, onde a pressão é maior em uma região próximo a pá de sucção. Comportamentos similares para os campos de velocidade e pressão foram encontrados em todas as velocidades de rotação e vazão de líquido da grade de testes apresentada no capítulo 3.

Figura 6.4 – Campos de velocidade e pressão da fase líquida no canal do rotor: Campo de velocidade para uma velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 2BEP (a); Campo de velocidade para uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP (b); Campo de pressão para uma velocidade de rotação de 150 rpm a uma vazão de 2BEP (c); Campo de pressão para uma velocidade de rotação de 400 rpm a uma vazão de 2BEP (d).

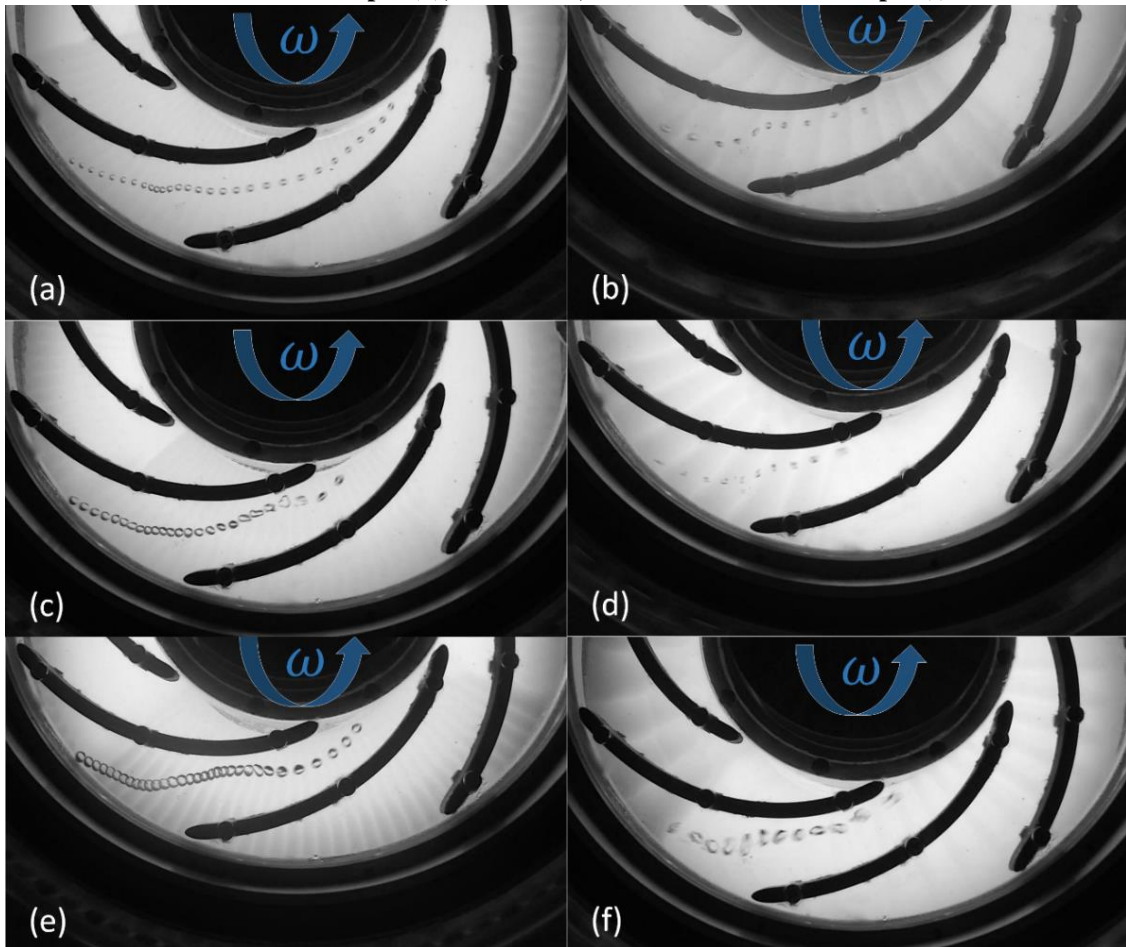


Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.5 mostra as trajetórias mais encontradas para as bolhas com diâmetros de 1,8 mm, 2,4 mm e 2,9 mm em uma vazão de líquido de 2BEP. Observa-se que independente do diâmetro, para a velocidade de rotação de 400 rpm, ao entrar no canal a bolha é empurrada para próximo da pá de sucção devido ao gradiente de pressão lateral nessa região. Nessa rotação, as bolhas têm uma trajetória oscilatória, que pode ser provocada pela alta taxa de deformação das bolhas. Para a velocidade de rotação de 150 rpm, o gradiente de pressão lateral é menor, assim tendo menos influência sobre as bolhas, que tem preferência de escoar pelo meio do canal seguindo as linhas de corrente da fase líquida. Nessa rotação as trajetórias das bolhas oscilam menos devido a uma menor taxa de deformação. Nas duas velocidades, bolhas maiores sofrem

mais a ação do gradiente de pressão. Também é possível observar nos casos analisados que a trajetória das bolhas é dominada pelo arrasto da fase líquida, que empurra a bolha até a saída do canal.

Figura 6.5 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 2BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (e); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).

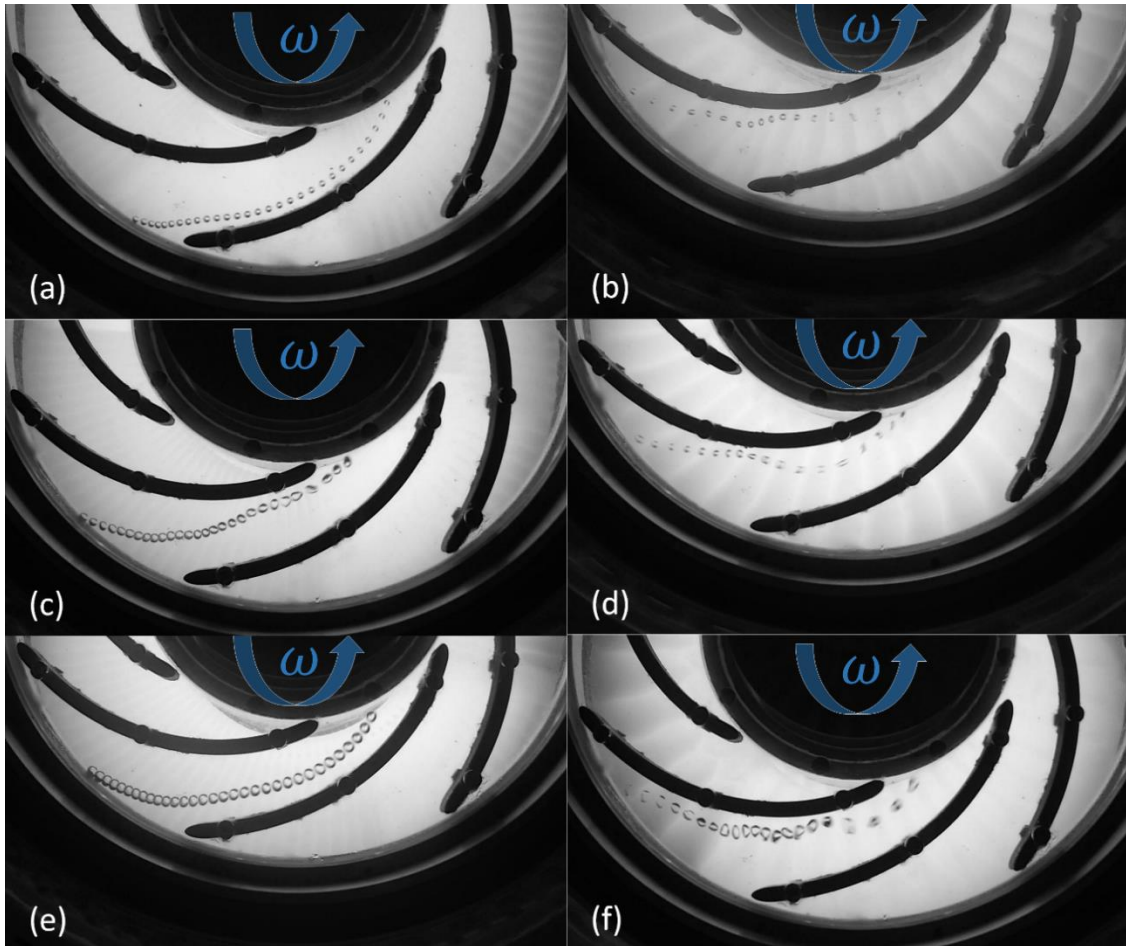


Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.6 apresenta as trajetórias das bolhas para uma vazão de líquido de 1,5BEP. Nessa vazão, para a velocidade de rotação de 400 rpm, as bolhas têm trajetórias similares as do caso anterior, mas devido a menor vazão de líquido, é possível observar uma maior influência do gradiente de pressão lateral sobre as bolhas que escoam próximo a pá de pressão durante a maior parte da trajetória. Já para os casos de 150 rpm, o gradiente de pressão lateral tem uma influência ainda menor que no caso anterior: as bolhas têm uma maior tendência de seguir as linhas de corrente da fase líquida e têm uma preferência de escoar próximo a pá de sucção onde a velocidade do líquido é maior. Além disso, as bolhas têm uma trajetória menos oscilatória.

Para a maior velocidade de rotação as bolhas ainda são bastante deformadas, mas para a menor rotação as bolhas sofrem pouca deformação.

Figura 6.6 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 1,5BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (e); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).

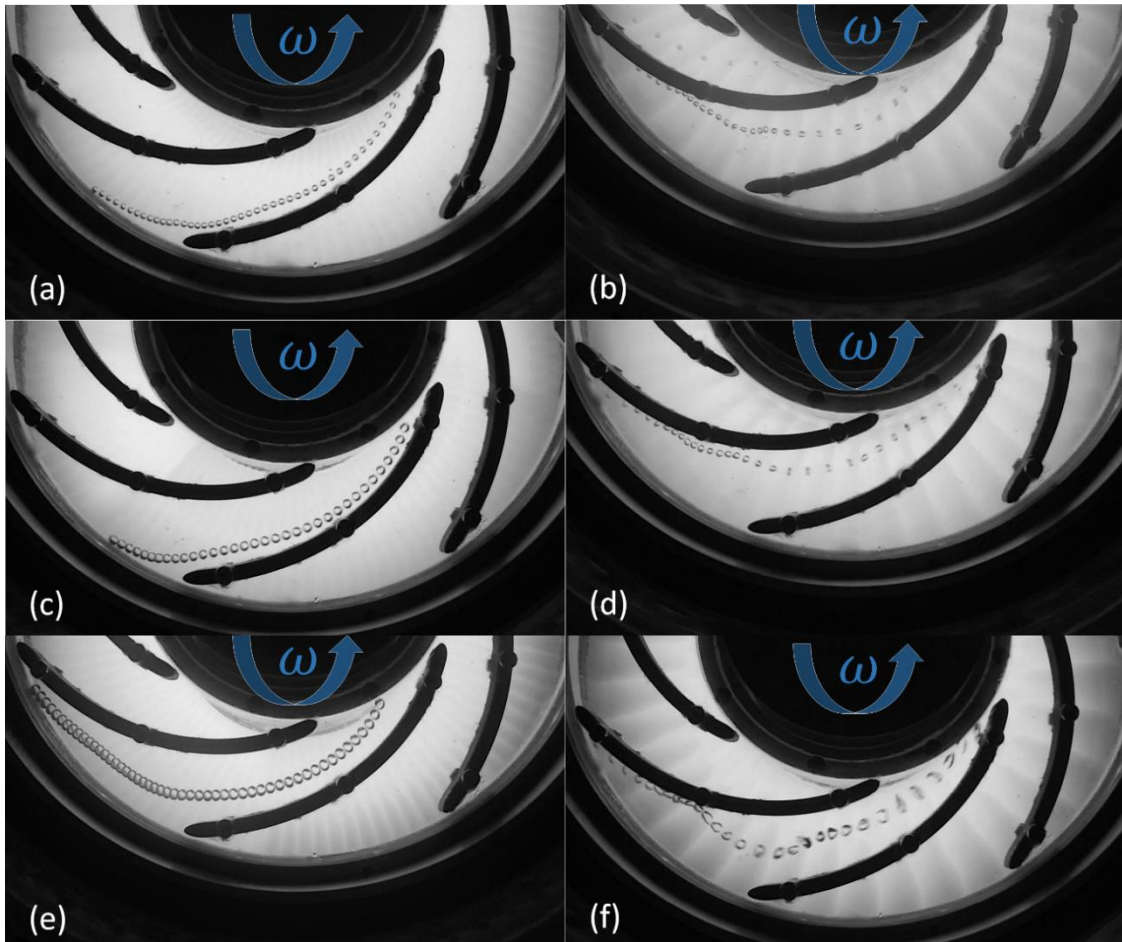


Fonte: Autoria própria.

As trajetórias das bolhas para uma vazão de líquido de 1,25BEP são apresentadas na Figura 6.7. Na vazão de 1,25BEP, para uma rotação de 400 rpm, as bolhas já começam a sentir o efeito do gradiente de pressão longitudinal. Ao passar da região de menor pressão para a região de maior pressão dentro do canal, as bolhas sofrem uma diminuição de velocidade e são empurradas para a face da pá de pressão, onde escoam até sair do canal. Nessa condição, as trajetórias das bolhas ainda sofrem oscilações devido a deformação das bolhas. Para a rotação de 150 rpm, as trajetórias das bolhas praticamente não são influenciadas pelo gradiente de pressão lateral, as bolhas seguem as linhas de corrente da fase líquida e escoam na região de maior velocidade de líquido dentro do canal, próximo a pá de sucção. Nessa rotação, apenas as bolhas de maior diâmetro sentem o efeito do gradiente de pressão longitudinal, sendo

empurradas para a face da pá de pressão. Também ainda se nota uma ligeira deformação nas bolhas de maior diâmetro.

Figura 6.7 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 1,25BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (e); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).

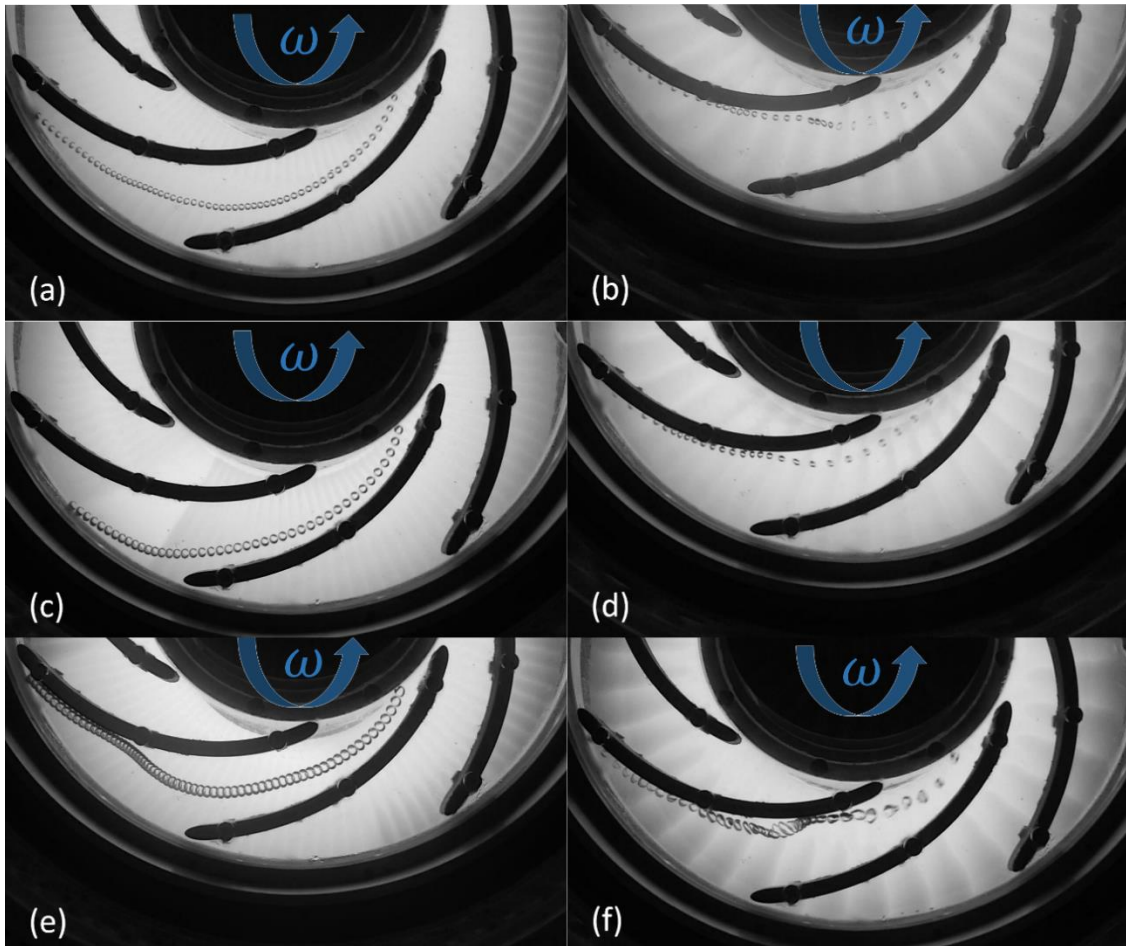


Fonte: Autoria própria.

As trajetórias das bolhas no BEP são apresentadas na Figura 6.8. No BEP, a uma velocidade de rotação de 400 rpm, o efeito do gradiente de pressão dentro do canal sobre a trajetória das bolhas é bem maior. Ao entrar no canal, o gradiente de pressão lateral empurra as bolhas para a face da pá de pressão e o gradiente de pressão longitudinal desacelera as bolhas. Durante toda trajetória as bolhas escoam ao longo da face da pá de pressão e ainda oscilam devido a deformação. Na rotação de 150 rpm, as bolhas têm trajetórias similares ao caso anterior, seguindo a linha de corrente da fase líquida e escoando na região de maior velocidade de líquido, mas no BEP, independente do diâmetro, as bolhas sentem o efeito do gradiente de pressão longitudinal, sendo empurradas para a face da pá de pressão ao escoar pela região de

maior pressão do canal. Nessa região, as bolhas maiores sofrem uma ligeira redução de velocidade. A 150 rpm não é perceptível nenhuma deformação em qualquer tamanho de bolha.

Figura 6.8 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm no BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (e); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).

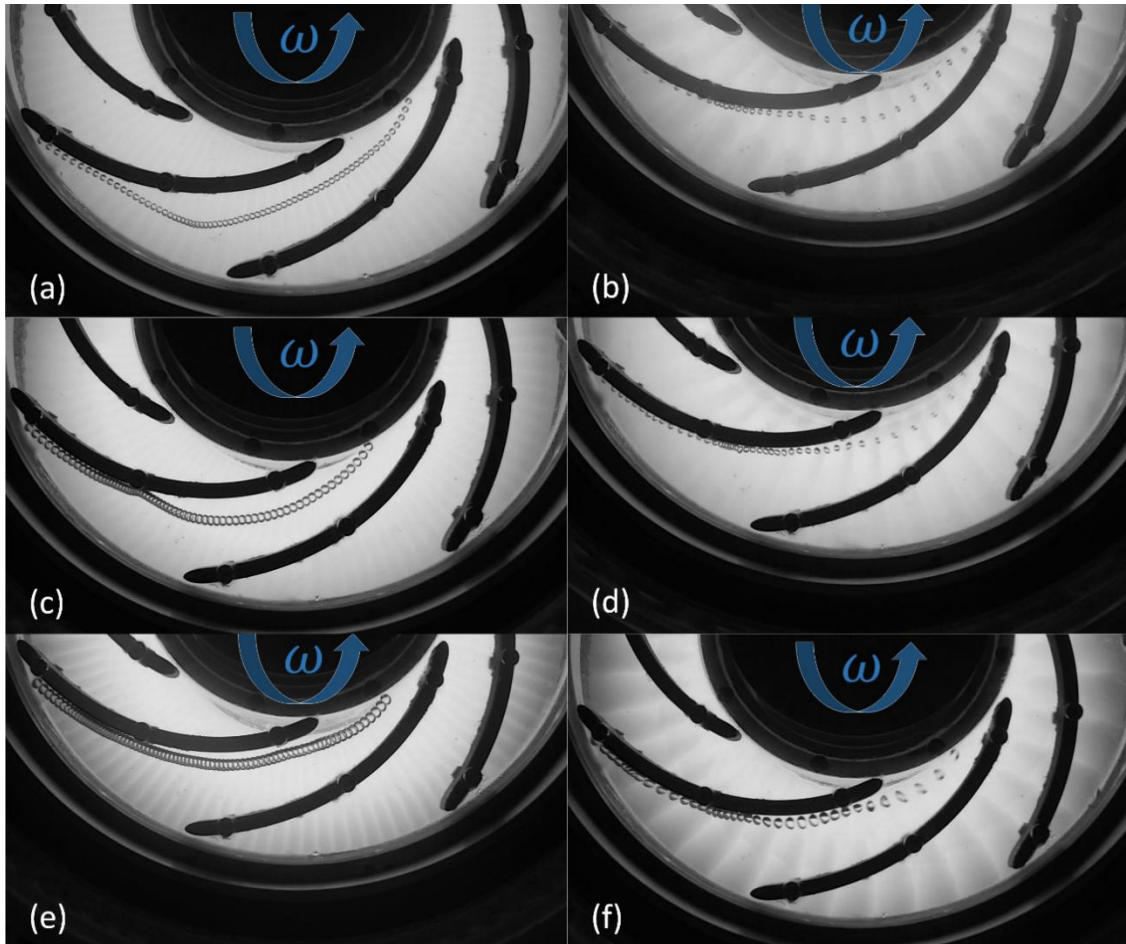


Fonte: Autoria própria.

As trajetórias das bolhas para uma vazão de líquido de 0,75BEP são mostradas na Figura 6.9. Nesta condição, na rotação de 400 rpm, as bolhas têm trajetórias bem similares as do caso anterior, porém com menos oscilação devido a menor taxa de deformação das bolhas. Já para o caso de 150 rpm, devido à baixa vazão de líquido, o gradiente de pressão tem uma influência bem maior sobre a trajetória das bolhas. Ao entrar no canal, o gradiente de pressão lateral empurra as bolhas para a face da pá de pressão. Nessa condição as bolhas já não conseguem escoar próximo a pá de sucção e quanto maior o tamanho da bolha, maior é a influência do gradiente de pressão, sendo possível notar que as bolha de maior diâmetro escoam próximo a face da pá de pressão por toda a trajetória. Ao chegarem na região de maior pressão do canal,

as bolhas também são desaceleradas pelo gradiente de pressão longitudinal e não se nota nenhuma deformação das bolhas.

Figura 6.9 – Trajetórias de bolhas para as velocidades de rotação de 150 rpm e 400 rpm a uma vazão de 0,75BEP: Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 150 rpm (a); Bolha de 1,8 mm de diâmetro a 400 rpm (b); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 150 rpm (c); Bolha de 2,4 mm de diâmetro a 400 rpm (d); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 150 rpm (e); Bolha de 2,9 mm de diâmetro a 400 rpm (f).



Fonte: Autorial própria.

De maneira geral pode-se concluir que a força de arrasto e a força gerada devido ao gradiente de pressão são as forças que definem a trajetória das bolhas. Independente da vazão de líquido, quanto maior a velocidade de rotação do rotor, mais as bolhas são influenciadas pelo gradiente de pressão no interior do canal do rotor. Esse gradiente de pressão é mais influente em bolhas maiores e é responsável tanto por empurrar as bolhas para a face da pá de pressão como por desacelerar as bolhas. Também se observa que, independente da vazão de líquido, o aumento da velocidade de rotação pode provocar deformação nas bolhas.

6.3. Modelagem Algébrica do Coeficiente de Arrasto (C_d) no canal do rotor

Nesta seção é apresentado a metodologia utilizada para o cálculo do coeficiente de arrasto de uma bolha de gás escoando no interior do canal do rotor de uma bomba.

Para uma bolha de gás isolada escoando ao longo de uma linha de corrente da fase líquida no interior do canal do rotor da bomba, existem várias forças atuando nessa bolha provocando o seu deslocamento ao longo do canal.

O balanço de forças utilizado para a análise da dinâmica da bolha é determinado mediante a segunda lei de Newton, dada por:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a}_b \quad (6.1)$$

onde m é a massa da bolha e \vec{a}_b é a aceleração da bolha.

Considerando todas as forças que podem atuar sobre a bolha, o balanço de forças toma a seguinte forma:

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_D + \vec{F}_P + \vec{F}_{MV} + \vec{F}_B + \vec{F}_S + \vec{F}_{LP} + \vec{F}_{Gr} + \vec{F}_C + \vec{F}_{COR} \quad (6.2)$$

onde, \vec{F}_D é a força de arrasto, \vec{F}_P é a força gerada devido ao gradiente de pressão, \vec{F}_{MV} é a força de massa virtual, \vec{F}_B é a força de Basset, \vec{F}_S é a força de sustentação, \vec{F}_{LP} é a força de lubrificação de parede, \vec{F}_{Gr} é a força do campo gravitacional, \vec{F}_C é a força centrífuga e \vec{F}_{COR} é a força de Coriolis.

Devido ao referencial não inercial da bolha, girando junto com o rotor, surgem duas forças atuando sobre a bolha, a força centrífuga e a força de Coriolis. A força centrífuga atua radialmente ao movimento do rotor, empurrando a bolha no sentido da saída do canal e a força de Coriolis atua normalmente ao movimento da bolha, empurrando a bolha lateralmente. A força centrífuga e a força de Coriolis são dadas pelas Equações (6.3) e (6.4), respectivamente:

$$\vec{F}_C = v_b \rho_G \omega^2 r \quad (6.3)$$

$$\vec{F}_{COR} = 2v_b \rho_G \omega V_r \quad (6.4)$$

onde v_b é o volume da bolha, ρ_G é a massa específica da bolha, ω é a velocidade angular do rotor, r é a posição radial da bolha e V_r é a velocidade radial da bolha. A força centrífuga e de Coriolis tem muito pouca influência em relação a forças devido ao gradiente de pressão e a força de arrasto, desta forma podem ser desprezadas.

Para promover o deslocamento de líquido, uma bomba opera produzindo um aumento de pressão da entrada até a saída do canal do rotor, devido a esse gradiente de pressão dentro do canal, uma força de empuxo no sentido da entrada do canal é gerada, desta forma, uma bolha de gás escoando dentro do canal sofre a ação dessa força gerada devido ao gradiente de pressão que é contrária ao sentido do escoamento da fase líquida, empurrando a bolha para a entrada do canal e é dada pela seguinte equação:

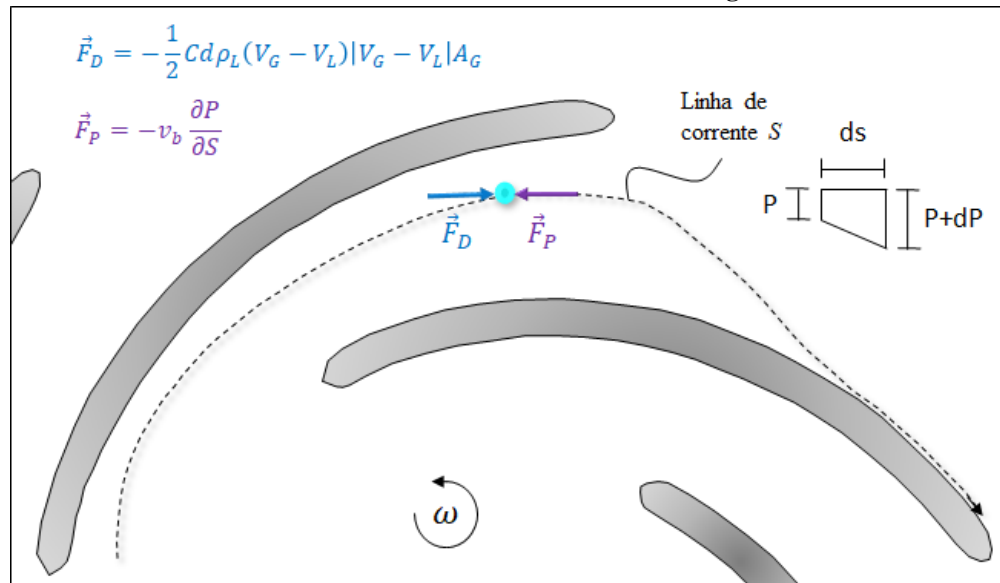
$$\vec{F}_P = v_b \frac{\partial P}{\partial S} \quad (6.5)$$

onde v_b é o volume da bolha e $\partial P / \partial S$ é o gradiente de pressão

A força devido ao gradiente de pressão no canal do rotor tende a desacelerar a bolha em relação a fase líquida, gerando uma diferença de velocidades entre as duas fases. Essa diferença de velocidades é responsável pelo surgimento de uma força de arrasto, apresentada na seção 2.3 do capítulo 2, essa força atua no sentido contrário a força gerada devido ao gradiente de pressão, empurrando a bolha em direção a saída do canal.

As outras forças que também atuam sobre a bolha têm uma magnitude bem menor em relação a força devido ao gradiente de pressão e a força de arrasto, assim tendo pouca influência sobre o deslocamento da bolha ao longo do canal. Desta forma, o deslocamento da bolha ao longo do canal do rotor é predominantemente determinado pelo balanço entre a força gerada devido ao gradiente de pressão no canal e a força de arrasto. Esse modelo foi proposto por (Murakami e Minemura, 1974). O balanço de forças utilizado nesse modelo pode representar de forma razoável a dinâmica de uma bolha de gás isolada ao longo do canal do rotor de uma bomba centrífuga. O modelo descrito está representado na Figura 6.10:

Figura 6.10 – Balanço de forças sobre uma bolha escoando ao longo de uma linha de corrente hipotética no interior do canal de um rotor centrífugo.



Fonte: Autoria própria.

Para o cálculo do coeficiente de arrasto de uma bolha de gás isolada escoando dentro do rotor, foram assumidas as seguintes hipóteses:

1. O efeito da aceleração da gravidade atua só na coordenada axial (z),
2. O tamanho da bolha de gás é pequeno em comparação com a posição radial,
3. A bolha não tem contato com a superfície das pás,
4. A velocidade angular é constante e atua no eixo z ,
5. O rotor está fixo em relação a um referencial inercial,
6. Desconsidera-se a velocidade da direção axial,
7. A densidade do gás é pequena em comparação com a densidade do líquido, $\rho_G \ll \rho_L$
8. No escoamento da bolha, a força interfacial da bolha será considerada como composta somente pela força de arrasto. As forças de massa virtual, Basset, sustentação e lubrificação de parede são consideradas desprezíveis em relação a força de arrasto. A força centrífuga e de Coriolis também são consideradas desprezíveis devido a pouca influência no movimento da bolha em relação a força gerada devido ao gradiente de pressão e força de arrasto.

Considerando a densidade do gás muito menor que a densidade da fase líquida, considera-se a bolha em equilíbrio, desta forma a força resultante é nula e o movimento da bolha depende somente do balanço de forças entre a força de arrasto, que empurra a bolha no sentido da saída do canal e a força devido ao gradiente de pressão, que empurra a bolha no sentido da entrada do canal. Assim, o balanço de forças toma a seguinte forma:

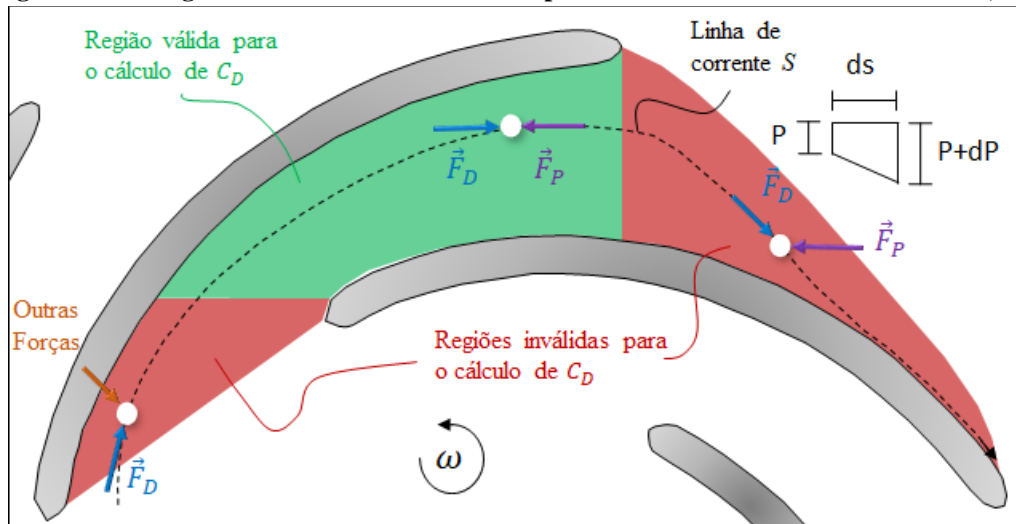
$$v_b \frac{\partial P}{\partial S} = -\frac{1}{2} C_d \rho_L (V_G - V_L) |V_G - V_L| A_b \quad (6.6)$$

Considerando A_b como $\pi D^2/4$ e v_b como $\pi D^3/6$ e isolando C_d , temos:

$$C_d = \frac{4}{3} \frac{D}{\rho_L (V_G - V_L)^2} \frac{\partial P}{\partial S} \quad (6.7)$$

Esse é o modelo utilizado para calcular o coeficiente de arrasto no presente trabalho, porém apesar desse modelo representar uma aproximação razoável sobre o movimento da bolha dentro do canal do rotor, ele não é válido para toda a extensão do canal. Em algumas regiões do canal a força de arrasto e a força devido ao gradiente de pressão não estão alinhadas, perdendo o equilíbrio entre essas duas forças, isso aumenta a influência de outras forças no movimento da bolha e invalida a hipótese 8. Para manter a validade do modelo, a região de saída do canal e a região de entrada do canal são excluídas do cálculo do coeficiente de arrasto. A Figura 6.11 mostra a região onde o modelo se mantém válido e as regiões onde o modelo não é válido.

Figura 6.11 – Região do canal do rotor utilizada para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d .



Fonte: Autoria própria.

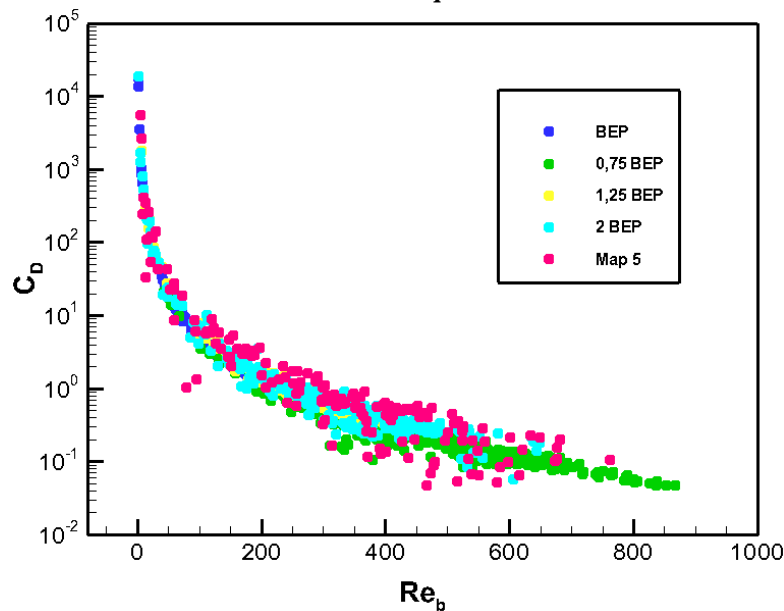
O cálculo do coeficiente de arrasto, C_d , através da utilização da Equação 6.7, depende das seguintes variáveis: velocidade relativa entre as fases, gradiente de pressão dentro do canal do rotor, densidade do líquido, deslocamento da bolha e diâmetro da bolha. A velocidade da bolha, deslocamento da bolha e o diâmetro da bolha são obtidos através dos testes

experimentais. A velocidade da fase líquida e o gradiente de pressão dentro do canal do rotor são obtidos pelas simulações numéricas, sob a hipótese de uma via, na qual o escoamento da fase líquida tem influência no movimento da bolha, enquanto que a força de reação da bolha sobre o líquido é desprezada, não influenciando no escoamento da fase líquida. O método utilizado para obter essas variáveis é descrito nas seções 5.1 e 5.2 do capítulo 5.

6.4. Análise do Coeficiente de Arrasto (C_d) no canal do rotor

Utilizando o modelo apresentado na seção 6.3, o coeficiente de arrasto, C_d , foi calculado para diferentes condições operacionais do rotor, com o intuito de observar o comportamento do C_d com a mudança do diâmetro de bolha, velocidade de rotação e vazão de líquido. Para isso foram utilizadas 15 trajetórias de bolhas diferentes em cada condição operacional, nas quais o C_d foi calculado para cada ponto onde a bolha se deslocou ao longo da trajetória. A Figura 6.12 mostra o C_d em função do Re_b para uma velocidade de rotação de 150 rpm, diâmetro de bolha de 1,8 mm e diferentes vazões de líquido.

Figura 6.12 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação com o diâmetro de bolha de 1,8 mm, velocidade de rotação de 150 rpm e diferentes vazões de líquido.



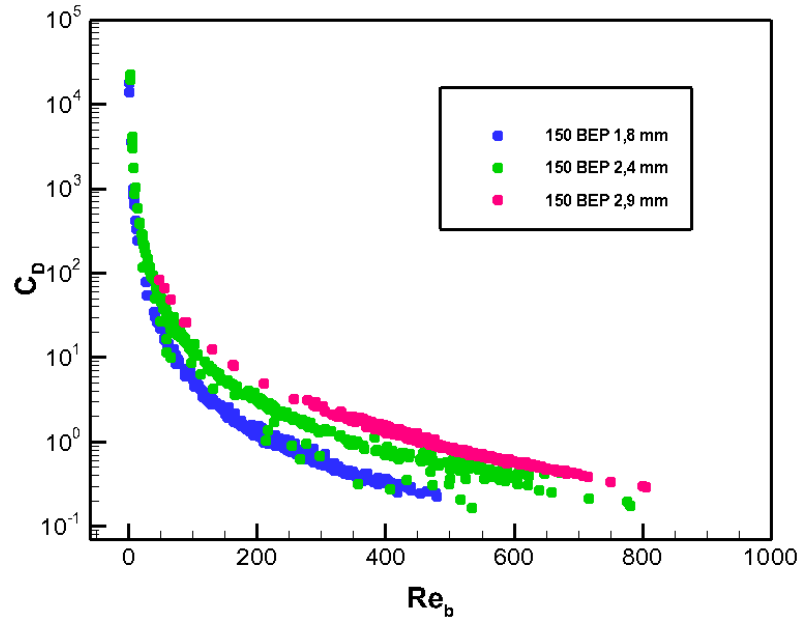
Fonte: Autoria própria.

É possível observar que mantendo todas as condições operacionais fixas e aumentando apenas a vazão de líquido, o comportamento do C_d não sofre muita alteração. Em uma bomba centrífuga, a vazão de líquido tem uma menor influência sobre o escoamento em relação a

velocidade de rotação da bomba, por essa razão, a vazão de líquido não influencia no comportamento do coeficiente de arrasto, C_d .

A Figura 6.13 mostra o comportamento do C_d no BEP com uma velocidade de rotação de 150 rpm para diferentes diâmetros de bolha.

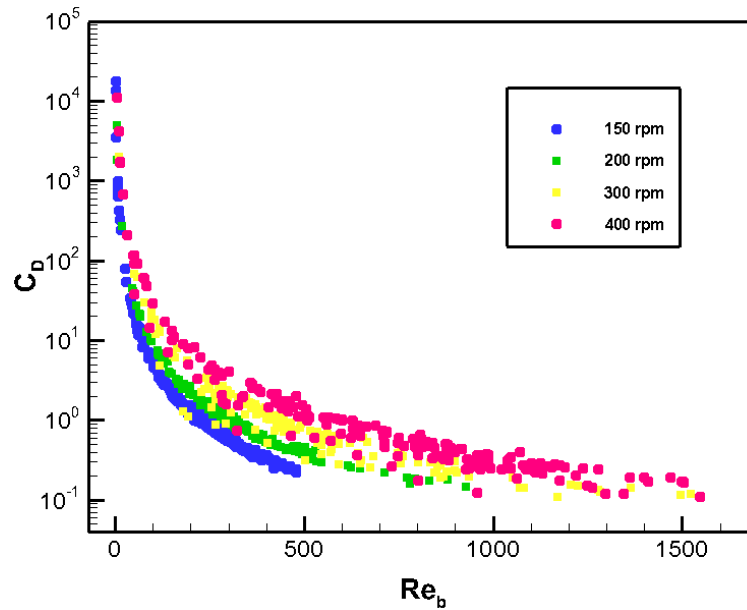
Figura 6.13 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação no BEP com velocidade de rotação de 150 rpm e diferentes diâmetros de bolhas.



Para um mesmo valor do número de Reynolds, a bolha com menor diâmetro tem um menor C_d em relação a bolha com maior diâmetro, ou seja, o coeficiente de arrasto aumenta com o aumento do diâmetro de bolha. A força devido ao gradiente de pressão depende diretamente do volume da bolha, assim, para sair do canal, as bolhas maiores necessitam de uma maior ação da força de arrasto para superar a força gerada pelo gradiente de pressão. Desta forma, como as forças de tensão superficial têm menor magnitude em bolhas maiores, essas bolhas tendem a se deformar. O regime de escoamento da fase líquida ao redor da bolha depende do formato da bolha e como o tamanho da bolha pode influenciar na deformação das bolhas, o C_d é sensível ao diâmetro de bolha dentro do rotor.

O comportamento do coeficiente de arrasto no BEP, para um diâmetro de bolha de 1,8 mm em diferentes velocidades de rotação é mostrado na Figura 6.14.

Figura 6.14 – Coeficiente de arrasto, C_d , em função do número de Reynolds da bolha, Re_b , para uma condição de operação no BEP com bolhas de 1,8 mm de diâmetro e diferentes velocidades de rotação.



Fonte: Autoria própria.

Da mesma forma que o diâmetro de bolha, também se nota uma influência da velocidade de rotação sobre o coeficiente de arrasto. Para um mesmo valor do número de Reynolds o C_d aumenta de acordo com o aumento da velocidade de rotação. O aumento da velocidade de rotação do rotor acarreta em um maior gradiente de pressão dentro do canal, logo, as bolhas tendem a se deformar com o aumento da velocidade de rotação, assim o C_d não só é influenciado pelo diâmetro de bolha, mas também é influenciado pela velocidade de rotação do rotor.

A partir das análises sobre o comportamento do coeficiente de arrasto para diferentes condições operacionais do rotor, é possível observar que o C_d de uma bolha escoando no interior dos canais do rotor é influenciado não só pelo número de Reynolds da bolha, mas também por diferentes condições operacionais, tais como o diâmetro da bolha e a velocidade de rotação do rotor. A vazão de líquido, no entanto, não tem influência significativa no comportamento do coeficiente de arrasto.

A mudança do comportamento do coeficiente de arrasto devido a mudança de diferentes condições operacionais da bomba está relacionada a mudança do regime de escoamento da fase líquida ao redor da bolha. O coeficiente de arrasto é sensível ao formato da bolha. Visto que uma bolha não esférica tem uma maior área superficial comparada a uma bolha esférica, a camada limite ao redor da bolha ocupa uma maior superfície da bolha sem que haja desprendimento. Consequentemente, o C_d aumenta a partir da deformação da superfície da bolha. Devido à alta inércia da fase líquida em uma bomba, a mudança do diâmetro de bolha

ou da velocidade de rotação do rotor podem causar uma certa deformação na bolha, alterando o regime de escoamento da fase líquida ao redor da bolha, mudando assim o comportamento do Cd .

Para verificar a influência da deformação da bolha no coeficiente de arrasto foi realizada uma análise com números adimensionais. No caso de uma bolha ascendendo em um meio líquido infinito, seu formato é influenciado pelas forças cisalhantes resultantes do escoamento da fase líquida ao redor da bolha. A bolha ascende devido ao empuxo que, por sua vez, está relacionado a aceleração gravitacional, g , e o volume da bolha, v . O número de Eötvos, Eo , relaciona a ação das forças gravitacionais e as forças devido a tensão superficial da bolha, desta forma Eo representa a quantidade de deformação da bolha. O número de Eötvos é dado por:

$$Eo = \frac{\rho_L g D_b^2}{\sigma} \quad (6.8)$$

onde ρ_L é a massa específica da fase líquida, g é a gravidade, D_b é o diâmetro da bolha e σ é a tensão superficial da bolha. Porém, a física de uma bolha escoando no interior do canal de um rotor de uma bomba é diferente do caso de uma bolha ascendendo em um meio líquido parado. Desta forma, se faz necessário fazer algumas modificações no número de Eötvos.

Para uma bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga, a ação da gravidade sobre a bolha é desprezível, pois a inércia da fase líquida é a principal responsável pelo deslocamento da bolha e tem uma magnitude muito superior a ação da gravidade. Portanto, para que o número de Eötvos possa representar de forma mais adequada a deformação de uma bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga, se torna necessário substituir o termo referente a aceleração da gravidade, g , pela aceleração centrífuga, a_c , assim mantendo a natureza adimensional de Eo e o modificando para representar a deformação da bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga. O número de Eötvos modificado foi denominado de número de Eötvos Centrífugo, Eo_C , e é dado por:

$$Eo_C = \frac{\rho_L a_c D_b^2}{\sigma} \quad (6.9)$$

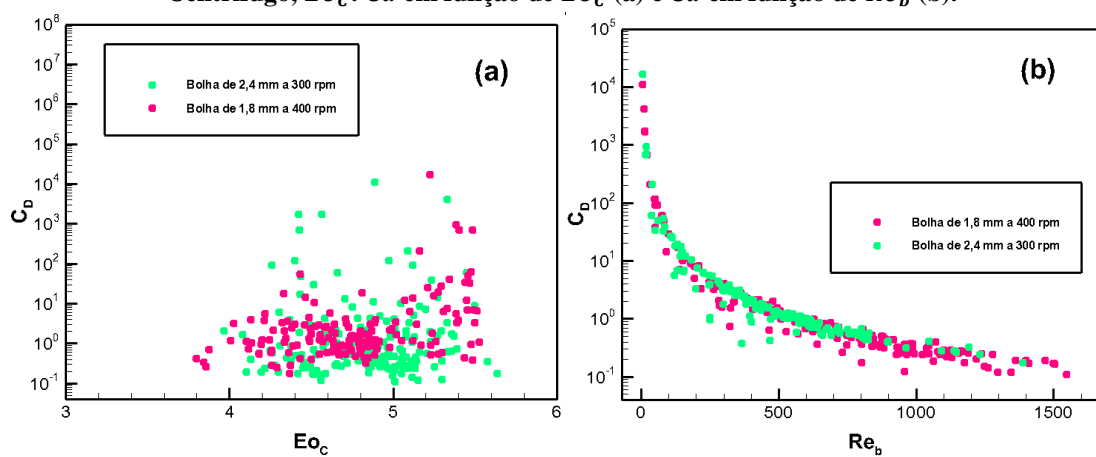
onde ρ_L é a massa específica da fase líquida, a_c é a aceleração centrífuga, D_b é o diâmetro da bolha e σ é a tensão superficial da bolha. O número de Eötvos Centrífugo representa uma relação entre as forças centrífugas e as forças de tensão superficial da bolha, quando a tensão

superficial da bolha tem uma magnitude maior que as forças centrífugas, a tensão superficial consegue manter a bolha esférica, já no caso em que as forças centrífugas superam a tensão superficial da bolha, a bolha não consegue se manter esférica e se deforma.

A Figura 6.15 mostra a comparação do Cd em função do Eo_C para o caso de uma bolha de 1,8 mm de diâmetro com uma velocidade de rotação de 400 rpm no BEP e o caso de uma bolha de 2,4 mm de diâmetro com uma velocidade de rotação de 300 rpm no BEP. Observa-se que, mesmo em condições operacionais diferentes, bolhas podem ter o mesmo valor de Eo_C , ou seja, a mesma quantidade de deformação. É possível observar que bolhas com mesmo Eo_C , tem o mesmo comportamento de Cd .

A partir da análise realizada com Eo_C , nota-se que bolhas com o mesmo Eo_C têm o mesmo Cd , ou seja, bolhas com a mesma quantidade de deformação têm o mesmo coeficiente de arrasto, pois o regime de escoamento da fase líquida ao redor dessas bolhas é o mesmo. Assim, o coeficiente de arrasto de uma bolha escoando no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga depende diretamente do número de Reynolds da bolha e do número de Eötvos centrífugo.

Figura 6.15 – Comparação do coeficiente de arrasto, Cd , entre bolhas com o mesmo número de Eötvos Centrífugo, Eo_C : Cd em função de Eo_C (a) e Cd em função de Re_b (b).



Fonte: Autoria própria.

6.5. Obtenção de correlação para Coeficiente de Arrasto (Cd)

Como o coeficiente de arrasto mostrou-se sensível ao número de Reynolds da bolha e o número de Eötvos centrífugo, foi possível desenvolver uma correlação que representasse todos os dados obtidos, sendo baseada apenas nesses dois números adimensionais, desta forma a

correlação conseguiu representar o comportamento físico do coeficiente de arrasto independente da condição operacional da bomba.

Para relacionar todos os dados obtidos experimentalmente, foi realizado uma regressão não-linear nos dados obtidos com a utilização de uma rotina para ajuste de curvas no software MatLab. Esse tipo de regressão consiste em modelar uma função onde as variáveis independentes apresentam uma relação não-linear entre si. Utilizando esse método foi possível obter uma correlação para o coeficiente de arrasto em função do Re_b e do Eo_C que conseguiu se aproximar dos dados de Cd obtidos experimentalmente. Para minimizar os desvios da correlação em relação aos dados calculados experimentalmente foi utilizado cinco constantes, c_1 , c_2 , c_3 e c_4 , c_5 , que servem para regular a correlação, assim obtendo uma melhor concordância com os valores de Cd . As constantes utilizadas são apresentadas na Tabela 6.1:

Tabela 6.1 - Valores das constantes obtidos através da regressão não-linear.

CONSTANTES	VALOR
C_1	$-2,9432 \times 10^{-1}$
C_2	$6,946 \times 10^{-1}$
C_3	$1,503 \times 10^{-5}$
C_4	$6,728 \times 10^{-6}$
C_5	1,979

A correlação desenvolvida pela metodologia do presente trabalho assume a seguinte forma:

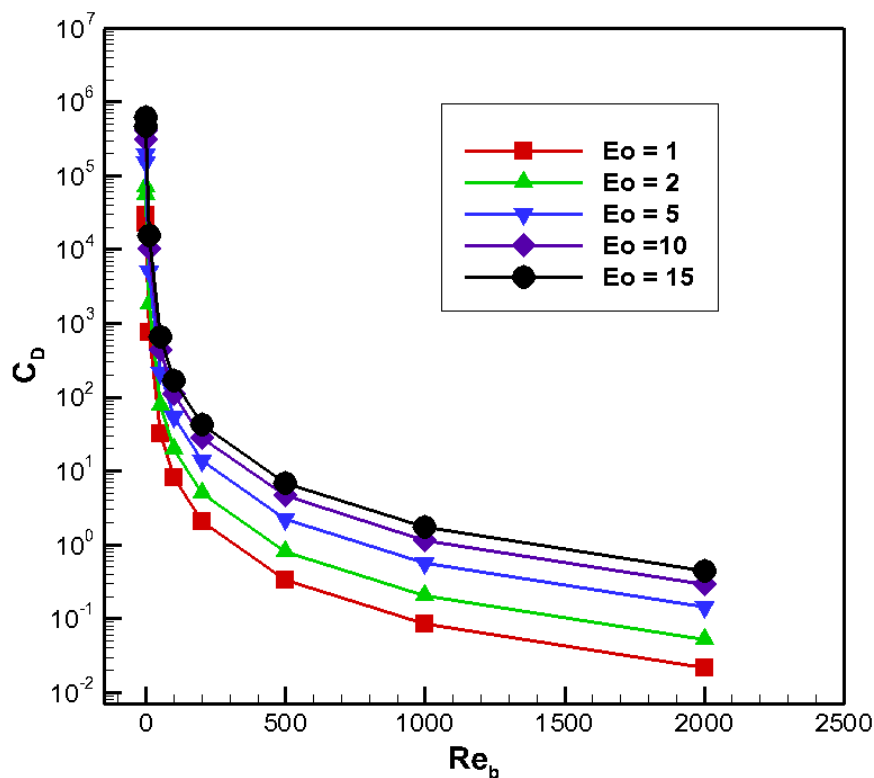
$$Cd = \frac{(C_1 + Eo_C)C_2}{(C_3 + C_4Re_b^{C_5})} \quad (6.10)$$

onde Eo_C é o número de Eötvos Centrífugo e Re_b é o número de Reynolds da bolha.

O Re_b determina em qual regime de escoamento a bolha se encontra, enquanto que o Eo_C determina a quantidade de deformação que a bolha sofre, desta forma a correlação consegue representar satisfatoriamente o comportamento físico do Cd de uma bolha dentro de uma bomba centrífuga. A Figura 6.16 demonstra o comportamento da correlação para diferentes valores de Re_b e Eo_C , onde é possível observar que aumentando o valor de Eo_C , Cd também aumenta. Ou seja, aumentando a quantidade de deformação da bolha pelo aumento da

velocidade de rotação do rotor ou aumento do diâmetro de bolha, o valor de C_d tende a aumentar.

Figura 6.16 – Comportamento da correlação para C_d para diferentes Re_b e Eo_c .



Fonte: Autoria própria.

Como já comentado anteriormente, a alta inércia da fase líquida dentro da bomba pode fazer com que a bolha sofra uma grande quantidade de deformação. Porém, existe uma quantidade de deformação limite com que a tensão superficial da bolha consegue manter essa bolha intacta, ou seja, existe uma quantidade de deformação crítica que a bolha pode suportar sem que ela quebre. A partir das imagens feitas pela câmera, foi calculado um número de Eötvos Centrífugo Crítico, $Eo_{Ccritico}$, no qual a magnitude das forças centrífugas é bem maior do que a magnitude das forças de tensão superficial da bolha, fazendo assim com que a bolha quebre. As quebras de bolhas foram observadas para uma faixa de $15 \leq Eo \leq 17$, assim o número de Eötvos Centrífugo Crítico foi definido como $Eo_{Ccritico} = 15$. Desta forma a correlação desenvolvida é válida para uma faixa de $1 \leq Eo_c \leq 15$, já que para $Eo_c \leq 1$ a tensão superficial mantém as bolhas esféricas. A Figura 6.17 mostra a quebra de uma bolha devido à alta inércia da fase líquida.

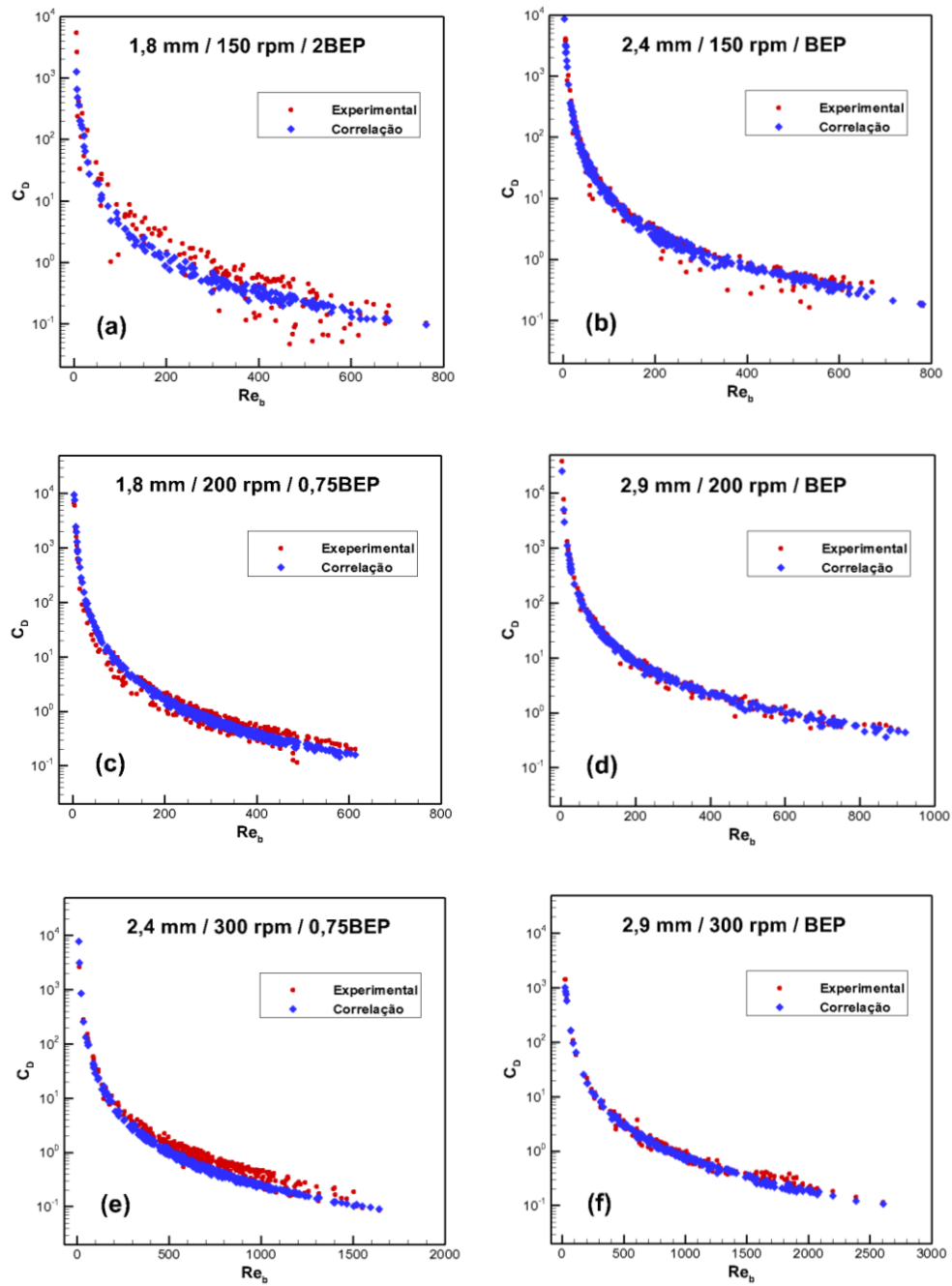
Figura 6.17 – Quebra de bolha ao longo de sua trajetória devido a inércia da fase líquida: Bolha deformada (a); Quebra da bolha devido a inércia da fase líquida (b).

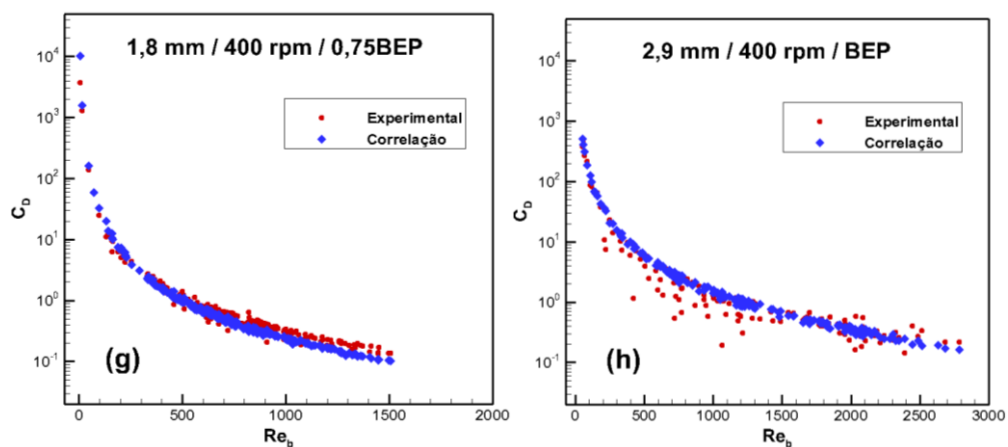


Fonte: Autoria própria.

A Figura 6.18 apresenta uma comparação entre o C_d calculado a partir dos dados experimentais com o C_d calculado pela correlação proposta. Os resultados são apresentados em pontos variados da grade de testes, mostrando a comparação do C_d para diferentes diâmetros de bolha, diferentes velocidades de rotação do rotor e diferentes vazões de líquido. Os resultados mostram que, independente da condição operacional do rotor, o C_d calculado pela correlação proposta no presente trabalho têm uma boa concordância com o C_d calculado experimentalmente. Desta forma a correlação, mostrou-se um bom modelo para o cálculo do coeficiente de arrasto de uma bolha de gás escoando no interior dos canais do rotor de uma bomba centrífuga.

Figura 6.18 – Comparação entre o C_d calculado a partir dos dados experimentais e o C_d calculado utilizando a correlação para diferentes condições operacionais.





Fonte: Autoria própria.

Os resultados apresentados neste capítulo mostraram que o comportamento do coeficiente de arrasto de uma bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga depende de algumas condições operacionais da bomba. A física desse comportamento pode ser representada pela relação entre o Re_b e o Eo_C , desta forma a correlação proposta para o cálculo de C_d pode ser utilizada em diferentes condições operacionais de uma bomba centrífuga.

7. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou um estudo experimental sobre a dinâmica de uma bolha isolada escoando no interior do canal de um rotor de uma bomba centrífuga com o objetivo de avaliar o coeficiente de arrasto, C_d , da bolha sob a influência de diferentes condições operacionais da bomba. Foi utilizada uma metodologia baseada na visualização do escoamento dentro do rotor, assim podendo observar todo o deslocamento da bolha. Com a utilização de uma metodologia numérica foram obtidas informações sobre a fase líquida dentro do rotor. Assim foi possível propor um modelo para o cálculo do coeficiente de arrasto de uma bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga.

Utilizando uma câmera de visualização acoplada ao eixo do rotor foi possível adquirir imagens das bolhas em um referencial rotativo. A partir da realização de um processamento das imagens foi possível avaliar o diâmetro, a velocidade e a posição das bolhas em todos os pontos de sua trajetória ao longo do canal.

Foram realizados testes experimentais para quatro velocidades de rotação do rotor, 150 rpm, 200 rpm, 300 rpm e 400 rpm, e para cinco vazões de líquido, BEP, 0,75BEP, 1,25BEP, 1,5BEP e 2BEP. Os diâmetros de bolha foram variados entre 1,8 mm, 2,4 mm e 2,9 mm. Desta forma, foi possível analisar o comportamento do coeficiente de arrasto, C_d , para diferentes condições operacionais do rotor.

Para obter a velocidade e a pressão da fase líquida dentro dos canais do rotor, foram realizadas simulações numéricas com escoamento monofásico assumindo a hipótese de uma via, na qual a bolha não influencia no escoamento da fase líquida, mas a fase líquida pode influenciar no escoamento da bolha. As simulações numéricas foram feitas para as quatro velocidades de rotação variadas nos testes experimentais e cinco vazões de líquido.

Foi realizada uma análise sobre o comportamento das trajetórias de bolhas encontradas no canal do rotor em diferentes condições operacionais. Observou-se que as trajetórias das bolhas são bastante influenciadas pelo gradiente de pressão existente no canal do rotor. Esse gradiente de pressão aumenta junto com a velocidade de rotação do rotor. Um gradiente de pressão lateral na entrada do canal é responsável por empurrar a bolha para a face da pá de pressão, enquanto que um gradiente de pressão longitudinal é responsável por desacelerar a bolha. O aumento da velocidade de rotação também provoca uma deformação nas bolhas, levando a trajetórias oscilatórias. Bolhas maiores são mais sensíveis a deformação.

Para o cálculo do coeficiente de arrasto, C_d , foi utilizado o modelo proposto por (Murakami e Minemura, 1974), no qual o deslocamento da bolha dentro do canal do rotor

ocorre pela ação de apenas duas forças: a força de arrasto e a força devido ao gradiente de pressão. Dentro do rotor existem outras forças atuando sobre a bolha, porém a magnitude dessas forças é muito pequena em relação as duas forças responsáveis pelo movimento da bolha. Logo, as forças de menor magnitude foram desconsideradas.

Com o intuito de avaliar o comportamento do coeficiente de arrasto das bolhas, foi calculado o Cd para diferentes condições operacionais do rotor. Foi observado uma influência do diâmetro da bolha sobre o comportamento do Cd , o qual aumenta com o aumento do diâmetro de bolha. Outra condição que influenciou no comportamento do Cd foi a velocidade de rotação do rotor: quanto maior for o seu valor, maiores serão os valores do Cd . Já a vazão de líquido não apresentou nenhuma influência significativa sobre o comportamento do coeficiente de arrasto.

Para verificar a mudança de comportamento do coeficiente de arrasto para diferentes condições operacionais, foi realizado um estudo utilizando números adimensionais, o qual revelou que o aumento de Cd devido ao aumento da velocidade de rotação ou diâmetro de bolha está relacionado a deformação das bolhas. Para representar o nível de deformação da bolha dentro do canal do rotor, foi utilizado um número modificado de Eötvos, aqui nomeado de Eötvos Centrífugo, Eo_C . Este número consiste de uma relação entre as forças centrífugas dentro do rotor e a tensão superficial da bolha.

A partir dos resultados obtidos, foi possível observar que o coeficiente de arrasto de uma bolha dentro de uma bomba centrífuga, devido a inércia da fase líquida dentro do rotor, não depende apenas do Re_b , mas também é uma função do Eo_C . Realizando uma regressão não-linear nos dados experimentais, chegou-se em uma correlação em função do Re_b e Eo_C para o cálculo do coeficiente de arrasto de uma bolha escoando dentro de uma bomba centrífuga. A correlação proposta pelo presente trabalho apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais independente da condição operacional do rotor.

Assim, conclui-se que o coeficiente de arrasto, Cd , de uma bolha dentro de uma bomba centrífuga não depende apenas do regime de escoamento ao redor da bolha, mas também do nível de deformação da mesma.

Afim de aprimorar as análises discutidas e os fenômenos encontrados no presente trabalho, sugere-se os estudos futuros:

- Verificar o desempenho da correlação obtida no presente trabalho em bombas centrífugas com diferentes geometrias;
- Verificar o comportamento da correlação obtida no presente trabalho para diferentes condições operacionais;

- Desenvolver um estudo que avalie também o comportamento das bolhas escoando no interior do canal de um rotor de uma BCS no sentido axial;
- Desenvolver um estudo similar para avaliar o comportamento das bolhas no difusor.

REFERÊNCIAS

- AMARAL, C. E., ALVES, R. F., SILVA, M. J., ARRUDA, L. V., DORINI, L., MORALES, R. E., & PIPA, D. R. (2013). Image processing techniques for high-speed videometry in horizontal two-phase slug flows. *Flow Measurement and Instrumentation*, 33, 257-264.
- ANSYS, Inc. ANSYS-CFX® - SOLVER THEORY GUIDE, 2018.
- ANTAL, S. P.; LAHEY, R. T.; FLAHERTY, J. E. Analysis of Phase Distribution in Fully Developed Laminar Bubbly Two-Phase Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 7, p. 635-652, 1991.
- AUTON, T. The Lift Force on a Spherical Body in Rotational Flow. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 183, p. 199-218, 1987.
- BARRIOS, L. Visualization and Modeling of Multiphase Performance inside an Electrical Submersible Pump. Oklahoma: Tese de Doutorado, The University of Tulsa, 2007.
- BELTUR, R. Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages. MS Dissertation, The University of Tulsa, Oklahoma, 2003.
- CARIDAD, J.; ASUAJE, M.; KENYERY, F.; TREMANTE, A.; AGUILLÓN, O. Characterization of a Centrifugal Pump Impeller under Two-Phase Flow Conditions. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 63, p. 18-22, 2008.
- CARIDAD, J.; KENYERY, F. CFD Analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) Handling Two-Phase Mixtures. *Journal of Energy Resources Technology*, p. 99-104, 2004.
- CIRILO, R. Air-Water Flow Through Electrical Submersible Pumps. MS Dissertation, The University of Tulsa, 1998.
- CUBAS, J. M. C. Estudo Experimental do Escoamento Bifásico Ar-Água em uma Bomba Centrífuga Radial. Curitiba: Dissertação de Mestrado, UTFPR, 2017.
- DURAN, J.; M. Prado. ESP Stages Air-Water Two-Phase Performance – Modeling and Experimental Data. SPE 87627, 2003.
- ESTEVAM, V. Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico. Campinas: Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, 2002.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 8ª ed. LTC Editora, 2016.
- GAMBOA, J. Prediction of the Transition in Two-Phase Performance of an Electrical Submersible Pump. Oklahoma: Tese de Doutorado, The University of Tulsa, 2008.
- GÜLICH, J. F. Centrifugal Pumps. Berlin: Springer-Verlag, 2010.

- HABERMAN, W. L.; MORTON, R. K. An Experimental Investigation of the Drag and Shape of Air Bubbles Rising in Various Liquids. Navy Department, The David W. Taylor Model Basin, 1953.
- JIMÉNEZ, F. Análise Numérica da Dinâmica de uma Bolha Isolada de Gás no Rotor de uma Bomba Centrífuga. Curitiba: Dissertação de Mestrado, UTFPR, 2016.
- LEA, J. F.; BEARDEN, J. L. Effects of Gaseous Fluids on Submersible Pump Performance. *Journal of Petroleum Technology*, p. 2922-2930, 1982.
- MAGNAUDET, J.; EAMES, I. The Motion of High-Reynolds-Number Bubbles in Inhomogeneous Flows. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v.32, p. 659-708, 2000.
- MENTER, F.R., 1994. Two-equation Eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32 (8), 269–289.
- MINEMURA, K.; UCHIYAMA, T. Three-Dimensional Calculation of Air-Water Two-Phase Flow in Centrifugal Pump Impeller Based on a Bubbly Flow Model. *Journal of Fluid Engineering*, v. 115, p. 766-771, 1993.
- MONTE VERDE, W. Estudo Experimental de Bombas de BCS Operando com Escoamento Bifásico Gas-Líquido. Dissertação de Mestrado, Unicamp – Campinas, 2011.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K. Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump. *Bulletin of the JSME*, p. 1047-1055, 1974a.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K. Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (Second Report, Effects of Number of Blades). *Bulletin of the JSME*, p. 1286-1295, 1974b.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K. Effects of Running Clearance of Semi-Open Impeller Pumps under Air Admitting Conditions. *Bulletin of the JSME*, p. 1141-1148, 1976.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K. Flow of Air Bubbles in Centrifugal Impellers and Its Effect on the Pump Performance. *Proceedings of the 6th Australasian Hydraulics and Fluid Mechanics Conference*, Adelaide, Australia, p. 382-385, 1977.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K. A Theoretical Study on Air Bubble Motion in a Centrifugal Pump impeller. *ASME Journal of Fluids Engineering*, v. 102, p. 446-453, 1980.
- MURAKAMI, M.; MINEMURA, K.; KATAOKA, T. Pressure Distribution in a Centrifugal Impeller Handling Air-Water Mixtures. *Bulletin of the JSME*, v. 26, No. 220, p. 172, 1983.
- NEUMANN, M; SCHÄFER, T.; BIEBERLE, A.; HAMPEL, U. An Experimental Study on the Gas Entrainment in Horizontally and Vertically Installed Centrifugal Pumps. *Journal of Fluids Engineering*, v. 138, p. 091301, 2016.

- PATERNOST, G. M. Estudo Experimental sobre Bomba Centrífuga operando com Fluido Viscoso e Escoamento Bifásico Gas-Líquido. Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas, 2013.
- PESSOA, R. Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages. Master Thesis: The University of Tulsa, 2001.
- POULLIKKAS, A. Effects of Two-Phase Liquid-Gas Flow on the Performance of Nuclear Reactor Cooling Pumps. *Progress in Nuclear Energy*, v. 42, p. 3-10, 2003.
- ROMERO, M. An Evaluation of an Electric Submersible Pumping System for High GOR Wells, MS Dissertation, The University of Tulsa (1999).
- ROSA, E. S. Escoamento Multifásico Isotérmico - Modelos de Multifluidos e de Mistura. Porto Alegre: Bookman, 2012.
- SABINO, R. Análise da Dinâmica de uma Bolha de Gás em uma Bomba. Curitiba: Dissertação de Mestrado, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.
- SACHDEVA, R. Two-Phase Flow Through Electric Submersible Pumps. PhD Dissertation, The University of Tulsa, Oklahoma, 1988.
- SALEHI, E. Experimental Studies on the Effect of Number of Stages on Electrical Submersible Pump Two-Phase Flow Performance. MS Dissertation, The University of Tulsa, Tulsa, USA, 2012.
- SCHILLER, L.; NAUMANN, Z. A Drag Coefficient Correlation. *VDI Zeitung*, v. 77, p. 318-320, 1935.
- SHOHAM, O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes. SPE Books, 2006.
- SIMONNET, M.; GENTRIC, C.; OLMOS, E.; MIDOUX, N. Experimental Determination of the Drag Coefficient in a Swarm of Bubbles. *Chemical Engineering Science*, v. 62, p. 858, 2007.
- STEL, H.; OFUCHI, E. M.; SABINO, R. H. G.; ANCAJIMA, F. C.; BERTOLDI, D.; MARCELINO NETO, M. A.; MORALES, R. E. M. Investigation of the Motion of Bubbles in a Centrifugal Pump Impeller. *ASME Journal of Fluids Engineering*, doi:10.1115/1.4041230, 2018.
- STEPANOFF, A. J. Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application. 2ª ed. John Wiley & Sons: New York, 1957.
- SULZER PUMPS. Centrifugal Pump Handbook. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2010.
- THOMAS, J., E. Fundamentos da engenharia do petróleo. Intercincia – Petrobras, Rio de Janeiro, 2001.

TREVISAN, F. E. Modelling and Visualization of Air and Viscous Liquid in Electrical Submersible Pump. PhD Dissertation – The University of Tulsa, Oklahoma, 2009.

TURPIN, J. L.; LEA, J. F.; BEARDEN, J. L. Gas-Liquid through Centrifugal Pumps- Correlation of Data. Proceeding of the Third International Pump Symposium, p. 13-20, 1986.