

**FRANCISCO RAFAEL M. DA MOTA**

**CONTRIBUIÇÕES PARA O  
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA  
DE MEDIÇÃO MULTIFÁSICA COM  
ESTÁGIO DE SEPARAÇÃO PARCIAL**

**FLORIANÓPOLIS  
2011**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA  
CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA DE AUTOMAÇÃO E SISTEMAS**

**CONTRIBUIÇÕES PARA O  
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE  
MEDIÇÃO MULTIFÁSICA COM ESTÁGIO DE  
SEPARAÇÃO PARCIAL**

Dissertação submetida à  
Universidade Federal de Santa Catarina  
como parte dos requisitos para a  
obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
de Automação e Sistemas.

**FRANCISCO RAFAEL M. DA MOTA**

Florianópolis, Setembro de 2011.

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

M917c Mota, Francisco Rafael Moreira da  
Contribuições para o desenvolvimento de um sistema de  
medição multifásica com estágio de separação parcial  
[dissertação] / Francisco Rafael Moreira da Mota ; orientador,  
Daniel Juan Pagano. - Florianópolis, SC, 2011.  
250 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia de Automação e Sistemas.

Inclui referências

1. Engenharia de sistemas. 2. Tubos. 3. Fluidos - Medição.  
4. Detectores. 5. Microondas. 6. Fração de água. I. Pagano,  
Daniel Juan. II. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e  
Sistemas. III. Título.

CDU 621.3-231.2(021)

**CONTRIBUIÇÕES PARA O  
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE  
MEDIÇÃO MULTIFÁSICA COM ESTÁGIO DE  
SEPARAÇÃO PARCIAL**

Francisco Rafael M. da Mota

‘Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Automação e Sistemas, Área de Concentração em *Controle, Automação e Sistemas*, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas da Universidade Federal de Santa Catarina.’

---

Daniel J. Pagano, Dr.  
Orientador

---

José Eduardo Ribeiro Cury, Ph.D.  
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas

Banca Examinadora:

---

Daniel J. Pagano, Dr.  
Presidente

---

Júlio César Passos, Dr.

---

Augusto Humberto Bruciapaglia, Dr.

---

Agustinho Plucenio, Dr.



# AGRADECIMENTOS

Agradeço...

A Força-Que-Nunca-Seca  
Vivente no infinito de cada e  
Todas as coisas.

A minha Mãe que sem  
Compreender o universo exato,  
Sempre disse o certo.

A Senbastián...  
Por ser...  
Por estar...  
E por permanecer.

A Agustinho Plucenio e a Daniel J. Pagano, meu Pai-Acadêmico,  
Por me ajudarem a trilhar  
O meu caminho em busca  
Do conhecimento.

Aos meus queridos Amigos-Companheiros-Colegas-Conhecidos  
Que, por vezes, perdem-se em meus pensamentos,  
Mais que sempre estarão em mim.

H A V F T R R E B E L C V O L O  
R X K E I T A E L M E R V U U X  
A T R R V A N E S S A E K C C T  
S H A N A N I R A M F L A V I A  
E A M A N I E K I K A T R F A G  
C R G N O S L K C I R O I T I V  
V A I D D I O G O I D N N O M O  
M P S O V A T S U G I A E I X I  
N E N E O G A I T M A R C E L O





Resumo da Dissertação apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Automação e Sistemas.

**CONTRIBUIÇÕES PARA O  
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE  
MEDIÇÃO MULTIFÁSICA COM ESTÁGIO DE  
SEPARAÇÃO PARCIAL**

**Francisco Rafael M. da Mota**

Setembro/2011

Orientador: Daniel Juan Pagano, Dr.

Área de Concentração: Controle, Automação e Informática Industrial

Palavras-chave: duto helicoidal, separação gás-líquido, processo primário, sensor, multifásico, micro-ondas, cavidades ressonantes, fração de água

Número de Páginas: xxviii + 199

Na área de produção, mais especificamente, na área de bombeamento, transporte e medição dos fluidos produzidos, novos conceitos estão surgindo para, então, reduzir o custo e aumentar a confiabilidade do sistema de produção na sua totalidade. Neste âmbito, os separadores e medidores convencionais estão, pouco a pouco, sendo substituídos por novas concepções tais como unidades de separação compactas e medidores multifásicos. Desta maneira, o objetivo deste trabalho é contribuir para o desenvolvimento de um sistema de medição multifásica com um estágio de separação parcial gás-líquido que incorpore as características necessárias para a sua aplicação nos novos cenários de exploração e produção de gás e petróleo. Para tanto propõe-se a utilização de um duto helicoidal para promover a segregação das fases e um sensor para monitorar a fração de água em um escoamento bifásico de água e óleo, utilizando técnicas de ondas eletromagnéticas na faixa de frequência de 300 MHz e o princípio de cavidade ressonante eletromagnética (tema de mestrado desenvolvido por Eduardo Scussiato [116]). O sensor deve ser capaz de identificar a fração de água presente na mistura de líquidos (água-óleo) fluindo em um duto, de maneira não intrusiva, ou seja, não interferir no fluxo com antenas ou partes móveis. Para tanto, empregou-se o pacote de fluidodinâmica computacional ANSYS-CFX para se analisar o fenômeno de separação e avaliar a influência dos parâmetros operacionais e geométricos do duto helicoidal na qualidade da separação. Para se verificar a real existência desse fenômeno,

um protótipo laboratorial foi construído. Os resultados experimentais, mesmo que somente qualitativos, apresentaram boa concordância com aqueles obtidos nas simulações.



Abstract of Dissertation presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Automation and Systems Engineering.

**CONTRIBUTIONS TO THE DEVELOPMENT  
OF A MULTIPHASE MEASUREMENT SYSTEM  
WITH PARTIAL GAS-LIQUID SEPARATION  
STAGE**

**Francisco Rafael M. da Mota**

September/2011

Advisor: Daniel Juan Pagano, Dr.

Area of Concentration: Control, Automation and Industrial Informatics

Key words: helical pipe, gas-liquid separator, sensor, measurement, multiphase flow, microwave

Number of Pages: xxviii + 199

Conventional technology for separation of liquids and gases is well developed in the petroleum industry. Reliable separation technologies based on gravity settling, have been available for many years. However, the changing economics of oil and gas production, deriving from fields with smaller recoverable reserves and/or deep-water environment, require improvement over the methods currently used to reduce the cost of development and operation. In this context, conventional separators and meters are gradually being replaced by new concepts such as compact separation units and multiphase meters. Thus, the main purpose of the current study is to develop a multiphase measurement system with a partial gas-liquid separation stage, that incorporates the necessary characteristics for its application in the new scenarios of oil and gas exploration and production. The helical pipe was used to perform partial gas-liquid separation and a sensor, to determine the water cut content in a water and oil mixture flow using microwave technology for this measurement. Simulations were carried out using the commercial CFD code ANSYS-CFX. The turbulent flow development was simulated by using the SST turbulence model. A finite volume method with an unstructured nonuniform mesh was employed for solving the model. Phase distribution characteristics of 3D helical pipe two-phase flow were examined under conditions of different mass flow rate, torsion and curvature ratio. The result showed that the separation efficiency is the function of geometrical and fluid parameters. To verify the real existence of this phenomenon, a laboratory prototype was developed.

The experimental results, even if only qualitative, show good agreement with those obtained in the simulations.





# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Processamento Primário de Petróleo . . . . .	2
1.2	Medição Multifásica . . . . .	5
1.2.1	Categorias e Princípios Físicos dos Medidores Multifásicos . . . . .	8
1.3	Caracterização do Problema e Motivação . . . . .	15
1.3.1	Princípio de Funcionamento do Medidor de Fração de Água Desenvolvido . . . . .	20
1.4	Objetivos . . . . .	26
1.5	Estrutura do Trabalho . . . . .	27
<b>2</b>	<b>Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial</b>	<b>29</b>
2.1	Introdução . . . . .	29
2.2	Modelagem Dinâmica . . . . .	30
2.2.1	Modelo Fenomenológico . . . . .	31
2.2.2	Linearização do Modelo . . . . .	34
2.2.3	Análise do Comportamento do Sistema . . . . .	37
2.3	Sistema de Controle . . . . .	44
2.3.1	Objetivos de Controle . . . . .	44
2.3.2	Restrições de Controle . . . . .	44
2.3.3	Desacoplamento do Sistema . . . . .	44
2.3.4	Determinação da Região de Alocação dos Pólos de MF . . . . .	49
2.3.5	Projeto dos Controladores . . . . .	50
2.3.6	Resultados de Simulação . . . . .	53
2.4	Conclusões . . . . .	56
<b>3</b>	<b>Simulação Fluidodinâmica do Escoamento em Dutos Helicoidais</b>	<b>57</b>
3.1	Introdução . . . . .	57

3.2	Tratamento CFD para escoamentos	
	Multifásicos . . . . .	61
3.2.1	Equações Governantes para escoamentos	
	Monofásicos . . . . .	64
3.2.2	Equações Governantes para escoamentos	
	Multifásicos . . . . .	65
3.2.3	Equações de Fechamento . . . . .	66
3.3	Modelagem da Turbulência . . . . .	71
3.3.1	Modelos de Turbulência . . . . .	74
3.4	Método Numérico . . . . .	81
3.4.1	Discretização das Equações . . . . .	81
3.4.2	Função de Interpolação . . . . .	84
3.4.3	Acoplamento Pressão - Velocidade . . . . .	86
3.4.4	Solução do Sistema Linear . . . . .	87
3.5	Implementação do Modelo Numérico . . . . .	89
3.5.1	Representação Geométrica dos Dutos	
	Simulados . . . . .	89
3.5.2	Geração e Teste de Malha . . . . .	90
3.5.3	Condições de Contorno . . . . .	94
3.5.4	Parâmetros de Simulação . . . . .	96
3.5.5	Validação do Modelo . . . . .	96
3.6	Análise do Fenômeno de Separação - Casos Estudados . . . . .	97
3.6.1	Influência dos Parâmetros Operacionais na	
	Separação Gás-Líquido . . . . .	97
3.6.2	Influência dos Parâmetros Geométricos na	
	Separação Gás-Líquido . . . . .	100
3.7	Conclusões . . . . .	100
<b>4</b>	<b>Resultados de Simulação</b>	<b>105</b>
4.1	Teste de Independência de Malha . . . . .	105
4.2	Validação do Modelo . . . . .	113
4.2.1	Trabalho 1 - Yu et al. [78] . . . . .	113
4.2.2	Trabalho 2 - Webster e Humphrey [27] . . . . .	117
4.2.3	Trabalho 3 - Patankar et al. [71] . . . . .	118
4.3	Influência da Geometria na Separação Gás-Líquido . . . . .	124
4.3.1	Influência do Diâmetro . . . . .	124
4.3.2	Influência do Raio de Curvatura . . . . .	125
4.3.3	Influência do Passo . . . . .	126
4.3.4	Influência do Número de Voltas . . . . .	127
4.4	Influência dos Parâmetros Operacionais na Separação Gás-Líquido . . . . .	128
4.4.1	Influência do Tamanho de Bolha de Gás e de Gota de Óleo . . . . .	128
4.4.2	Influência da Fração de Gás Imposta na	
	Entrada do Duto . . . . .	132

4.4.3	Influência da Vazão de Gás e de Líquido . . . . .	132
4.5	Surgimento dos Fenômenos de Gas Carry-under e Liquid Carry-over . . . . .	137
4.6	Conclusões . . . . .	140
<b>5</b>	<b>Resultados Experimentais</b>	<b>143</b>
5.1	Unidade Experimental de Escoamento Multifásico e Aparato Experimental . . . . .	143
5.2	Procedimento Experimental . . . . .	146
5.3	Resultados Experimentais . . . . .	149
5.4	Conclusões . . . . .	149
<b>6</b>	<b>Conclusão</b>	<b>155</b>
6.1	Diretrizes para Trabalhos Futuros . . . . .	157
<b>A</b>	<b>Escoamento em Dutos Curvados</b>	<b>161</b>
A.1	Introdução . . . . .	161
A.2	Escoamento em Dutos Toroidais . . . . .	163
A.3	Escoamento em Dutos Helicoidais . . . . .	166
A.3.1	Influência da Torção . . . . .	167
A.4	Número de Reynolds Crítico e Regime de Transição Laminar- Turbulento . . . . .	172
A.5	Queda de Pressão e Fator de Fricção (Atrito) . . . . .	174
A.6	Escoamento Multifásico em Dutos Curvados . . . . .	178
A.6.1	Queda de Pressão em Escoamentos Bifásicos em Dutos Helicoidais . . . . .	178
A.6.2	Padrões de Fluxo em Escoamentos Bifásicos e Trifásicos	180
A.6.3	Separação de Fases em Dutos Curvados . . . . .	185



# Lista de Figuras

1.1	Esquema simplificado do processamento primário de petróleo (extraído de [99]). . . . .	3
1.2	Esquema de separadores gravitacionais: (a) separador bifásico horizontal e (b) separador trifásico vertical (extraído de [99]).	4
1.3	Exemplos de medições multifásicas (extraído de [13]). . . . .	7
1.4	Diagrama do método convencional de testes de poços (adaptado de [7]). . . . .	9
1.5	Diagrama de testes de poços utilizando medidor multifásico (adaptado de [7]). . . . .	9
1.6	Estratégia para o medidor multifásico baseado em separação total gás-líquido (adaptado de [7]). A/O: água e óleo, $\alpha$ : medidor de fração e $Q$ : medidor de vazão. . . . .	11
1.7	Estratégia para o medidor multifásico baseado em separação parcial gás-líquido (adaptado de [7]). . . . .	12
1.8	Estratégia para o medidor multifásico baseado em amostragem (adaptado de [7]). . . . .	12
1.9	Esquema convencional do processamento primário de petróleo.	18
1.10	Esquema modificado (proposta) do processamento primário de petróleo. . . . .	19
1.11	Configuração proposta para o protótipo laboratorial da unidade de medição e separação multifásica com estágio de separação parcial. . . . .	20
1.12	Permissividade relativa equivalente para uma mistura de água e óleo pela fórmula de Brüggeman, para um caso ideal, com pressão e temperatura ambiente (extraído de [116]). . . . .	23
1.13	Frequência de Ressonância em uma cavidade; medição da atenuação de Tx para Rx. . . . .	24
1.14	Protótipo desenvolvido para experimentos, conectado ao analisador de rede. (extraído de [116]). . . . .	25
1.15	Experimento estático para mistura de: (a) água doce e óleo mineral, (b) água doce e óleo diesel e (c) com água saturada de sal e óleo diesel (extraído de [116]). . . . .	26

1.16	Experimento dinâmico com água doce e óleo diesel: (a) 100% de água no tanque e adições de óleo e (b) 100% de óleo no tanque e adições de água (extraído de [116]). . . . .	26
2.1	Representação do sistema. . . . .	31
2.2	Resposta do sistema em malha aberta (nível) para degraus positivos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s); e nas vazões de alimentação $Q_{eL}$ ( $t = 50$ s) e $q_{eG}$ ( $t = 70$ s). . . . .	42
2.3	Resposta do sistema em malha aberta (pressão) para degraus positivos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s); e nas vazões de alimentação $Q_{eL}$ ( $t = 50$ s) e $q_{eG}$ ( $t = 70$ s). . . . .	42
2.4	Resposta do sistema em malha aberta (nível) para degraus negativos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s); e nas vazões de alimentação $Q_{eL}$ ( $t = 50$ s) e $q_{eG}$ ( $t = 70$ s). . . . .	43
2.5	Resposta do sistema em malha aberta (pressão) para degraus negativos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s); e nas vazões de alimentação $Q_{eL}$ ( $t = 50$ s) e $q_{eG}$ ( $t = 70$ s). . . . .	43
2.6	Desacopladores de malhas para sistema 2 X 2. . . . .	45
2.7	Resposta do sistema em malha aberta (nível) com desacopladores para degraus positivos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s). . . . .	47
2.8	Resposta do sistema em malha aberta (pressão) com desacopladores para degraus positivos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s). . . . .	47
2.9	Resposta do sistema em malha aberta (nível) com desacopladores para degraus negativos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s). . . . .	48
2.10	Resposta do sistema em malha aberta (pressão) com desacopladores para degraus negativos nas aberturas das válvulas $u_L$ ( $t = 10$ s), $u_G$ ( $t = 30$ s). . . . .	48
2.11	Lugar das raízes para a malha de nível não compensada. . . . .	49
2.12	Lugar das raízes para a malha de pressão não compensada. . . . .	50
2.13	Estratégia proposta para o controle de nível e de pressão no tanque. . . . .	51
2.14	Lugar das raízes para a malha de nível compensada. . . . .	52
2.15	Lugar das raízes para a malha de pressão compensada. . . . .	52
2.16	Resposta do sistema com o controlador PI: nível. Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de líquido ( $t = 5$ s e $t = 10$ s, respectivamente); Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de gás ( $t = 15$ s e $t = 20$ s, respectivamente). . . . .	54
2.17	Resposta do sistema com o controlador PI: Abertura da válvula de controle de líquido. . . . .	54

2.18	Resposta do sistema com o controlador PI: pressão. Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de líquido ( $t = 5s$ e $t = 10s$ , respectivamente); Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de gás ( $t = 15s$ e $t = 20s$ , respectivamente). . . . .	55
2.19	Resposta do sistema com o controlador PI: Abertura da válvula de controle de gás. . . . .	55
3.1	Fluxograma para a resolução de um problema utilizando CFD.	60
3.2	Camada limite turbulenta, em que $u_t$ representa a magnitude da velocidade tangencial à parede e $\Delta y$ , a distância normal à mesma [21]. . . . .	78
3.3	Perfil log-log da camada limite turbulenta [21]. . . . .	79
3.4	Elementos de malha e volume de controle no CFX [55]. . . . .	82
3.5	Elementos de malha de profundidade unitária no CFX [55]. . . . .	83
3.6	Representação dos elementos usados neste trabalho: tetraedro.	85
3.7	Representação dos elementos usados neste trabalho: prisma. . . . .	85
3.8	Configuração do duto helicoidal. . . . .	89
3.9	Configuração Base do duto helicoidal. . . . .	90
3.10	Geometrias geradas para análise do tipo de entrada do sistema: (a) entrada com duto helicoidal e (b) entrada com duto helicoidal e redutor de velocidade. . . . .	91
3.11	Malha gerada para a configuração base. . . . .	93
3.12	Malhas geradas para o teste de independência. . . . .	93
3.13	Alocação dos planos e linhas de aquisição para o teste de malha e validação do modelo. . . . .	94
3.14	Malhas geradas para análise do tipo de entrada do sistema: (a) entrada com duto helicoidal e (b) entrada com duto helicoidal e redutor de velocidade. . . . .	95
4.1	Valores do parâmetro de controle $y^+$ para as malhas geradas.	106
4.2	Erro Quadrático Médio Normalizado observado na comparação dos resultados de velocidade axial obtidos com o emprego das malhas 1, 2, 3 e 4 com a malha 5 (referência). . . . .	107
4.3	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 1 e 5. . . . .	108
4.4	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 1 e 5. . . . .	108
4.5	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 2 e 5. . . . .	109

4.6	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 2 e 5. . . . .	109
4.7	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 3 e 5. . . . .	110
4.8	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 3 e 5. . . . .	110
4.9	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 4 e 5. . . . .	111
4.10	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 4 e 5. . . . .	111
4.11	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em parte da linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 1, 2, 3, 4 e a malha de referência (5). . . . .	112
4.12	Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em parte da linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 1, 2, 3, 4 e a malha de referência (5). . . . .	112
4.13	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 500$ ; linha de amostragem horizontal. .	114
4.14	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 500$ ; linha de amostragem vertical. . .	115
4.15	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 1000$ ; linha de amostragem horizontal. .	115
4.16	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 1000$ ; linha de amostragem vertical. .	116
4.17	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 2000$ ; linha de amostragem horizontal. .	116
4.18	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 2000$ ; linha de amostragem vertical. .	117
4.19	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 3800$ ; linha de amostragem vertical. .	118
4.20	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 2460$ ; linha de amostragem vertical. .	118
4.21	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 25000$ ; linha de amostragem horizontal. $R_c/r = 40$ . . . . .	119
4.22	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 25000$ ; linha de amostragem vertical. $R_c/r = 40$ . . . . .	119



4.23	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 68000$ ; linha de amostragem horizontal. $R_c/r = 25,9$ . . . . .	120
4.24	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 68000$ ; linha de amostragem vertical. $R_c/r = 25,9$ . . . . .	120
4.25	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 89000$ ; linha de amostragem horizontal. $R_c/r = 25,9$ . . . . .	121
4.26	Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais: $Re = 89000$ ; linha de amostragem vertical. $R_c/r = 25,9$ . . . . .	121
4.27	Fração volumétrica de gás ao longo de um duto reto e de um duto helicoidal. Vermelho: aproximadamente 100% de gás; Azul escuro: aproximadamente 0% de gás. . . . .	122
4.28	Fração volumétrica de gás para diferentes seções transversais ao longo de um duto reto (a) e de um duto helicoidal (b). . .	122
4.29	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de parâmetros geométricos e/ou operacionais, considerando-se a completa separação das fase. . . . .	124
4.30	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de diâmetro interno do duto. Plano E (Saída). . . . .	125
4.31	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de raio de curvatura. Plano E (Saída). . . . .	126
4.32	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de passo. Plano E (Saída). . . . .	127
4.33	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de raio (a)[1: 12.7 mm; 2: 25.4 mm e 3: 50.8 mm], raio de curvatura (b)[1: 60 mm; 2: 180 mm e 3: 300 mm] e passo (c)[1: 90 mm; 2: 180 mm e 3: 270 mm], amostrados nas seções C e D. . . . .	127
4.34	Fração volumétrica de gás para diferentes número de voltas. Plano E (Saída). . . . .	128
4.35	Fração volumétrica de gás para diferentes tamanhos de bolha de gás. Plano E (Saída). . . . .	129
4.36	Fração volumétrica de gás para diferentes tamanhos de gota de óleo. Plano E (Saída). . . . .	129
4.37	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de tamanhos de bolha de gás. (1) 0,001 mm; (2) 0,01 mm, (3) 0.05 mm, (4) 0.1 mm, (5) 0.5 mm, (6) 1 mm, (7) 2 mm. . . . .	130
4.38	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de tamanhos de gota de óleo. (1) 0,001 mm; (2) 0,01 mm, (3) 0.05 mm, (4) 0.1 mm, (5) 0.5 mm, (6) 1 mm, (7) 2 mm. . . . .	131
4.39	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de fração de gás imposta ao escoamento na entrada do duto. Plano E (Saída). . . . .	132

4.40	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de gás. Plano E (Saída). . . . .	133
4.41	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de líquido. Plano E (Saída). . . . .	134
4.42	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de gás. (1) $W_g = 0,0035$ [kg/s]; (2) $W_g = 0,007$ [kg/s], (3) $W_g = 0,01$ [kg/s], (4) $W_g = 0,05$ [kg/s], (5) $W_g = 0,1$ [kg/s], (6) $W_g = 0,5$ [kg/s]. . . . .	135
4.43	Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de líquido. (1) $W_a = W_o = 0,5$ [kg/s]; (2) $W_a = W_o = 1$ [kg/s], (3) $W_a = W_o = 1$ [kg/s], (4) $W_a = W_o = 2$ [kg/s], (5) $W_a = W_o = 4$ [kg/s], (6) $W_a = W_o = 6$ [kg/s], (7) $W_a = W_o = 8$ [kg/s]. . . . .	136
4.44	Distribuição da fração volumétrica de gás em um plano de corte do separador. Regime operacional base: $W_g = 0,0035 kg/s$ , $W_a = W_o = 1 kg/s$ . Tanque sem redutor (a) e com redutor de velocidade (b). . . . .	138
4.45	Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e nível de líquido no tanque (b). Regime operacional base: $W_g = 0,0035 kg/s$ , $W_a = W_o = 1 kg/s$ . . . . .	139
4.46	Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e nível de líquido no tanque para diferentes <i>setpoints</i> (b). Regime operacional base: $W_g = 0,0035 kg/s$ , $W_a = W_o = 1 kg/s$ . . . . .	140
4.47	Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e vazão de líquido na entrada do tanque para diferentes <i>setpoints</i> (b). . . . .	141
5.1	Software supervisor e identificação dos instrumentos e equipamentos da UEEM. . . . .	145
5.2	Aparato experimental modelado no software CAD. . . . .	146
5.3	Aparato experimental Laboratorial. . . . .	146
5.4	Aparato experimental Laboratorial instalado na UEEM. . . . .	147
5.5	Localização das regiões adotadas para se fotografar o escoamento. . . . .	148
5.6	Visualização do escoamento gás-líquido a montante e a jusante do duto helicoidal para diferentes valores de vazão. . . . .	151
5.7	Visualização do escoamento gás-líquido nas seções A, B (a montante) e C (a jusante) do duto helicoidal para diferentes valores de vazão. . . . .	152
5.8	Visualização do escoamento gás-líquido nas seções A, B (a montante) e C (a jusante) do duto helicoidal para diferentes valores de vazão. Continuação. . . . .	153

A.1	Configurações de dutos curvados: (a) helicoidal, (b) toroidal, (c) serpentina, (d) aspiral e (e) dutos entrançados (extraído de [125]). . . . .	162
A.2	Escoamento secundário e contornos da velocidade axial para baixos e intermediários números de Reynolds (extraído de [112]). I representa parede interna e E, parede externa. . . . .	164
A.3	Escoamento secundário para diferentes valores de torção. $De = 1000$ e $\delta = 1, 2$ (extraído de [76]). . . . .	170
A.4	Perfil de velocidade axial para diferentes valores de torção. $De = 1000$ e $\delta = 1, 2$ (extraído de [76]). . . . .	171
A.5	Aumento da resistência devido à curvatura do duto (extraído de [129]). . . . .	173
A.6	Número Crítico de Reynolds em função da razão de curvatura (extraído de [126]). . . . .	174
A.7	Disgrama para a predição do fator de fricção em dutos helicoidais ( $0 \leq d/D < 0,2$ ) e $0 \leq Re < 2 \times 10^5$ (extraído de [65]). . . . .	177
A.8	Classificação dos padrões de fluxo para o escoamento bifásico água-óleo em dutos helicoidais (extraído de [54]). . . . .	181
A.9	Mapa de regime de fluxo para escoamento bifásico água-óleo em dutos helicoidais. $\varepsilon_W$ representa a fração de água. (extraído de [54]). . . . .	182
A.10	Classificação dos padrões de fluxo para o escoamento trifásico gás-água-óleos (extraído de [54]). . . . .	184
A.12	Mapa de regime de fluxo para escoamento bifásico gás-água em dutos helicoidais horizontais (extraído de [69]). . . . .	184
A.11	Mapa de regime de fluxo para escoamento trifásico gás-água-óleo em dutos helicoidais horizontais (extraído de [54]). . . . .	185



# Lista de Tabelas

1.1	Incertezas admissíveis pela Portaria ANP/INMETRO Número 1. . . . .	8
1.2	Técnicas utilizadas para medição multifásica dos medidores comerciais, (extraído de [93]). . . . .	14
2.1	Parâmetros do Sistema. . . . .	37
2.2	Valores Escolhidos para as Variáveis no Ponto de Operação. . . . .	38
2.3	Ganhos para o controlador PID. . . . .	51
3.1	Atribuições dos softwares ANSYS-CFX [18]. . . . .	62
3.2	Coefficientes do Modelo $k - \omega$ adotados pelo código ANSYS CFX. . . . .	76
3.4	Valores adotados de vazão de líquido para análise do efeito dos parâmetros operacionais. $W_g = 0,0035kg/s$ , $B_o = B_g = 1mm$ , $F_g = 50\%$ e $F_a = F_o = 25\%$ . . . . .	98
3.5	Valores adotados de vazão de gás para análise do efeito dos parâmetros operacionais. $W_a = W_o = 2kg/s$ , $B_o = B_g = 1mm$ , $F_g = 50\%$ e $F_a = F_o = 25\%$ . . . . .	98
3.6	Valores adotados de tamanho de bolha e de gota para análise do efeito dos parâmetros operacionais. $W_g = 0,0035kg/s$ , $W_a = W_o = 2kg/s$ , $F_g = 50\%$ e $F_a = F_o = 25\%$ . . . . .	99
3.7	Valores adotados de fração volumétrica (água-óleo-gás) para análise do efeito dos parâmetros operacionais. $W_g = 0,0035kg/s$ , $W_a = W_o = 2kg/s$ , $B_o = B_g = 1mm$ . . . . .	99
3.8	Características do Escoamento: efeito dos parâmetros geométricos. . . . .	100
3.3	Parâmetros Utilizados para Validação do Modelo. . . . .	102
3.9	Parâmetros Geométricos dos Dutos Simulados. . . . .	103
4.1	Número de elementos das malhas testadas. . . . .	106
4.2	Tempo de convergência para cada malha empregada. . . . .	113
4.3	Resíduo Médio Quadrático entre os valores experimentais de Yu et al. e os obtidos nas simulações. . . . .	117

5.1	Valores de vazão de gás ( $Q_G$ [ $ft^3/min$ ] e de água ( $Q_L$ [ $m^3/h$ ]) para os ensaios realizados. . . . .	148
A.1	Correlações para o Cálculo do Número de Reynolds Crítico, $Re_c$ (extraído de [126]). . . . .	188

# Capítulo 1

## Introdução

Atualmente, a necessidade da exploração e produção de petróleo em lâminas de água cada vez mais profundas é uma realidade. Fato que desencadeia a constante busca por novas tecnologias, capazes de adequar o sistema de exploração e produção à este novo cenário. Como exemplo, tem-se a iniciativa da Petrobras que, em 1986, criou o Programa de Capacitação Tecnológica em Águas Profundas - PROCAP, com intuito de desenvolver as tecnologias de exploração de petróleo em grandes profundidades, livrando-se, assim, da “limitação” externa. A terceira etapa do programa, PROCAP 3000, foi encerrada em 2011, sendo um dos maiores responsáveis pela ultrapassagem de 2 milhões de barris diários. A nova fase do programa, denominado Procap Visão Futuro, visa a busca por soluções que possam alterar significativamente o padrão atual de desenvolvimento de um campo em águas profundas. Entre as inovações em desenvolvimento está o uso intensivo de nanotecnologia e de sistemas submarinos de processamento da produção [28].

Na área de produção, mais especificamente, na área de bombeamento, transporte e medição dos fluidos produzidos, novos conceitos estão surgindo para, então, reduzir o custo e aumentar a confiabilidade do sistema de produção na sua totalidade. Neste âmbito, os separadores e medidores convencionais estão, pouco a pouco, sendo substituídos por novas concepções tais como unidades de separação compactas e medidores multifásicos.

Desta maneira, este trabalho busca contribuir para o desenvolvimento de um sistema de separação parcial e medição multifásica que incorpore as características necessárias para a sua aplicação nos novos cenários de exploração e produção de gás e petróleo.

Neste capítulo são abordadas as principais características das propostas convencionais para a medição e processamento primário de petróleo em campos *onshore* e *offshore*, confrontando-as com novos conceitos e fundamentando a proposta aqui sugerida.

## 1.1 Processamento Primário de Petróleo

Ao longo da vida produtiva de um campo de petróleo ocorre, geralmente, a produção simultânea de gás, óleo e água, juntamente com impurezas. Uma vez que o interesse econômico desta atividade é somente a produção de hidrocarbonetos (óleo e gás), há a necessidade de dotar os campos (marítimos ou terrestres) de “facilidades de produção”, que são instalações destinadas a efetuar, sob condições controladas, o “processamento primário dos fluido”, ou seja [120]:

- a separação do óleo, do gás e da água com as impurezas em suspensão;
- o tratamento ou condicionamento dos hidrocarbonetos para que possam ser transferidos para as refinarias onde é efetuado o processamento propriamente dito; e
- o tratamento da água para a reinjeção ou descarte.

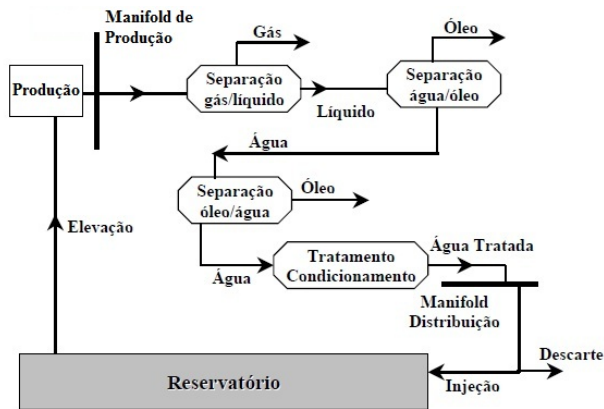
Quanto a separação gás-líquido, os vasos separadores baseiam-se nos seguintes mecanismos:

- **Ação da gravidade e diferença de densidades** - responsável pela decantação do fluido mais pesado;
- **Separação inercial** - mudanças bruscas de velocidade e de direção de fluxo permitindo ao gás desprender-se da fase líquida devido à maior inércia que esta fase possui;
- **Aglutinação das partículas** - contato das gotículas de óleo dispersas sobre uma superfície, o que facilita sua coalescência, aglutinação e conseqüentemente decantação;
- **Força centrífuga** - que aproveita as diferenças de densidades do líquido e do gás.

As plantas de processamento primário tradicionalmente usadas na indústria do petróleo, Figura 1.1, utilizam, no processo de separação



gás-água-óleo, uma tecnologia baseada em decantadores gravitacionais, necessitando, portanto, o dimensionamento de vasos separadores de grandes volumes, de modo a proporcionar o tempo de residência para a separação água-óleo (tipicamente de 5 a 10 minutos para separadores trifásicos e de 20 a 30 minutos para os tratadores eletrostáticos) [108].



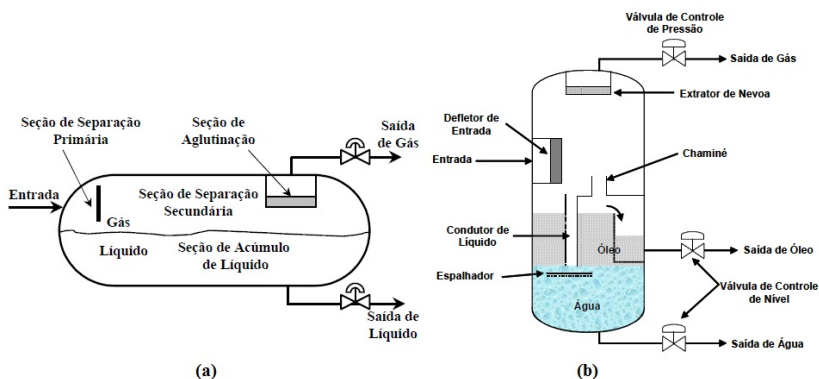
**Figura 1.1:** Esquema simplificado do processamento primário de petróleo (extraído de [99]).

Um separador típico constitui-se de quatro seções distintas:

- **Seção de separação primária** - onde o fluido choca-se com defletores ou é dirigido por um difusor que lhe impõe um movimento giratório, fazendo com o que o líquido se precipite para o fundo do vaso. É nessa seção que maior parte do líquido é separado, removendo rapidamente as golfadas e as gotículas de maior diâmetro do líquido. Com isso ocorre a diminuição da turbulência, evitando o retorno do líquido para a fase gasosa;
- **Seção de acumulação (coleta de líquido)** - onde ocorre a separação das bolhas gasosas que ficaram no seio do líquido após a separação primária. Para que seja efetiva, o líquido deve permanecer retido durante um certo tempo (chamado tempo de retenção ou de residência), que pode variar de 5 a 10 minutos;
- **Seção de separação secundária** - onde se separam as gotículas menores de líquido carregadas pelo gás após a separação primária, adotando-se o mesmo mecanismo da seção de aglutinação;

- **Seção aglutinadora** - onde as gotículas de líquido arrastada pela corrente de gás, não separadas nas seções anteriores, são aglutinadas em meios porosos e recuperadas. Para retenção de pequenas gotículas de líquido na parte superior dos vasos são utilizados vários tipos de extratores de névoa.

A Figura 1.2 ilustra as distintas seções que compõe os separadores gravitacionais bifásicos e trifásicos.



**Figura 1.2:** Esquema de separadores gravitacionais: (a) separador bifásico horizontal e (b) separador trifásico vertical (extraído de[99]).

Em unidades *offshore*, restrições de carga e de espaço disponível motivaram o desenvolvimento de equipamentos compactos como os hidrociclones e coalescedores eletrostáticos em linha. Os *deoilers*, como são conhecidos os hidrociclones atualmente em uso, utilizam a força centrífuga para produzir acelerações de ordens de grandeza superiores à aceleração gravitacional, sendo, portanto, muito mais eficientes e compactos. Por outro lado têm como principal desvantagem a alta sensibilidade às oscilações de carga, sejam tais variações na vazão total ou na relação entre as fases líquidas. O bom desempenho no tratamento de águas oleosas com baixas concentrações (até 2000 ppm) propiciou seu uso no tratamento da água descartada por separadores gravitacionais cujos grandes volumes proporcionam as condições de amortecimento das oscilações de carga necessárias aos hidrociclones [108].

## 1.2 Medição Multifásica

O escoamento da produção de petróleo, através das tubulações que seguem até uma Unidade Estacionária de Produção (UEP) na superfície do mar, geralmente, caracteriza-se por uma mistura multifásica de óleo, gás e água. Na indústria de petróleo este tipo de escoamento é denominado de mistura multifásica, apesar de fisicamente ser constituído de um sistema bifásico (líquido e gás), com três componentes (óleo, gás e água). Essas misturas apresentam distribuições espaciais para as fases constituintes, denominadas arranjos de fases ou padrões de fluxo, que caracterizam o escoamento multifásico e produzem suas denominações. Em tais escoamentos uma fase, pode apresentar-se na forma contínua ou dispersa na outra fase.

Segundo Falcone et al. [87], os Medidores Multifásicos (MF) são equipamentos capazes de efetuar a medição da vazão de cada fase em um escoamento multifásico. De acordo com esta definição, um separador convencional de duas ou três fases (seguido por arranjos de medição independente para cada uma das fases separadas) pode ser considerado como um medidor de fluxo multifásico. No entanto, quando um fluxo multifásico é dividido em dois ou mais fluxos de fase única (assumindo que a separação é de 100 % de eficiência), a necessidade de se referir à escoamento multifásicos deixa de existir. Na verdade, o termo “Medição de escoamento multifásico” começou a aparecer bem depois do estabelecimento de separadores para aplicações industriais. Desta maneira os MF foram concebidos para a medição não intrusiva do escoamento simultâneo de duas ou mais fases, sem a necessidade de separação. Hoje, o termo medição multifásica é frequentemente usado para incluir medição de gás úmido (ou seja, a medição de um escoamento multifásico com alta concentração de gás) e a medição de óleos pesados.

Atualmente, o processo de monitoramento da produção oriunda dos poços, se dá com a utilização de um separador de fases (Separador Trifásico) instalado na planta de Processamento Primário da Produção na UEP, onde de forma forçada são separadas as fases óleo, gás e água. Após a estabilização do escoamento, realiza-se a medição de óleo, água e gás com medidores convencionais. No caso do gás, geralmente, usa-se medidor do tipo *vortex* ou placas de orifício e nas linhas de óleo e água, o medidor de deslocamento positivo, turbina e, mas recentemente, medidor do tipo coriolis.

Como vantagem, o método convencional apresenta-se como uma tecnologia conhecida. Como desvantagens, têm-se a estrutura e infraestrutura necessárias para a execução desse método, tais como instala-

ção de separadores e seus subsistemas de controle, segurança, medição, linhas de testes e indisponibilidade de espaços físicos, no caso das plataformas [63].

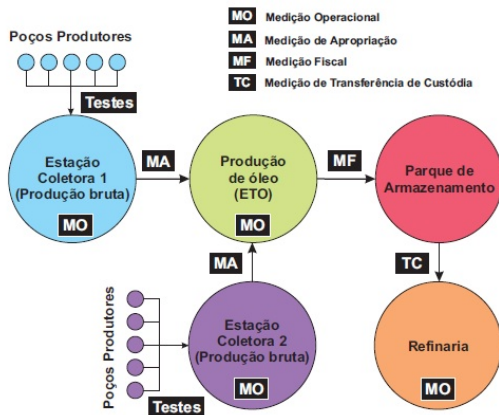
A medição Multifásica por propiciar medições com maior grau de representatividade, em prazos curtos (praticamente em tempo real) e por simplificar o volume requerido de recursos materiais e humanos, constitui-se numa das tecnologias que contribui para economicidade da exploração de petróleo em áreas naturalmente hostis, como em águas profundas.

Algumas áreas das fases da exploração, ou seja, fases que vão desde a descoberta do petróleo bruto e gás natural até o abandono do campo, logicamente passando pela fase de produção, podem a princípio ser encaradas como de aplicabilidade para tais medidores, sempre objetivando atender expectativas de desempenho diferenciado para cada segmento, tais como:

- **Na Gerência de Reservatórios**, com aplicabilidade direta para a Engenharia de Reservatórios, do ponto de vista metrológico, uma característica de bom desempenho reside em baixos níveis de incerteza das medições de vazão de cada fase, além de produzir resultados em curto espaço de tempo;
- **No Monitoramento da Produção de Petróleo/Gás Natural Propriamente Dito**, visando possibilitar um alto nível de repetitividade das medidas executadas pelo instrumento, pois essa deve ser uma das características principais exigidas por esse segmento da indústria petrolífera. Repetitividade refere-se ao grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando, efetuadas sob as mesmas condições de medição;
- **Na Alocação entre Campos Produtores**, quando na transferência da produção (óleo e gás) para outras plataformas, em situações em que o sistema de uma determinada unidade de produção é obrigado, devido à condicionantes técnicos, a transferir sua produção para outras unidades, e posteriormente destas para bases em terra ou até para resgate do óleo bruto por petroleiros. Nestes casos, a capacidade de medição deve ser em nível de tempo real, sem que haja uma forçada separação de fases;
- **Nas Questões de Recolhimento Fiscal**, pois o pagamento dos *Royalties* e tributos aos diversos recipientes na Federação, Estados e Municípios, no que tange a uma região de produção,

são efetuados com base nos níveis de produção dos poços, isto é, de acordo com as determinações obtidas para as vazões de hidrocarbonetos produzidos.

A Figura 1.3 ilustra algumas das possíveis aplicações da medição multifásica na indústria do petróleo.



**Figura 1.3:** Exemplos de medições multifásicas (extraído de [13]).

O monitoramento da água (*água contínua*) pode ocorrer após o refino do óleo ou até mesmo numa plataforma em alto mar, *offshore*, depois do primeiro estágio de separação, onde a água é separada do óleo e devolvida ao mar. No entanto, para descartar a água ela deve estar dentro de um padrão de qualidade exigido pela legislação, e um medidor bifásico de água e óleo pode ser utilizado para monitoração. Numa aplicação para o caso oposto, o *óleo contínuo*, realiza-se no controle da fração de água presente em lubrificantes e combustíveis. Uma aplicação muito comum é utilizar um sensor bifásico em combustíveis para aviação para monitorar a presença de água, que pode congelar durante o vôo e provocar algum acidente.

Há também aplicações onde se tem uma grande variação da fração da água, e a vazão varia entre óleo e água contínua. O teste de poços é uma dessas aplicações. A medição é utilizada pelos engenheiros de reservatórios para monitorar o desempenho de cada poço de forma constante, a fim de otimizar a produção e o tempo de vida de um campo produtor. A medição multifásica, se realizada em cada poço produtor de um reservatório, pode avaliar também os métodos de recuperação utilizados no reservatório, como por exemplo, a recuperação por injeção

de água. Neste caso, um monitoramento da taxa de produção de cada poço também é executado, com a finalidade de controlar, e até mesmo fechar se necessário, poços produtores com grandes frações de água.

A medição de testes de poços não necessita de elevada precisão e exatidão, ao contrário das medições fiscais, que são utilizadas para a cobrança de taxas e impostos. Essas medições devem apresentar baixas incertezas e são regulamentadas pela agência responsável. No Brasil, a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) monitora as medições e autoriza a utilização dos sensores multifásicos. As incertezas de medições admissíveis segundo Portaria ANP/INMETRO N° 1 são apresentadas na Tabela 1.1.

**Tabela 1.1:** Incertezas admissíveis pela Portaria ANP/INMETRO Número 1.

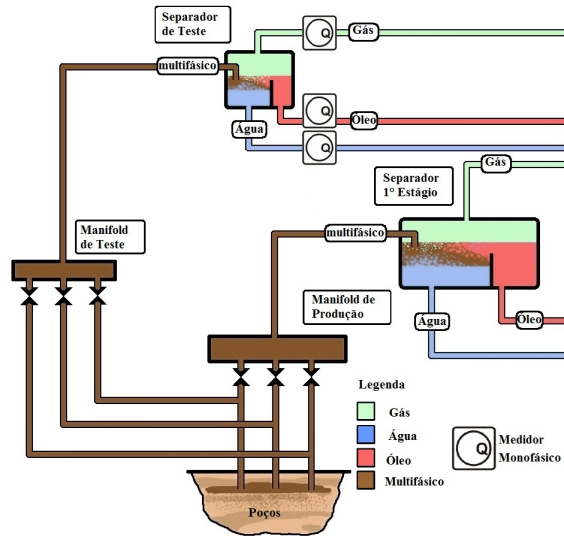
Óleo	Incerteza	Gás Natural	Incerteza
Fiscal	$\pm 0,3\%$	Fiscal	$\pm 1,5\%$
Apropriação	$\pm 1\%$	Apropriação	$\pm 2\%$
Outros	-	Outros	$\pm 3\%$

As Figuras 1.4 e 1.5 ilustram os casos convencional e de implementação da medição multifásica em testes de poços.

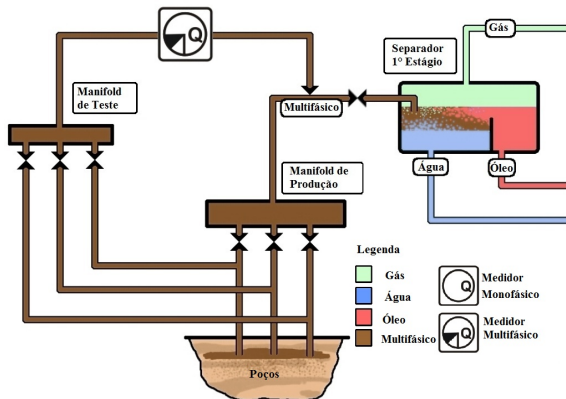
## 1.2.1 Categorias e Princípios Físicos dos Medidores Multifásicos

De acordo com Falcone et al. [87] os medidores multifásicos podem ser divididos nas seguintes categorias:

- Medidores em Linha;
- Medidores Baseados em Separação;
  - Separação Total Gás-Líquido;
  - Separação Parcial;
  - Amostragem.
- Medidores de Gás Molhado;
- Outros Medidores.



**Figura 1.4:** Diagrama do método convencional de testes de poços (adaptado de [7]).



**Figura 1.5:** Diagrama de testes de poços utilizando medidor multifásico (adaptado de [7]).

### Medidores em Linha

Os medidores multifásicos em linha são caracterizados pela medição individual das frações de cada fase e da vazão total ou individual

das fases diretamente na linha de escoamento multifásico, portanto, não há a necessidade de separação e/ou amostragem dos fluidos.

A vazão volumétrica de cada fase é representada pelo produto da área ocupada e velocidade de cada fase. Ou seja, deve-se, portanto, medir ou estimar pelo menos seis parâmetros. Alguns medidores consideram que duas ou as três fases têm a mesma velocidade, reduzindo o número de medições requeridas. Para tanto é necessário o uso de um misturador para a homogeneização do escoamento.

Os medidores multifásicos em linha normalmente aplicam a combinação de dois ou mais das seguintes técnicas e tecnologias de medição:

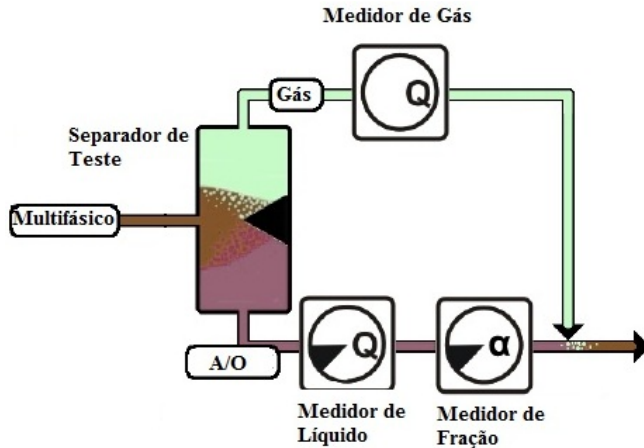
- Princípios de Medição Eletromagnética;
  - Tecnologias Micro-ondas;
  - Capacitância;
  - Condutância.
- Absorção de Raios Gama;
- Medição Baseada em Emissão de Nêutrons;
- Pressão Diferencial usando Venturi, Cone ou outras restrições ao escoamento;
- Deslocamento Positivo ou Medidor Turbina;
- Ultrassom;
- Correlação Cruzada utilizando sinais radioativos, acústico ou elétricos.

### **Medidores Baseados em Separação**

Estes medidores são uma classe de medidores multifásicos caracterizados por um estágio de separação parcial ou total seguido por medidores em linha para cada fase. O separador de teste, normalmente utilizado nas plataformas de produção, realiza basicamente a separação bi e trifásica. No último caso (separação trifásica), posteriormente à separação são realizadas medições nas linhas monofásicas de água, óleo e gás.

Nos medidores baseados na separação total gás-líquido, Figura 1.6, utiliza-se um separador bifásico para promover a separação gás líquido e nas respectivas linhas de gás e de líquido, instala-se medidores convencional e bifásico (água-óleo), respectivamente.





**Figura 1.6:** Estratégia para o medidor multifásico baseado em separação total gás-líquido (adaptado de [7]). A/O: água e óleo,  $\alpha$ : medidor de fração e Q: medidor de vazão.

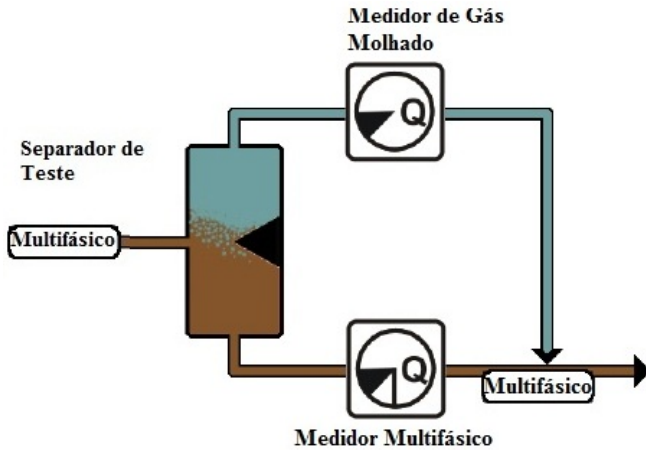
Nos medidores baseados em separação parcial, somente parte do gás é desviado da linha principal do escoamento, Figura 1.7. Como a separação realizada é parcial, espera-se que na linha de gás também tenha líquido, constituindo-se, assim, o denominado escoamento de gás molhado.

Já, no caso dos medidores por amostragem, parte do escoamento multifásico é desviado desde a linha principal para um separador de teste onde se realiza a separação parcial gás-líquido, Figura 1.8. A fração de água presente no escoamento de líquido deve então ser determinada, sendo a vazão total gás-líquido medida na linha principal do escoamento.

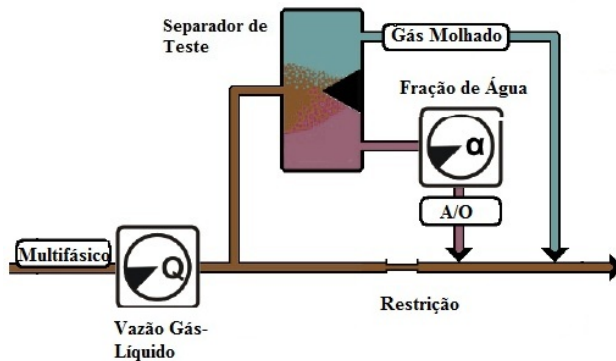
Nesta configuração três medições são requeridas para se determinar a massa e o volume das três fases. Normalmente são utilizadas as seguintes tecnologias:

#### Fração Gás-Líquido

- Atenuação Gama
- Medição Baseada em Emissão de Nêutrons;



**Figura 1.7:** Estratégia para o medidor multifásico baseado em separação parcial gás-líquido (adaptado de [7]).



**Figura 1.8:** Estratégia para o medidor multifásico baseado em amostragem (adaptado de [7]).

### Vazão Multifásica

- Pressão Diferencial usando Venturi, Cone ou outras restrições ao escoamento
- Deslocamento Positivo ou Medidor Turbina
- Correlação Cruzada utilizando sinais radioativos, acústicos ou elétricos.

### Fração de Água/Líquido

- Impedância Elétrica

Em aplicações em solo, *onshore*, os separadores de testes são incorporados a unidades móveis, acopladas a caminhões. Desta forma, realizam a medição em diferentes poços de diferentes lugares, com apenas um separador de teste. Porém seu uso em plataformas *offshore* se torna restrito por causa do tamanho ocupado e também pelo peso. Como o custo de um conjunto de separação de teste é elevado e por ocupar grande espaço em uma plataforma, é inevitável que as medições com separadores sejam compartilhadas. Ou seja, um separador é utilizado para mensurar diversos poços. Cada poço pode requerer mais de um dia para ser amostrado, e como há um grande número de poços a serem monitorados, tem-se então um cenário de medições por amostragem com longos intervalos entre medições, como por exemplo, uma medição por mês em cada poço.

### Medidores de Gás Molhado

Este tipo de medidor pode ser instalado em linhas de sistemas de gás ou em conjunto com os separadores parciais, como visto anteriormente.

Medidores de gás molhado são uma combinação das várias técnicas de medição relatadas anteriormente, podendo ser instalados em linhas monofásicas, bifásicas e trifásicas. O gás molhado pode, por exemplo, ser medido por medidores para escoamentos monofásicos como um venturi ou um cone-V. No entanto, quando estes tipos de medidores são usados, deve-se corrigir os modelos de medição para escoamentos monofásicos usando vários modelos e fatores de correção para compensar a presença do líquido no escoamento de gás. A fração de líquido é normalmente fornecida pelo usuário como um dado de entrada.

### Outros Medidores

Outras categorias de medidores multifásicos incluem sistemas avançados de processamento de sinal (sistemas de medição virtual), estimando-se as frações e as vazões das fases a partir da análise dos sinais variantes no tempo a partir dos sensores disponíveis na linha de escoamento multifásico. Esses sensores podem ser de pressão, acústicos ou de outros tipos. O processamento de sinal pode ser uma rede neural, por exemplo.

Há também sistemas de medição multifásicos que foram desenvolvidos com base em programas de simulação de processos combinado com técnicas para estimação de parâmetros. Desta maneira, pode-se fazer estimativas das frações e vazão das fases com base em algumas medições e conhecimento da geometria do duto.

Atualmente, existem medidores multifásicos comerciais disponíveis no mercado. Entre as principais empresas fornecedoras pode-se citar: Agar [5], Haimo [90], Roxar [111] e Schlumberger [115]. A tabela 1.2, representa algumas das técnicas utilizadas nos medidores comerciais para realizar a medição multifásica. Cada método ou técnica tem

**Tabela 1.2:** Técnicas utilizadas para medição multifásica dos medidores comerciais, (extraído de [93]).

Técnicas	Empresa			
	Agar	Haimo	Roxar	Schlumberger
Absorção dual de Raio Gama		X	X	X
Capacitância e resistência	X		X	
Micro-ondas	X		X	
Venturi	X	X	X	X

suas vantagens e desvantagens. Atenuação radioativa é um método muito empregado na detecção de gases. As técnicas elétricas como capacitância, indutância e micro-ondas apresentam vantagens de não serem intrusivas ao fluxo. O uso da variação de capacitância é empregado em fluxo de água e óleo contínuo, indutância e resistência para água contínua e micro-ondas para ambos. O que justifica a utilização da interação das micro-ondas no desenvolvimento do sistema aqui proposto é o fato de ser uma técnica em que as ondas eletromagnéticas penetram todo o fluido amostrado, permitindo assim uma medição significava de toda a mistura. Além disso, possibilita o desenvolvimento de um sensor não intrusivo, que não causa queda de pressão na linha, e também permite a execução de limpeza de dutos, sem a remoção do sensor.

Existem medidores multifásicos que utilizam princípios elétricos para mensurar toda a faixa de fração de água, ou seja, tanto para água quanto para óleo contínuo. Porém, para realizar a medição é necessário associar duas técnicas, pois quando se tem água como fase

principal, o método capacitivo não é recomendado. Então é geralmente utilizado o método capacitivo juntamente com o resistivo, o qual analisa a resistência do meio, que é infinita quando se tem óleo contínuo. No entanto, quando a água está presente, as duas medições juntas definem a fração de água e óleo. Porém essas novas tecnologias apresentam muitas falhas, seja no tempo gasto para realizar a amostragem, nas incertezas metrológicas, nos requisitos de segurança ou no custo de cada medidor multifásico, que é tipicamente de \$300.000,00 dólares para sensores na superfície e \$500.000,00 dólares para utilização no fundo do oceano. As incertezas metrológicas dos sensores multifásicos ainda são bastante elevadas, comumente  $\pm 10\%$  para cada fase. Isso porque diversos fatores produzem erros, como por exemplo, a variação da temperatura, a variação da salinidade da água do mar, variação da pressão e da densidade. Porém, o maior desafio são os padrões de escoamento multifásico que inserem grandes incertezas nas medições da maioria dos sensores. Outro grande desafio, quando se fala de medição multifásica, consiste no desenvolvimento e implementação de técnicas para medir a velocidade das fases.

## 1.3 Caracterização do Problema e Motivação

Os fluidos extraídos dos poços de produção de petróleo são, em geral, uma composição de óleo, gás, água salgada e sedimentos, em que água e óleo muitas vezes formam uma emulsão. Para a indústria do petróleo é de vital interesse conhecer a quantidade de água existente nestes fluídos para poder controlar e melhorar os processos em todas as fases da produção. A proporção com que se misturam os diferentes componentes destes fluídos varia dependendo desde as características da formação do reservatório até do ciclo de vida do poço. Poços novos apresentam em geral baixo conteúdo de água (tipicamente 10% ou menos). Entretanto, com o passar do tempo começa a aumentar, podendo chegar a níveis elevados (acima de 75% do volume do fluído) perto do fechamento do poço. Essa variação exige que os equipamentos de medição multifásica possam operar em uma grande faixa de variação da proporção de água. Vale ressaltar que os diversos poços são caracterizados por diferentes demandas e as mudanças ocorrem ao longo de alguns anos. Desta maneira, pode-se muito bem realizar a realocação dos medidores de acordo com a faixa de fração de água.

Um medidor multifásico deve ser capaz de inferir a fração volumé-

trica de cada fase que está fluindo em um duto, com razoável exatidão ( $\pm 5\%$ ) para cada fase nas medições de monitoramento da produção e testes de poços [122]. Já para medições fiscais, deve atender à legislação (Tabela 1.1). Além disso, as medições devem ser de forma não intrusiva e confiável, ou seja, não dependente do regime de fluxo e capaz de operar em toda faixa de fração de água. Vários modelos e técnicas têm sido propostos nos últimos anos para medição multifásica. No entanto, nenhum modelo comercial apresenta todos os requisitos necessários.

Desta forma as indústrias de petróleo geralmente utilizam separadores de testes para realizar as medições multifásicas, contudo os separadores são pesados e grandes para serem utilizados em plataformas *offshore* e os medidores multifásicos existentes apresentam um custo muito elevado. Além disso, as atuais técnicas de separação são de alto custo, e, como já mencionado, requerem considerável disponibilidade de espaço para a instalações de tais equipamentos, afetando extremamente o projeto estrutural das unidades *offshore*. Visando reduzir custos e maximizar a eficácia dos separadores, um grande esforço vem sendo aplicado para a melhoria dos atuais equipamentos e desenvolvimento de novas concepções denominadas separadores compactos. Ao longo dos últimos anos, avanços notáveis na tecnologia de separação foram feitos e equipamentos que prometem ser mais leves e menores do que os atuais foram desenvolvidos para promover a separação gás-líquido e líquido-líquido.

Portanto, de acordo com as informações levantadas no decorrer deste capítulo, nota-se, claramente, duas áreas (ou setores) da cadeia de produção do petróleo que possuem ampla abertura para a implementação de novas tecnologias que visam o aumento da produção: o setor de medição de vazão e de separação. Pensando nisto, este trabalho busca fomentar a concepção de um sistema que aprimore não somente as técnicas de medição de vazão, mas também os atuais equipamentos empregados na separação de fluidos.

Assim, a idéia básica do projeto, no qual esta investigação está inserida, é a concepção de um sistema que modifique a atual configuração das plantas de processamento primário do petróleo. Para tanto, propõe-se a investigação da segregação de fases em dutos helicoidais e a implementação destes como dispositivo de entrada nos separadores de teste que seriam então redimensionados, visto que os requerimentos dimensionais seriam suavizados. Outra importante característica desta proposta é o fato de o gás, depois de ter sua vazão medida, não seria redirecionado à linha multifásica como tipicamente é realizado nos medidores multifásicos baseados em separação (subseção 1.2.1), mas sim

direcionado ao próximo estágio do processamento primário. As medições das vazões de gás e líquido (água-óleo) seriam então medidas por medidores convencionais e, na linha de líquido, seria também instalado um medidor de fração de água. logo, conseguir-se-ia obter os valores das vazões e frações de cada fase que constituem o escoamento multifásico. As figuras 1.9 e 1.10 ilustram um esquema do processamento primário de petróleo, sendo que na primeira observa-se a aplicação do método convencional e na segunda, a aplicação da proposta sugerida neste trabalho.

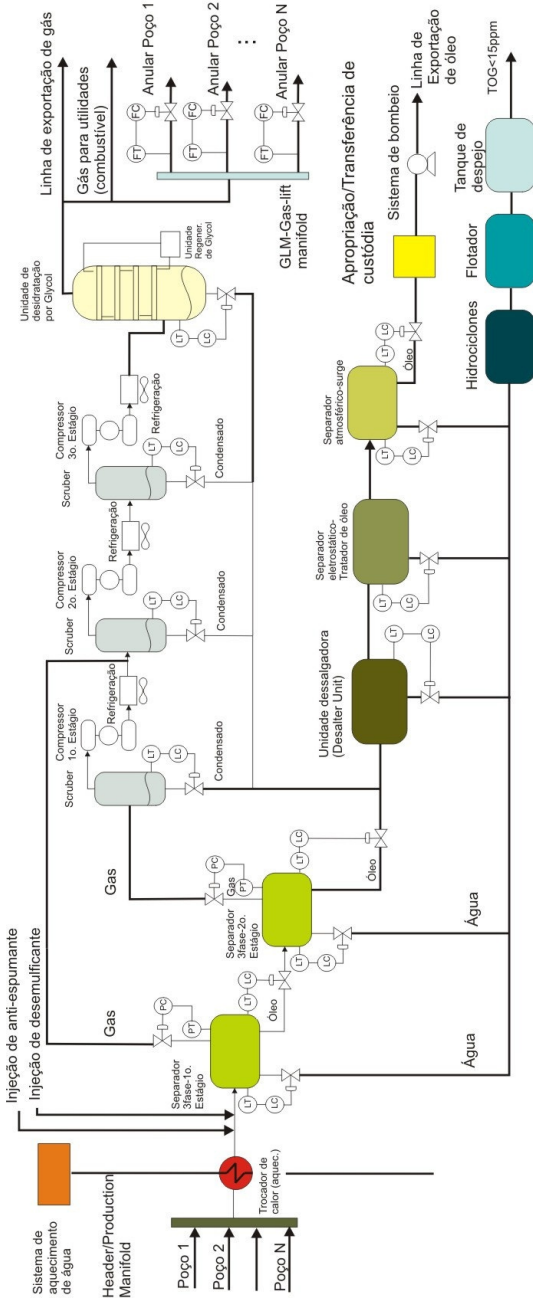
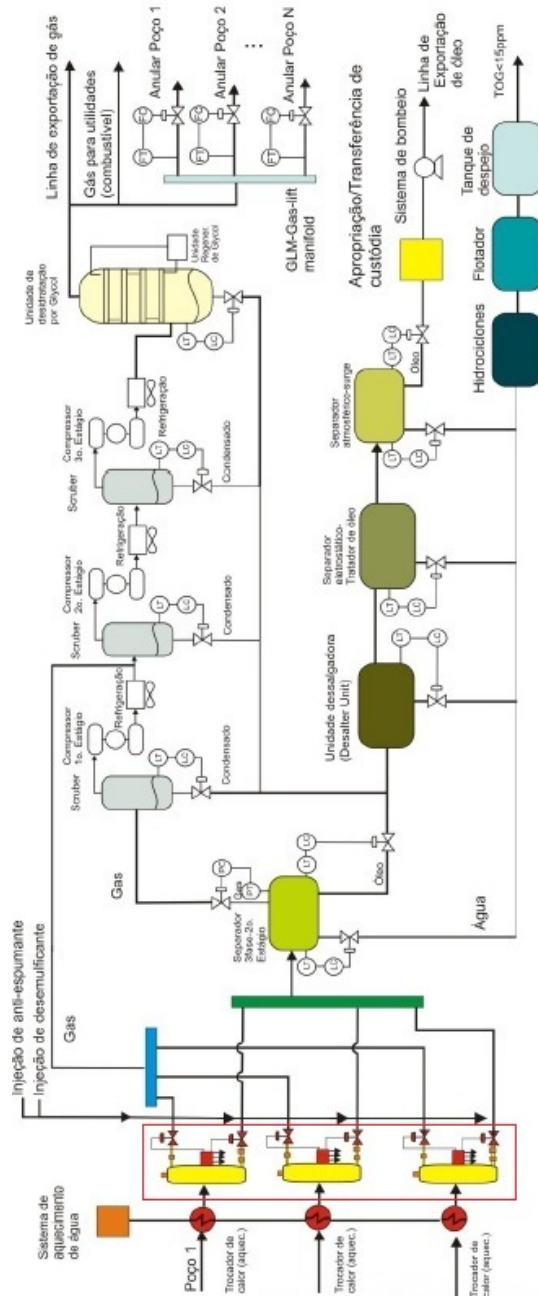


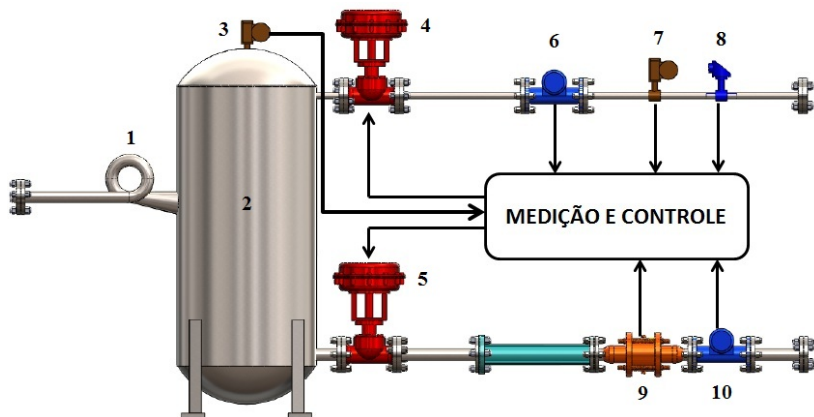
Figura 1.9: Esquema convencional do processamento primário de petróleo.





**Figura 1.10:** Esquema modificado (proposta) do processamento primário de petróleo.

A Figura 1.11 ilustra uma possível configuração para a construção do protótipo laboratorial do sistema de medição. O sistema é composto por um separador gás-líquido (duto helicoidal e tanque, 1 e 2, respectivamente) que apresenta duas saídas: Inferior (Saída de Líquido) e Superior (Saída de Gás). A medição das vazões (gás e líquido) é feita utilizando medidores baseados em tecnologias não intrusivas (6 e 10). Na saída de líquido há um misturador estático para garantir a homogeneidade da mistura água-óleo. A medição da fração de água é realizada utilizando o instrumento apresentado em Scussiato[116] (9). Medições adicionais de pressão (7) e temperatura (8) são utilizadas para implementar um computador de vazão mássica. Para o funcionamento adequado do medidor proposto é fundamental dotar o separador de um sistema de controle de nível da interface gás-líquido e de pressão do tanque utilizando, um medidor de nível tipo radar (3) e válvulas de controle de abertura rápida (4 e 5). Todos os instrumentos utilizados são do tipo *Foundation Fieldbus*, o controle é via rede e um sistema supervisório permite monitorar todas as variáveis.



**Figura 1.11:** Configuração proposta para o protótipo laboratorial da unidade de medição e separação multifásica com estágio de separação parcial.

### 1.3.1 Princípio de Funcionamento do Medidor de Fração de Água Desenvolvido

As informações apresentadas nesta seção, selecionadas para dar ao leitor uma melhor compreensão da proposta, foram retiradas do trabalho realizados por Scussiato [116], responsável pelo desenvolvimento

do medidor de fração de água que compõe o sistema de medição multifásica. Para mais detalhes sobre o projeto da cavidade, simulações e experimentos consultar [116].

Na indústria de petróleo e gás existe a necessidade de medir a vazão volumétrica e a vazão mássica em dutos com escoamento monofásico ou multifásico. O escoamento multifásico é composto, em geral, por frações de água, óleo e gás. Se o escoamento for monofásico, um dos métodos que pode ser utilizado para determinar a vazão volumétrica consiste na medição da velocidade média do escoamento ( $\bar{v}$ ), então calcula-se a vazão através da equação

$$Q_{vazao} = \bar{v}A, \quad (1.1)$$

onde  $A$  é área da seção transversal do duto.

No entanto, se o escoamento for multifásico deve-se determinar a vazão volumétrica de cada uma das fases. Para tal, se faz necessário estimar a velocidade média e a fração volumétrica de cada fase. A fração de cada fase representa o valor médio da área da seção transversal que cada fase ocupa no interior do duto. No caso do escoamento bifásico, de água e óleo, esta relação pode ser expressa por

$$Q_{vazao} = \bar{v}_W A_W + \bar{v}_O A_O \quad (1.2)$$

onde  $\bar{v}_W$  é a velocidade média da água e  $\bar{v}_O$  a velocidade média do óleo.  $A_W$  e  $A_O$  são as áreas ocupadas pela água e pelo óleo no interior do duto, respectivamente. Sendo  $A_W + A_O = A$ . Uma vez que as áreas ocupadas pelo óleo e pela água são complementares, é suficiente medir apenas a fração de uma das fases para estimar a fração da outra. Portanto, a fração da água  $\alpha$  é definida como

$$\alpha = \frac{V_W}{V_W + V_O} = \frac{A_W d}{A_W d + A_O d} = \frac{A_W}{A} \quad (1.3)$$

onde  $V_W$  e  $V_O$  são os volumes ocupados pela água e pelo óleo dentro do sensor e  $d$  é o comprimento do sensor.

Considerando um fluxo bifásico de água e óleo, com escoamento homogêneo e, assumindo que a velocidade média  $\bar{v}$  dos dois fluidos são iguais, isto é  $\bar{v} = \bar{v}_W = \bar{v}_O$ , a vazão volumétrica de um escoamento homogêneo de água e óleo será dada por

$$Q_{vazao} = \bar{v}(A_W + A_O). \quad (1.4)$$

A vazão mássica é obtida simplesmente multiplicando a vazão volumétrica de cada fase pela densidade de cada fluido, obtendo-se

$$\dot{M} = \bar{v}(\rho_W A_W + \rho_O A_O) \quad (1.5)$$

onde  $\rho_W$  e  $\rho_O$  são as densidades da água e do óleo, respectivamente [9].

Este trabalho tem por objetivo estimar apenas a fração de água em um escoamento bifásico água/óleo. Para isso, se utiliza o método do monitoramento da frequência de ressonância em uma cavidade ressonante eletromagnética.

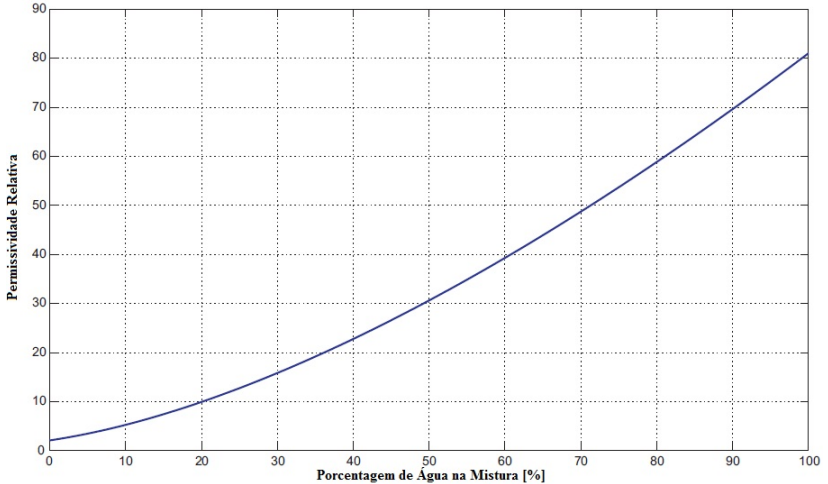
A grande maioria das aplicações dos sensores que utilizam ondas EM se dá em atividades em que a água está presente como, por exemplo, na medição de umidade em materiais como madeira e papel ou também na detecção da fração de água em misturas. Isso é facilmente explicado pelo fato de a água apresentar um valor de permissividade relativa muito elevado,  $\epsilon_r^W = 81$ , o qual é diferente dos outros materiais, como o ar  $\epsilon_r^A = 1$  e o óleo  $\epsilon_r^O = 2,1$ . Desta forma, quando a água está presente em uma mistura ou até mesmo em um material, o valor da permissividade relativa equivalente muda em função da quantidade de água. Em outras palavras, quanto maior a fração de água, maior será o valor de  $\epsilon_r$  da mistura, tendendo a 81 (100% de água). No entanto, se a água não está presente, o valor de  $\epsilon_r$  será o do próprio material. Esta variação da permissividade em função da fração de água é descrita pela fórmula de Bruggeman (1.6). Um exemplo é apresentado na figura 1.12 para uma mistura de água e óleo.

$$\frac{\epsilon_{Oil} - \epsilon_{mix}}{\epsilon_{Oil} - \epsilon_W} \cdot \left( \frac{\epsilon_W}{\epsilon_{mix}} \right)^{\frac{1}{3}} = 1 - \phi_{Oil} = \phi_w, \quad (1.6)$$

A utilização de cavidades ressonantes como sensores representa uma opção interessante para monitorar a variação da permissividade relativa do meio de propagação. Por exemplo, pode-se monitorar o teor de umidade presente em substâncias ou a fração de água presente em uma mistura. Uma aplicação que se tornou muito popular nos últimos anos foi o desenvolvimento de sensores para monitoramento do teor de umidade em sementes e alimentos, utilizando cavidades ressonantes e micro-ondas, [97], [10], [98].

O projeto do medidor de fração de água é baseado na variação da permissividade relativa do meio de propagação em função da fração de água e de óleo. O sensor utiliza uma cavidade ressonante, a qual apresenta infinitas frequências ressonantes que são dependentes do meio de propagação e também de suas dimensões.

O funcionamento do sensor baseia-se numa varredura em frequência e detecção de uma frequência ressonante específica. Esta pode ser

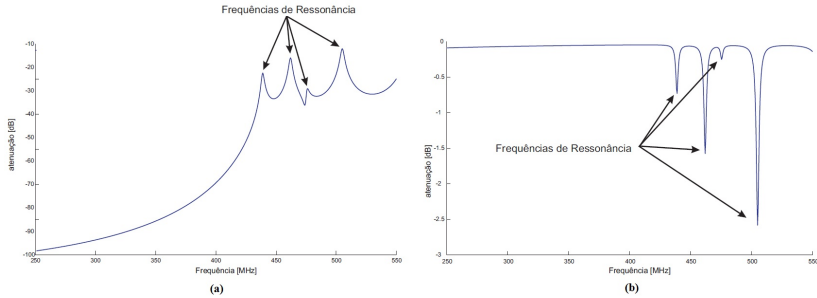


**Figura 1.12:** Permissividade relativa equivalente para uma mistura de água e óleo pela fórmula de Brüggeman, para um caso ideal, com pressão e temperatura ambiente (extraído de [116]).

a primeira ressonância, a segunda ou outra de maior ordem. Para realizar a varredura em frequência, um sinal EM é injetado na cavidade, iniciando com uma frequência inicial e aumentando em passos discretos de frequência até chegar a frequência final. A detecção da frequência de ressonância pode ser realizada utilizando uma ou duas antenas, dependendo do método utilizado. O método com duas antenas utiliza uma para transmissão do sinal EM para a cavidade, antena transmissora ( $Tx$ ), e outra antena que capta a energia dentro da cavidade, antena receptora ( $Rx$ ). Para o caso de uma única antena, apenas  $Tx$  é utilizada.

A cada passo de incremento de frequência durante a varredura, uma leitura na antena  $Rx$  é realizada. Desta forma é possível detectar a frequência em que ocorre a maior transferência de potência da fonte geradora para a cavidade. Nesta frequência, tem-se o menor coeficiente de reflexão da antena  $Tx$  e essa frequência é a denominada de *Frequência de Ressonância*. A figura 1.13 ilustra diferentes frequências ressonantes para uma mesma cavidade. Na figura 1.13(a) é representada a medição da atenuação da antena  $Tx$  para  $Rx$  (duas antenas são utilizadas) e 1.13(b), a detecção da ressonância é realizada pela medição da reflexão do sinal transmitido por  $Tx$  (apenas uma antena é utilizada). Quando ocorre a menor reflexão tem-se então a maior transferência de potência

para a cavidade e esse fenômeno ocorre nas frequências ressonantes.

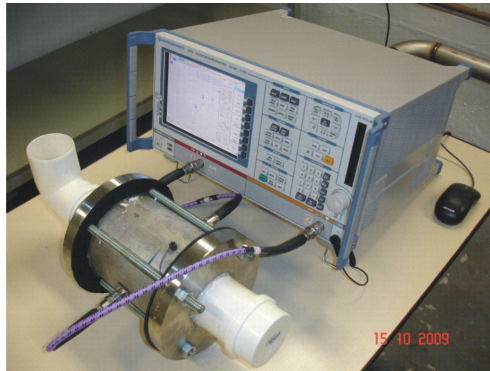


**Figura 1.13:** Frequência de Ressonância em uma cavidade; medição da atenuação de Tx para Rx.

O sensor, desenvolvido por Scussiato [116], utiliza uma cavidade com duas antenas ( $Tx$  e  $Rx$ ) para realizar a detecção da frequência de ressonância, e desta forma estimar a fração de água presente na mistura. O método que usa duas antenas é muito mais simples se comparado ao método de apenas uma antena. Isso porque, ao empregar duas antenas, cada uma realiza apenas uma tarefa, ou seja,  $Tx$  transmite e  $Rx$  recebe o sinal. Comparando a intensidade do sinal transmitido e do sinal recebido tem-se uma atenuação de  $Tx$  para  $Rx$  que é mensurada em dB. Porém, ao utilizar apenas  $Tx$  para inferir a frequência ressonante, é necessário medir o coeficiente de reflexão da antena, o qual é mínimo no ponto de ressonância. Para isso,  $Tx$  deve transmitir um sinal em frequência para a cavidade e a cavidade absorve uma parcela deste sinal e outra é refletida de volta à fonte. Este método é mais complexo porque deve-se quantificar a parcela que é devolvida à fonte, sem afetar a transmissão do sinal à cavidade.

Com em resultados de simulação Scussiato [116] desenvolveu um protótipo (figura 1.14) para realizar experimentos e validar os resultados de simulação. Um analisador de rede da Rohde Schwarz modelo ZVB-8 foi utilizado conectado aos acoplamentos tipo ponta de prova para fazer a excitação/recuperação do sinal. O analisador de rede executa uma varredura em frequência, como na simulação, permitindo determinar a atenuação do acoplamento  $Tx$  para  $Rx$ . Desta forma é possível identificar as frequências ressonantes da cavidade projetada. Inicialmente, foram realizados experimentos de forma estática, ou seja, a mistura de água e óleo está parada no interior do duto de 3". Foram realizados dois experimentos: (i) utilizando mistura de água e óleo mineral Lubrax SJ (SAE 20W/50) comercializado pela Petrobras;

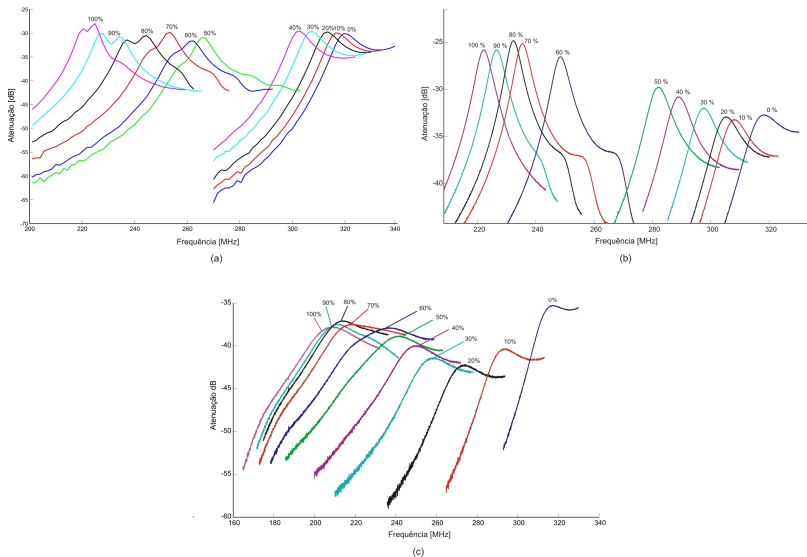
(ii) utilizando mistura de água e óleo diesel, disponível em postos de combustível.



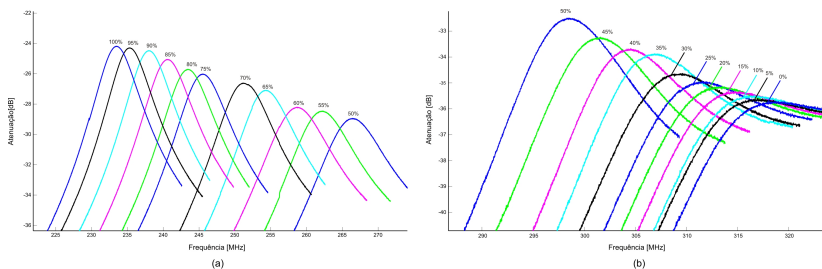
**Figura 1.14:** Protótipo desenvolvido para experimentos, conectado ao analisador de rede. (extraído de [116]).

A Figura 1.15(a) ilustra o resultado experimental realizado de maneira estática com água doce e óleo mineral (Lubrax SJ). Um novo foi realizado porém utilizando óleo diesel na mistura, o resultado é apresentado na Figura 1.15(b). Para validar o sensor para um caso extremo, um experimento foi realizado considerando uma mistura de água salgada com óleo diesel. A concentração de sal é de 250 kppm, a qual satura a água de sal. Este é o pior caso a ser aplicado no sensor, pois para tal concentração as perdas eletromagnéticas são tão elevadas que diminuem o fator de qualidade da ressonância bem como a taxa de penetração das ondas eletromagnéticas na mistura. O resultado do experimento considerando água saturada de sal é apresentado na Figura 1.15(c).

Considerando que na prática o sensor será aplicado a um escoamento onde a mistura estará em movimento pelo sensor, foi realizado um experimento de forma dinâmica. Este experimento foi realizado em duas etapas: primeiro o reservatório possui apenas água, e frações de óleo são adicionadas de forma a incrementar a mistura com 5% de óleo por vez, até chegar a 50% de água e 50% de óleo. O experimento foi executado com óleo diesel e água doce. O resultado é ilustrado na Figura 1.16(a). A segunda parte do experimento foi desenvolvida com o reservatório contendo 100% de óleo e incrementos de 5% de água foram adicionados, sendo o resultado ilustrado na Figura 1.16(b).



**Figura 1.15:** Experimento estático para mistura de: (a) água doce e óleo mineral, (b) água doce e óleo diesel e (c) com água saturada de sal é óleo diesel (extraído de [116]).



**Figura 1.16:** Experimento dinâmico com água doce e óleo diesel: (a) 100% de água no tanque e adições de óleo e (b) 100% de óleo no tanque e adições de água (extraído de [116]).

## 1.4 Objetivos

O objetivo deste trabalho é contribuir para o desenvolvimento de um sistema de medição multifásica com um estágio de separação parcial gás-líquido. Para tanto propõe-se a utilização de um duto helicoidal para promover a segregação das fases e um sensor para monitorar a



fração de água em um escoamento bifásico de água e óleo, utilizando técnicas de ondas eletromagnéticas na faixa de frequência de 300 MHz e o princípio de cavidade ressonante eletromagnética (tema de mestrado desenvolvido por Eduardo Scussiato [116]). O sensor deve ser capaz de identificar a fração de água presente na mistura de líquidos (água-óleo) fluindo em um duto, de maneira não intrusiva, ou seja, não interferir no fluxo com antenas ou partes móveis.

Este trabalho está concentrado nas seguintes contribuições ao desenvolvimento do sistema de medição multifásico:

1. Modelagem Fenomenológica do sistema para então se desenvolver um protótipo laboratorial:
  - Idealização da configuração do sistema;
  - Modelagem matemática do sistema e especificação dos instrumentos de medição e controle;
  - simulação e avaliação do modelo.
2. Análise computacional e experimental do fenômeno de separação gás-líquido em dutos helicoidais:
  - especificação dos parâmetros geométricos e modelagem em CAD;
  - geração e teste de malha computacional;
  - validação do modelo empregado para as simulações;
  - simulação no Pacote CFD ANSYS-CFX;
  - análise da influência dos parâmetros geométricos na segregação da fase gasosa;
  - análise da influência dos parâmetros operacionais na segregação da fase gasosa;
  - projeto e construção do protótipo laboratorial (duto helicoidal mais seções para visualização do escoamento);
  - instalação do protótipo na UEEM e realização dos experimentos.

## 1.5 Estrutura do Trabalho

Na sequência à presente introdução, o capítulo 2 apresenta a configuração, modelagem matemática do tanque (2, 1.11), planejamento de

estratégias de controle e simulação no ambiente Simulink (Matlab). No capítulo 3, são apresentados os principais aspectos da modelagem computacional aplicada à escoamentos multifásicos e a descrição de cada etapa que constituem a implementação do modelo numérico no pacote de simulação fluidodinâmica ANSYS-CFX. Em seguida, no capítulo 4, são analisados os resultados obtidos a partir das simulações realizadas. No capítulo 5, são fornecidas informações detalhadas sobre o aparato e procedimento adotado para a realização dos experimentos laboratoriais e os resultados obtidos experimentalmente. Finalmente, no capítulo 6, recapitulam-se os principais aspectos e contribuições deste trabalho, buscando-se também formar diretrizes para trabalhos futuros. No anexo A, é feito um levantamento teórico das principais características de escoamentos em dutos curvados.

## Capítulo 2

# Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

Este capítulo tem por finalidade apresentar a modelagem do tanque de separação parcial do sistema de medição multifásica. A metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo é a mesma adotada em [84] e tem como objetivo desenvolver um modelo com características, geralmente desprezadas em outras metodologias, que o aproxime melhor da realidade. Deixa-se claro que os controladores aqui desenvolvidos são unicamente para avaliar o comportamento do modelo em malha fechada, portanto não foram aplicadas técnicas avançadas de projeto de controladores. Decidiu-se realizar o projeto dos controladores pelo método do lugar das raízes, conseguindo-se, assim, rapidamente os valores dos parâmetros necessários para se avaliar o modelo desenvolvido.

### 2.1 Introdução

Como já foi esclarecido no capítulo anterior, nesta pesquisa se propõe contribuir para o desenvolvimento de um sistema de medição multifásica com estágio de separação parcial. Mais precisamente, este sistema visa substituir os separadores gravitacionais de primeiro estágio (Figura 1.10, capítulo 1), realizando tanto a separação parcial gás-líquido quando a medição das vazões de cada fase que constitui o escoamento (água, óleo e gás) advindo do *manifold* de produção.

Desta maneira, como entradas do sistema, tem-se a vazão volumétrica de líquido (água e óleo) e a vazão mássica de gás, aqui denominadas de  $Q_{eL}$  e  $q_{eG}$ , respectivamente. Como a separação gás-líquido se dá principalmente pela ação da força centrífuga sobre o escoamento quando este percorre a seção do duto curvado e também pela ação da força da gravidade quando os fluidos já se encontram no tanque, tem-se, portanto duas saídas: uma para o gás e outra para o escoamento bifásico água-óleo. Estas saídas são então caracterizadas pela vazão de seus respectivos fluidos ( $Q_{sL}$  para o líquido e  $q_{sG}$  para o gás). Como a capacidade de armazenamento do tanque, em questão, é baixa em relação aos separadores gravitacionais normalmente utilizados, não se espera que a força da gravidade exerça um papel importante no processo de separação.

Assim como nos separadores de 1° estágio, no sistema aqui proposto também há a necessidade de se controlar o nível da interface gás-líquido e a pressão interna no tanque. Estas variáveis são aqui representadas por  $h$  e  $P$ , respectivamente.

Existem diversas abordagens (clássicas e avançadas) para se tratar o problema do controle de nível e de pressão em separadores. A maioria dos autores tratam o problema de maneira desacoplada, ou seja adotando-se diferentes abordagens para o controle de nível e de pressão.

Segundo Nunes et al., o separador de produção é um dos equipamentos mais perturbados por instabilidades no escoamento dos fluidos advindos dos poços de produção de petróleo. Nos sistemas *offshore* esta situação é agravada pelo fato do escoamento possuir amplitudes de oscilação ainda maiores que aquelas verificadas em sistemas *onshore*. Neste cenário, os separadores, além de promoverem a separação das fases (água, óleo e gás), desempenham o objetivo de amortecer oscilações de produção. Por outro lado, as restrições de carga e espaço em unidades *offshore* promovem o uso de equipamentos compactos, o que os torna mais sensíveis às oscilações da produção [88].

Desta forma, na próxima seção é desenvolvido um modelo dinâmico do tanque separador. Os controladores para as malhas de nível e pressão são projetados com base neste modelo.

## 2.2 Modelagem Dinâmica

O objetivo desta modelagem é desenvolver um modelo simples, mas que represente bem a dinâmica do sistema, relacionando as variáveis manipuladas (VMs) e as variáveis de perturbação (VPs) com as

variáveis controladas (VCs).

A Figura 2.1 representa o sistema em questão e suas respectivas variáveis manipuladas, controladas e de perturbação. Como pode-se notar,  $u_L$  e  $u_G$  representam a abertura da válvula de saída de líquido e da válvula de saída de gás, respectivamente. As variáveis  $h$  e  $P$  representam o nível da interfase gás-líquido e a pressão interna do tanque, respectivamente.  $Q_{sL}$  e  $q_{sG}$  representam a vazão volumétrica de líquido e a vazão mássica de gás imposta na saída de líquido e de gás, respectivamente. A vazão volumétrica de alimentação de líquido ( $Q_{eL}$ ) e a vazão mássica de alimentação de gás ( $q_{eG}$ ) são aqui tratadas como as principais variáveis de perturbação do sistema. Por fim,  $P_l$  e  $P_g$  representam a pressão a jusante da válvula de líquido e de gás, respectivamente. Estas também podem ser consideradas como variáveis de perturbação, no entanto aqui considera-se que seus valores são constantes.

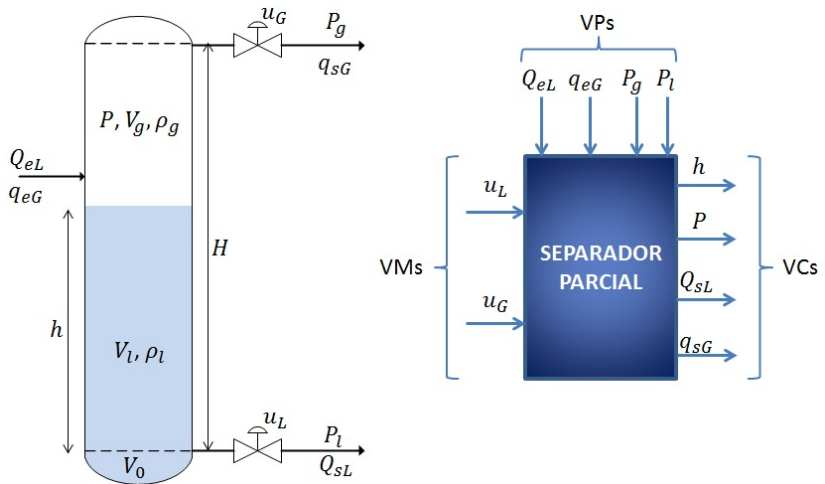


Figura 2.1: Representação do sistema.

### 2.2.1 Modelo Fenomenológico

O modelo matemático apresentado foi desenvolvido com base no modelo proposto por Wang [128] e Nunes et al. [88] aplicado à metodologia proposta por Cannon [12] e Garcia [84]. Considera-se, primeiramente, que o tempo de atraso nas linhas de descarga de gás e de líquido é igual a zero; e que a temperatura ( $T$ ) no tanque, o fator de

## 32 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

compressibilidade do gás ( $Z$ ), a densidade do líquido ( $\rho_l$ ) e as pressões externas ( $P_g$  e  $P_l$ ) são constantes.

### Balço de Massa da Fase Líquida

A taxa de variação do volume de líquido ( $V_l$ ) é dada, considerando-se a densidade constante (fluido incompressível), pela diferença entre a vazão de entrada ( $Q_{eL}$ ) e a vazão de saída de líquido ( $Q_{sL}$ ), ou seja

$$\frac{dV_l}{dt} = Q_{eL} - Q_{sL} \quad (2.1)$$

Como

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{A} \frac{dV_l}{dt} \quad (2.2)$$

e

$$V_l = V_0 + hA \quad (2.3)$$

tem-se

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{A} (Q_{eL} - Q_{sL}) \quad (2.4)$$

sendo

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \quad (2.5)$$

em que  $D$  representa o diâmetro do tanque e  $V_0 = \pi D^3/12$  representa o volume de líquido contido na calota inferior do tanque.

### Balço de Massa da Fase Gasosa

Para a fase gasosa, partindo-se da equação de conservação de massa, tem-se:

$$\frac{dM_g}{dt} = (q_{eG} - q_{sG}). \quad (2.6)$$

Como

$$M_g = V_g \rho_g \quad (2.7)$$

tem-se

$$\frac{dM_g}{dt} = \frac{dV_g}{dt} \rho_g + \frac{d\rho_g}{dt} V_g \quad (2.8)$$

sendo

$$V_g = V - V_l = V - V_0 - Ah \quad (2.9)$$

e

$$\rho_g = P \frac{M}{ZRT} \quad (2.10)$$

em que  $V$  representa o volume total do tanque,  $V_g$  representa o volume de gás no tanque,  $\rho_g$  representa a densidade da fase gasosa,  $R$  representa a constante universal dos gases,  $T$  representa a temperatura do gás,  $Z$  representa a constante de compressibilidade do gás e  $M$ , a massa molar do gás.

Derivando as Equações 2.9 e 2.10 e substituindo-as na Equação 2.8, tem-se

$$\frac{dM_g}{dt} = \frac{M}{ZRT} \frac{dP}{dt} (V - V_0 - Ah) - A \frac{dh}{dt} P \frac{M}{ZRT} = (q_{eG} - q_{sG}). \quad (2.11)$$

Rearranjando a Equação 2.11 e substituindo-se  $dh/dt$ , desta vez considerando-se vazão mássica, tem-se

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{V_g} \left( \frac{P}{\rho_l} (q_{eL} - q_{sL}) + \frac{ZRT}{M} (q_{eG} - q_{sG}) \right). \quad (2.12)$$

### Equações das Válvulas

A vazão de saída para o fluxo de líquido e de gás, em relação à abertura, é dada, respectivamente, por

$$Q_{sL} = K_{vL} C_{vL} u_L \sqrt{P + \rho_l g h - P_l} \quad (2.13)$$

$$q_{sG} = K_{vG} C_{vG} u_G \sqrt{\frac{PM}{ZRT} (P - P_g)} \quad (2.14)$$

em que  $C_{vL}$  e  $C_{vG}$  representam os coeficientes de vazão das válvulas de controle de líquido e de gás, respectivamente.  $K_{vL}$  e  $K_{vG}$  representam as constantes numéricas associadas ao sistema de unidades utilizado e  $g$ , a aceleração da gravidade.

As equações 2.13 e 2.14 não provêm de nenhum princípio básico da

## 34 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

física, mas foram obtidas experimentalmente, sendo portanto equações constitutivas; o coeficiente de vazão é uma característica da válvula, sendo fornecido pelo fabricante da mesma.

### Modelo do sistema

Com base nos itens anteriores, tem-se as seguintes equações de movimento do sistema

$$\frac{dh}{dt} = f_1(h, P) = \frac{1}{A} \left( Q_{eL} - K_{vL} C_{vL} u_L \sqrt{P + \rho_l g h - P_l} \right) \quad (2.15)$$

$$\frac{dP}{dt} = f_2(h, P) = \frac{P}{\rho_l V_g} \left( q_{eL} - K_{vL} C_{vL} u_L \sqrt{P + \rho_l g h - P_l} \right) + \frac{ZRT}{MV_g} \left( q_{eG} - K_{vG} C_{vG} u_G \sqrt{\frac{PM}{ZRT} (P - P_g)} \right). \quad (2.16)$$

onde:

- $u_L$  e  $u_G$  representam a porcentagem de abertura (sinal de controle) das válvulas de líquido e de gás, respectivamente;
- os estados do sistema são o nível do tanque  $h(t)$  e a pressão absoluta do tanque  $P(t)$ ;
- as perturbações de carga são  $q_{eG}$ ,  $Q_{eL}$ ,  $V_l$ ,  $P_g$ ,  $P_l$ ;
- consideram-se como parâmetros do sistema:  $C_{vL}$ ,  $C_{vG}$ ,  $K_{vL}$ ,  $K_{vG}$ ,  $\rho_l$ ,  $D$ ,  $Z$ ,  $R$ ,  $T$ ,  $M_g$ ,  $M$ ;
- outras variáveis:  $V_l$ ,  $V_g$  e  $\rho_g$ .

### 2.2.2 Linearização do Modelo

O modelo do tanque proposto neste trabalho possui duas equações diferenciais, uma referente à taxa de variação do nível de líquido e outra



referente à taxa de variação de pressão exercida pelo gás dentro do tanque.

Considerando-se  $\dot{h} = \dot{P} = 0$ , tem-se os seguintes pontos de equilíbrio do sistema:

$$\bar{h}_1 = -\frac{1}{2g\rho_l} \left( P_g - 2P_l - \frac{2Q_{eL}^2}{C_{vL}^2 K_{vL}^2 u_L^2} \right) - \frac{1}{2g\rho_l} \left( \frac{\sqrt{C_{vG}^2 K_{vG}^2 M P_g^2 u_G^2 + 4q_{eG}^2 RTZ}}{C_{vG} K_{vG} \sqrt{M} u_G} \right) \quad (2.17)$$

$$\bar{P}_1 = \frac{1}{2} \left( P_g + \frac{\sqrt{C_{vG}^2 K_{vG}^2 M P_g^2 u_G^2 + 4q_{eG}^2 RTZ}}{C_{vG} K_{vG} \sqrt{M} u_G} \right) \quad (2.18)$$

$$\bar{h}_2 = \frac{1}{2g\rho_l} \left( -P_g + 2P_l + \frac{2Q_{eL}^2}{C_{vL}^2 K_{vL}^2 u_L^2} \right) + \frac{1}{2g\rho_l} \left( \frac{\sqrt{C_{vG}^2 K_{vG}^2 M P_g^2 u_G^2 + 4q_{eG}^2 RTZ}}{C_{vG} K_{vG} \sqrt{M} u_G} \right) \quad (2.19)$$

$$\bar{P}_2 = \frac{1}{2} \left( P_g - \frac{\sqrt{C_{vG}^2 K_{vG}^2 M P_g^2 u_G^2 + 4q_{eG}^2 RTZ}}{C_{vG} K_{vG} \sqrt{M} u_G} \right) \quad (2.20)$$

A fim de simplificar a notação e facilitar a leitura do trabalho, define-se que  $\bar{x}$  é o valor da variável  $x$  no estado estacionário e  $\Delta x = x - \bar{x}$  é o desvio da variável  $x$  em relação ao seu ponto estacionário, ou seja,  $\Delta x$  é uma variável desvio. Adotando-se a representação por variáveis de estado e os equilíbrios  $\bar{h}_1$ ,  $\bar{P}_1$ ,  $\bar{u}_L$  e  $\bar{u}_G$  tem-se

$$\begin{aligned} \dot{X} &= Ax + Bu + Ew \\ Y &= Cx \end{aligned} \quad (2.21)$$

sendo

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial h} & \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial P} \\ \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial h} & \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial P} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial u_L} & \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial u_G} \\ \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial u_L} & \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial u_G} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial Q_{eL}} & \frac{\partial f_1(h,P)}{\partial Q_{eG}} \\ \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial Q_{eL}} & \frac{\partial f_2(h,P)}{\partial Q_{eG}} \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{h} \\ \dot{P} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$$x = \begin{bmatrix} \Delta h \\ \Delta P \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

$$u = \begin{bmatrix} \Delta u_L \\ \Delta u_G \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$w = \begin{bmatrix} \Delta Q_{eL} \\ \Delta Q_{eG} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

As expressões matemáticas para a determinação tanto dos pontos de equilíbrio quando das matrizes  $A$ ,  $B$  e  $E$  (calculadas nos pontos de equilíbrio  $\bar{h}_1$  e  $\bar{P}_1$ ) foram obtidas utilizando um software de matemática simbólica e, devido à complexidade destas destas expressões, decidiu-se não incluí-las no texto. Os pontos de equilíbrio  $h_1$  e  $P_1$  foram escolhidos para realizar a linearização uma vez que estes apresentam sentido físico, ou seja, ao se aumentar a vazão de entrada de líquido (mantendo-se constante a vazão de entrada do gás) conseqüentemente o nível aumentará e a pressão no interior do tanque também aumentará devido a diminuição do volume de gás no tanque; em contra partida, aumentando-se a vazão de entrada de gás (desta vez, mantendo-se constante a vazão de entrada de líquido) a pressão aumentará e o nível terá seu valor reduzido.

### 2.2.3 Análise do Comportamento do Sistema

#### Determinação da Faixa e do Ponto de Operação

Considerando-se as características físicas do sistema (adotadas aqui, visando a construção de um protótipo laboratorial), Tabela 2.1, e objetivando-se controlar o nível e a pressão decidiu-se considerar a seguinte faixa de operação do sistema:

$$h \in [0,6 \text{ m a } 0,9 \text{ m}] \quad (2.30)$$

$$P \in [16 \text{ psi a } 24 \text{ psi}] \quad (2.31)$$

Outro ponto importante para a escolha desta faixa de operação é evitar, desta forma, o surgimento dos fenômenos de *gás carry-under* e *liquid carry-over*. Quanto aos valores de operação escolhidos para as variáveis, estes podem ser observados na Tabela 2.2. Para o desenvolvimento do modelo a unidade adotada para a pressão é Pascal ( $Pa$ ), no entanto para realizar as simulações preferiu-se trabalhar com a unidade  $psi$ . Para o líquido, adotou-se uma densidade caracterizada por uma mistura água-óleo; e para o gás, buscou-se caracterizá-lo de acordo com as propriedades do gás natural. O valor estipulado para a vazão de líquido é a soma das vazões de água e de óleo, consideradas aqui como iguais (aproximadamente  $Q_a = Q_o = 1,3 \text{ m}^3/h$ ).

**Tabela 2.1:** Parâmetros do Sistema.

Parâmetro	Valor
Diâmetro, $D$ [m]	0,6
Área da Seção, $A$ [m <sup>2</sup> ]	0,2826
Altura do Tanque, $H$ [m]	1,5
Volume do Tanque, $V$ [m <sup>3</sup> ]	0,4239
Diâmetro da Entrada, $D_e$ [in]	3
Diâmetro da Saída de Gás, $D_{sG}$ [in]	1
Diâmetro da Saída de Líquido, $D_{sL}$ [in]	3
Cv da Válvula de Saída de Líquido, $C_{vL}$	40
Cv da Válvula de Saída de Gás, $C_{vG}$	5
Kv da Válvula de Saída de Líquido, $K_{vL}$	$2,4543 \times 10^{-4}$
Kv da Válvula de Saída de Gás, $K_{vG}$	$6,1668 \times 10^{-4}$

## 38 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

**Tabela 2.2:** Valores Escolhidos para as Variáveis no Ponto de Operação.

Variável	Valor
Vazão de Entrada de Líquido, $\overline{Q_{eL}}$ [ $m^3/h$ ]	2,5694
Vazão de Entrada de Gás, $\overline{q_{eG}}$ [ $kg/s$ ]	0,1460
Vazão de Saída de Líquido, $\overline{Q_{sL}}$ [ $m^3/h$ ]	2,5694
Vazão de Saída de Gás, $\overline{q_{sG}}$ [ $kg/s$ ]	0,1460
Pressão, $\overline{P}$ [ $psi$ ] ( $Pa$ )	20 (137895)
Nível, $\overline{h}$ [ $m$ ]	0,75
Volume de Líquido, $\overline{V_l}$ [ $m^3$ ]	0,2120
Volume de Gás, $\overline{V_g}$ [ $m^3$ ]	0,2120
Abertura da Válvula de Líquido, $\overline{u_L}$	0,5
Abertura da Válvula de Gás, $\overline{u_G}$	0,5
Pressão a jusante da Válvula de Líquido, $\overline{P_l}$ [ $psi$ ]( $Pa$ )	14,7 (101325)
Pressão a jusante da Válvula de Gás, $\overline{P_g}$ [ $psi$ ]( $Pa$ )	14,7 (101325)
Densidade do Líquido, $\rho_l$ [ $kg/m^3$ ]	925
Constante de Compressibilidade do Gás, $Z$	1
Constante Universal dos Gases, $R$	8,32
Temperatura do Gás, $T$ [ $K$ ]	300
Massa Molar do Gás, $M$ [ $kg/mol$ ]	0,028

### Comportamento Dinâmico do Sistema

Para a análise do comportamento do sistema, implementou-se tanto o modelo não-linear quanto o modelo linearizado desenvolvidos anteriormente. Utilizou-se, portanto, o software Matlab-Simulink para se implementar os modelos.

Para o modelo linearizado, considerando-se as características físicas do sistema e os valores das variáveis no ponto de operação do sistema, tem-se as seguintes matrizes que compõem o modelo na representação por variáveis de estado:

$$A = \begin{bmatrix} -0,950006 & -0,000104693 \\ -257,717 & -1,47628 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$B = \begin{bmatrix} -18,1748 & 0 \\ -4930,45 & -167498 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$E = \begin{bmatrix} 3,5678 & 0 \\ 959,456 & 573622 \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

O sistema pode então ser reescrito da seguinte maneira

$$\dot{h} = -0,950006\Delta h - 0,000104693\Delta P - 18,1748\Delta u_L + 3,5678\Delta Q_{eL} \quad (2.36)$$

$$\dot{P} = -257,717\Delta h - 1,47628\Delta P - 4930,45\Delta u_L - 167498\Delta u_G + 959,456\Delta Q_{eL} + 573622\Delta q_{eG} \quad (2.37)$$

podendo-se, desta forma, perceber claramente o acoplamento entre o nível e a pressão.

A partir das matrizes  $A$ ,  $B$ ,  $E$  e  $C$  pode-se determinar funções de transferência entre as saídas, entradas de controle e perturbações do sistema, adotando-se a seguinte expressão matricial

$$Y(s) = C(sI - A)^{-1}BU(s) + C(sI - A)^{-1}EW(s). \quad (2.38)$$

Nível para a Vazão de Entrada de Líquido:

$$\frac{\Delta h}{\Delta Q_{eL}} = \frac{3,53678s + 5,12083}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.39)$$

Nível para a Vazão de Entrada de Gás:

$$\frac{\Delta h}{\Delta q_{eG}} = \frac{-60,054}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.40)$$

Nível para a abertura da válvula de saída de Líquido:

$$\frac{\Delta h}{\Delta u_L} = \frac{-18,1748s - 26,3149}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.41)$$

Nível para a abertura da válvula de saída de Gás:

$$\frac{\Delta h}{\Delta u_G} = \frac{17,5358}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.42)$$

## 40 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

Pressão para a Vazão de Entrada de Líquido:

$$\frac{\Delta P}{\Delta Q_{eL}} = \frac{959,456s + 3,63798 \times 10^{-12}}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.43)$$

Pressão para a Vazão de Entrada de Gás:

$$\frac{\Delta P}{\Delta q_{eG}} = \frac{573622s + 544945}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.44)$$

Pressão para a Abertura da Válvula de Saída de Líquido:

$$\frac{\Delta P}{\Delta u_L} = \frac{-4930,45s - 2,72848 \times 10^{-11}}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.45)$$

Pressão a Abertura da Válvula de Saída de Gás:

$$\frac{\Delta P}{\Delta u_G} = \frac{-167498s - 159124}{s^2 + 2,42629s + 1,3755} \quad (2.46)$$

Desta maneira, pôde-se simular o sistema em malha aberta (MA) de forma a conhecer algumas características importantes, como tempo de estabilização de MA e acoplamento entre as saídas.

Para tanto, aplicaram-se degraus nas entradas controladas ( $u_L$  e  $u_G$ ) e nas entradas não controladas ( $Q_{eL}$  e  $q_{eG}$ ), sendo estas consideradas perturbações no sistema.

Nas Figuras 2.2 e 2.3, observa-se a resposta do sistema (não linear e linearizado) para degraus positivos de 2 % (de 50 para 52% de abertura) da abertura total das válvulas de líquido ( $t = 10$  s) e de gás ( $t = 30$  s); e de 5% das vazões de entrada  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s). Nota-se que com uma abertura de apenas 2% da válvula de líquido (mantendo-se a abertura da válvula de gás e as vazões de alimentação em seus respectivos pontos de operação), o nível diminuiu aproximadamente 0,36 m e ocasionou uma pequena mudança na pressão, sendo que esta retorna para o seu ponto de operação uma vez que o nível encontra outro ponto de equilíbrio. Para um degrau de mesma amplitude mas desta vez na válvula de saída de gás, percebe-se um aumento do nível (de 0,75 para 1 m, aproximadamente) e, claro, a diminuição da pressão e estabilização desta em 19,65 psi.

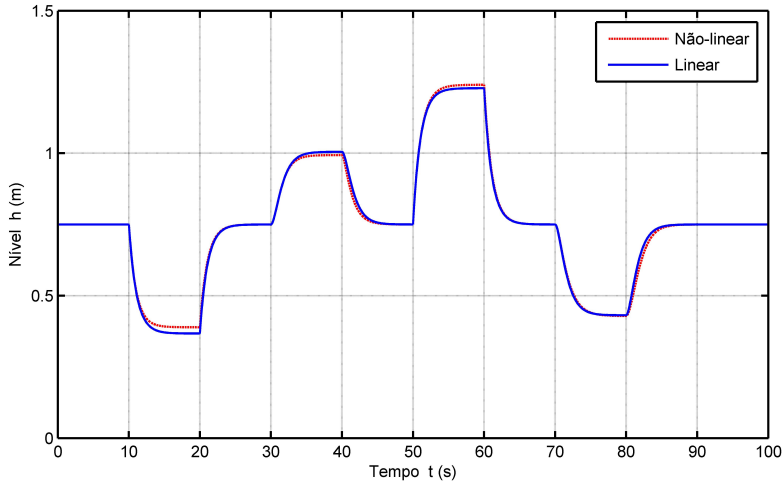
Ao aumentar-se a vazão de entrada de líquido, nota-se, como esperado, um aumento do nível (de 0,75 para 1,25 m) e, mais uma vez,

uma leve alteração na pressão. No caso do aumento da vazão de entrada de gás, percebe-se o aumento da pressão (de 20 para 20,46 *psi*) e, conseqüentemente, a diminuição do nível de 0,75 para 0,43 *m*.

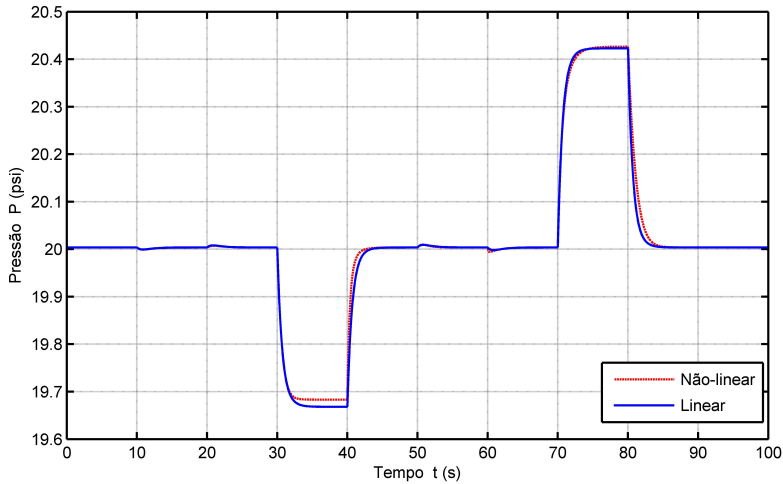
Nas Figuras 2.4 e 2.5, observa-se a resposta do sistema (não linear e linearizado) para degraus negativos de 2 % (de 50 para 48% de abertura) da abertura total das válvulas de líquido ( $t = 10$  s) e de gás ( $t = 30$  s); e de 5% das vazões de entrada  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s). Quanto ao acoplamento, a resposta se mostrou muito parecida com aquela encontrada para a aplicação de degraus positivos, ou seja, o nível sofre considerável influência quando variada a pressão no entanto pouco afeta esta quando se varia as variáveis diretamente relacionadas ao nível ( $u_L$  e  $q_{eL}$ ).

Os novos pontos de equilíbrio para o nível foram 1,15 *m* (degrau em  $u_L$ ), 0,48 *m* (degrau em  $u_G$ ), 0,26 *m* (degrau em  $Q_{eL}$ ) e 1 *m* (degrau em  $q_{eG}$ ). A pressão sofreu baixíssimas variações para os degraus em  $u_L$  e  $Q_{eL}$ ; para os degraus em  $u_G$  e  $q_{eG}$ , estabeleceu-se novos pontos de equilíbrio em 20,36 e 15,58 *psi*, respectivamente.

## 42 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

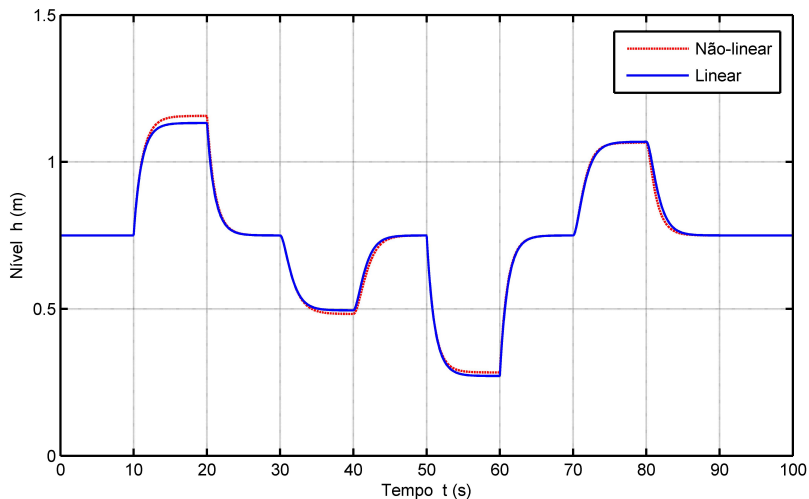


**Figura 2.2:** Resposta do sistema em malha aberta (nível) para degraus positivos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s); e nas vazões de alimentação  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s).

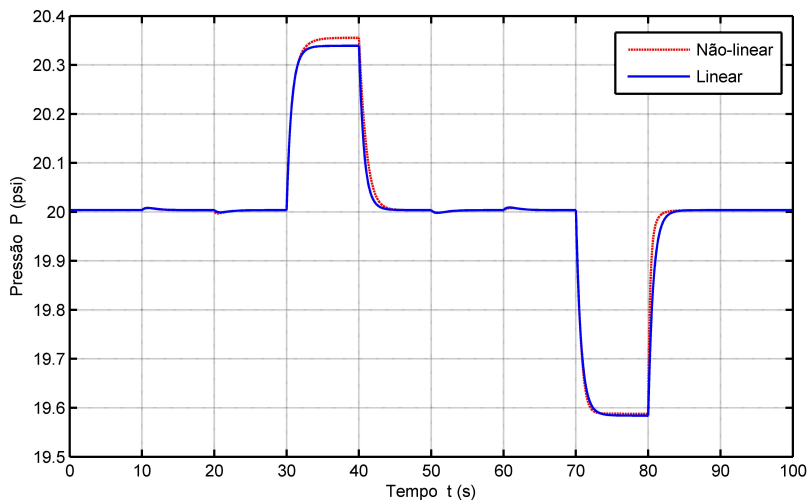


**Figura 2.3:** Resposta do sistema em malha aberta (pressão) para degraus positivos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s); e nas vazões de alimentação  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s).





**Figura 2.4:** Resposta do sistema em malha aberta (nível) para degraus negativos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s); e nas vazões de alimentação  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s).



**Figura 2.5:** Resposta do sistema em malha aberta (pressão) para degraus negativos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s); e nas vazões de alimentação  $Q_{eL}$  ( $t = 50$  s) e  $q_{eG}$  ( $t = 70$  s).

### 2.3 Sistema de Controle

#### 2.3.1 Objetivos de Controle

Os objetivos de controle são:

- Controlar o nível de líquido no tanque;
- Controlar a pressão interna do tanque;
- Rejeitar perturbações de carga: aumento, diminuição ou oscilações da vazão de entrada de líquido e de gás;
- Operar com mínima perda de carga para o sistema.

#### 2.3.2 Restrições de Controle

As restrições de controle estão relacionadas com os valores máximo e mínimo do sinal enviado desde os controladores aos seus respectivos atuadores e aos limites das variáveis controladas (pressão e nível). Ou seja:

$$0 \leq u_L \leq 1 \quad (2.47)$$

$$0 \leq u_G \leq 1 \quad (2.48)$$

$$10 \leq P \leq 30 \text{ psi} \quad (2.49)$$

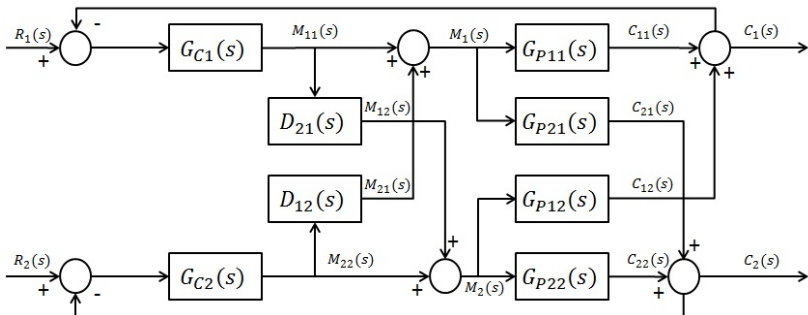
$$0,2 \leq h \leq 1,2 \text{ m} \quad (2.50)$$

#### 2.3.3 Desacoplamento do Sistema

Um sistema linear multivariável pode ser analisado como sendo uma interconexão de vários subsistemas de menor dimensão, e em alguns casos como um conjunto de sistemas monovariáveis. Quando o sistema é acoplado, existe uma interdependência entre as relações de entrada e saída que impede que seja feito um estudo independente para cada subsistema [100].

No entanto, existem diversas técnicas de desacoplamento que podem ser implementadas para reduzir (ou eliminar) a interação entre as malhas e então analisá-las separadamente, possibilitando, portanto, o projeto de controladores para cada malha de forma independente.

Os desacopladores são projetados considerando-se que uma malha é uma perturbação de carga para a outra, Figura 2.6. No desenvolvimento a seguir,  $M_1(s)$  e  $M_2(s)$  são as variáveis manipuladas das malhas 1 e 2, respectivamente.



**Figura 2.6:** Desacopladores de malhas para sistema 2 X 2.

O desacoplador  $D_{21}(s)$  é projetado para cancelar  $C_{21}(s)$  (ou seja, interação  $M_1(s) - C_2(s)$ ) de tal forma que para  $R_2(s) = 0$ ,  $C_2(s)$  permanecerá inalterado ( $C_2(s) = 0$ ,  $M_{22}(s) = 0$ ):

$$M_2(s) = M_{12}(s) \text{ e } M_{12}(s) = D_{21}(s)M_{11}(s). \quad (2.51)$$

Logo

$$C_2(s) = 0 = G_{P21}(s)M_1(s) + G_{P22}(s)M_2(s). \quad (2.52)$$

Como  $M_2(s) = M_{12}(s) = D_{21}(s)M_{11}(s)$ , tem-se

$$G_{P21}(s)M_{11}(s) + G_{P22}(s)D_{21}(s)M_{11}(s) = 0 \quad (2.53)$$

e, portanto

$$D_{21}(s) = -\frac{G_{P21}(s)}{G_{P22}(s)}. \quad (2.54)$$

O desacoplador  $D_{12}(s)$  é projetado para cancelar  $C_{12}(s)$  (ou seja, interação  $M_2(s) - C_1(s)$ ) tal que para  $R_1(s) = 0$ ,  $C_1(s) = 0$  (ou seja,  $M_{11}(s) = 0$ ). Logo

$$G_{P12}(s)M_{22}(s) + G_{P11}(s)D_{12}(s)M_{22}(s) = 0 \quad (2.55)$$

e, portanto

## 46 2. Modelagem e Controle do Tanque de Separação Parcial

$$D_{12}(s) = -\frac{G_{P12}(s)}{G_{P11}(s)}. \quad (2.56)$$

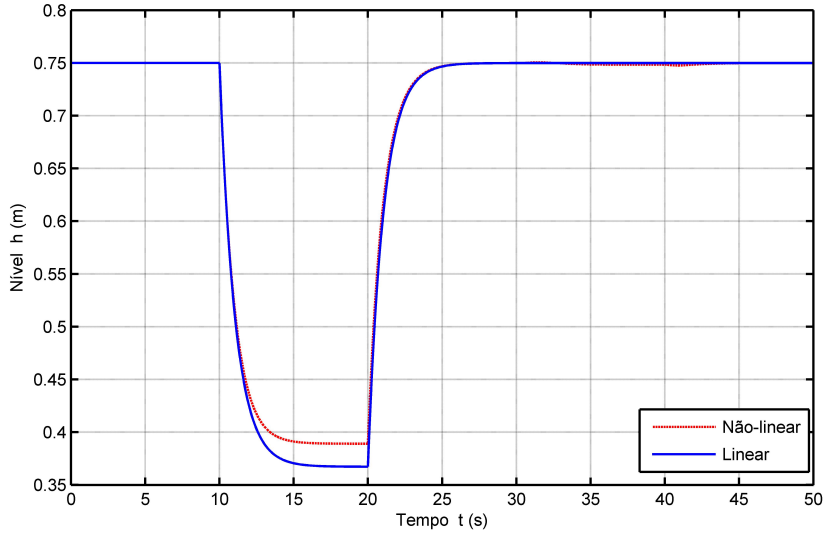
Adotando-se a metodologia apresentada acima, os desacopladores são dados pelas seguintes funções de transferência:

$$D_{12}(s) = \frac{17,54s^2 + 42,55s + 24,12}{18,17s^3 + 70,41s^2 + 88,85s + 36,2} \quad (2.57)$$

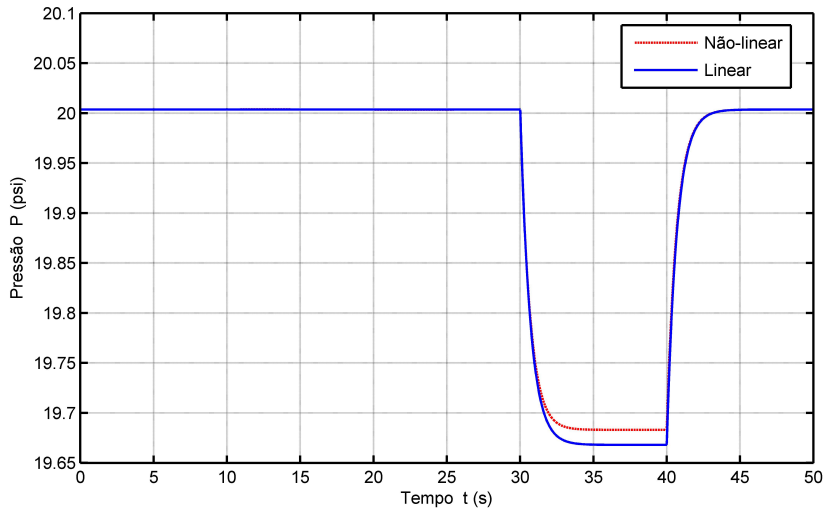
e

$$D_{21}(s) = \frac{-4930s^3 - 1,196 \times 10^4 s^2 - 6782s - 3,753 \times 10^{-11}}{167498s^3 + 5,655 \times 10^5 s^2 + 6,165 \times 10^5 s + 2,189 \times 10^5}. \quad (2.58)$$

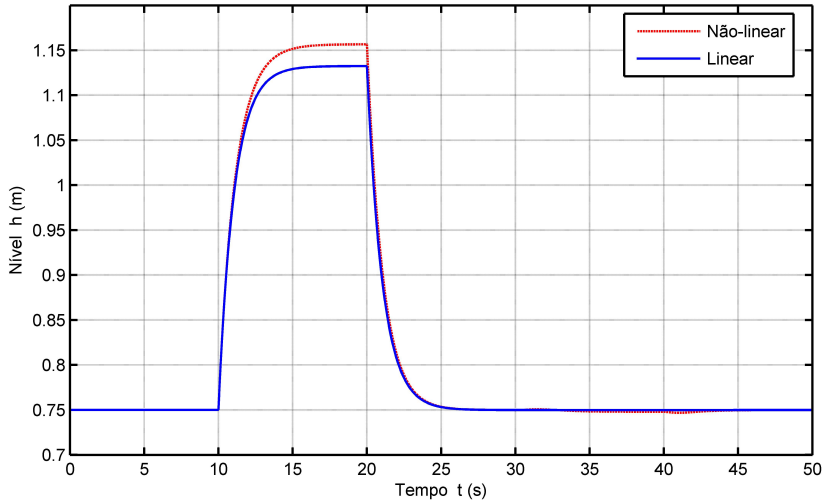
Nas Figuras 2.7, 2.8, 2.9, e 2.10 observa-se o comportamento do sistema (não linear e linearizado) para degraus negativos de 2 % (de 50 para 48% de abertura) da abertura total das válvulas de líquido ( $t = 10$  s) e de gás ( $t = 30$  s). Observa, claramente, o efeito dos desacopladores que mantêm as malhas de nível e de pressão independentes em relação às variáveis manipuladas  $u_L$  e  $u_G$ .



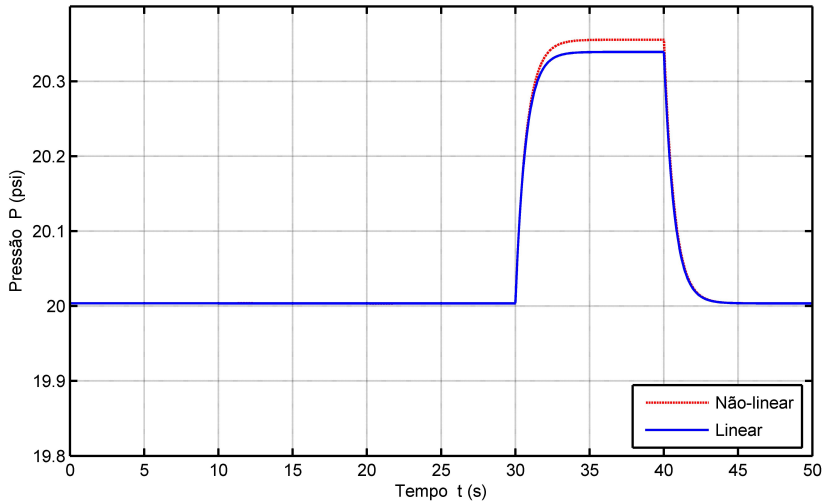
**Figura 2.7:** Resposta do sistema em malha aberta (nível) com desacopladores para degraus positivos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s).



**Figura 2.8:** Resposta do sistema em malha aberta (pressão) com desacopladores para degraus positivos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s).



**Figura 2.9:** Resposta do sistema em malha aberta (nível) com desacopladores para degraus negativos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s).



**Figura 2.10:** Resposta do sistema em malha aberta (pressão) com desacopladores para degraus negativos nas aberturas das válvulas  $u_L$  ( $t = 10$  s),  $u_G$  ( $t = 30$  s).

### 2.3.4 Determinação da Região de Alocação dos Pólos de MF

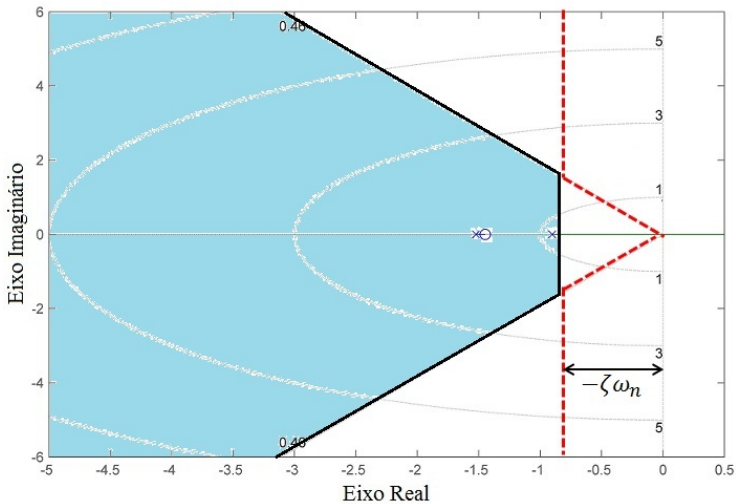
Uma vez desacopladas as malhas do sistema, o problema de alocação dos pólos de malha fechada pode ser tratado separadamente. Como ambas as malhas apresentaram tempos de acomodação ( $t_r(5\%)$ ) praticamente iguais, em torno de  $7s$ , a região determinada para o alocação dos pólos será a mesma.

Como o objetivo é obter uma dinâmica de malha fechada de aproximadamente 2 vezes mais rápida que a dinâmica de MA e com ultrapassagem ( $S_o$ ) inferior a 20%, tem-se que

$$t_r(5\%) = \frac{3}{\zeta\omega_n} = 3,5 \text{ s} \quad (2.59)$$

$$S_o(20\%) = e^{-\pi\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}} = 0,2. \quad (2.60)$$

Desta forma, tem-se que  $\zeta\omega_n < 0,86$  e  $\zeta > 0,46$ . Ou seja os pólos de malha fechada devem ser alocados na região destaca na Figura 2.11 para o projeto do controlador de nível e na Figura 2.12 de pressão.



**Figura 2.11:** Lugar das raízes para a malha de nível não compensada.

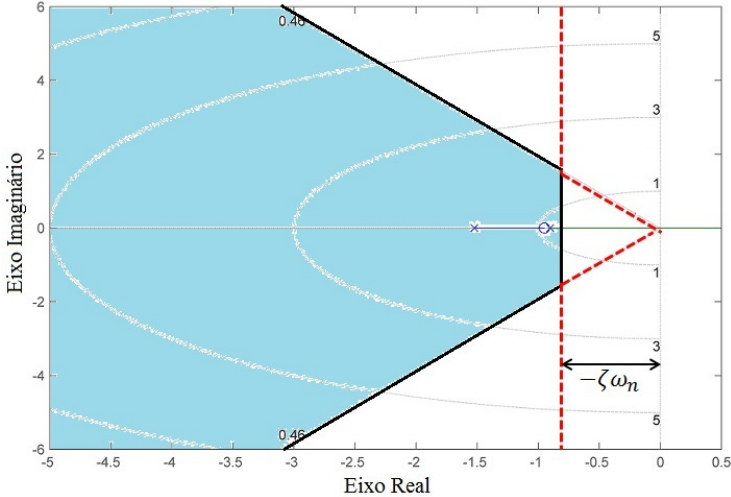


Figura 2.12: Lugar das raízes para a malha de pressão não compensada.

### 2.3.5 Projeto dos Controladores

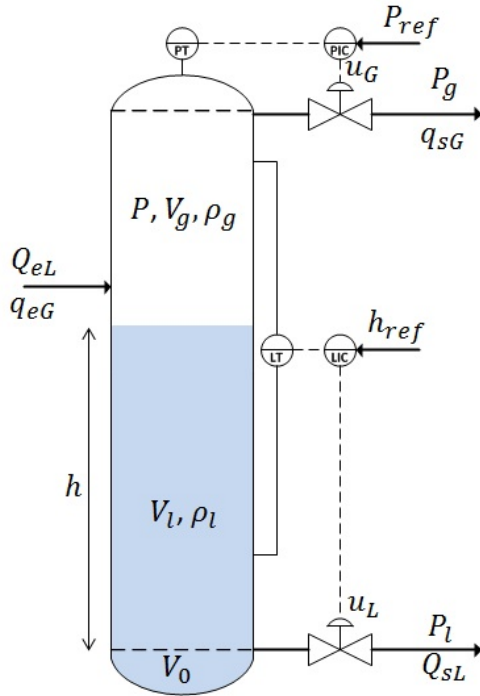
Com a inclusão dos desacopladores projetados, o sistema multi-variável pode ser tratado como um conjunto de subsistemas monovariáveis desacoplados, logo pode ser projetado um controlador monovariável para cada uma das malhas do processo. Estes controladores permitem então que os pólos de MF destas malhas sejam alocados na região do plano complexo, determinada na seção anterior, garantindo assim as características de desempenho para as respostas.

Na estratégia aqui proposta, Figura 2.13, faz-se uso de duas válvulas de controle: uma para o controle do nível de líquido (*VCL*) e outra para o controle da pressão interna do tanque (*VCG*). O controlador escolhido para ambas as malhas é do tipo PI com a seguinte forma

$$C_{PI} = K_P \left( 1 + \frac{1}{T_I s} \right) = K_P \left( 1 + \frac{K_I}{s} \right) \quad (2.61)$$

Os ganhos para o controlador de Nível e de Pressão, Tabela 2.3, foram então determinados utilizando esta metodologia e com o auxílio do simulador Matlab/Simulink.





**Figura 2.13:** Estratégia proposta para o controle de nível e de pressão no tanque.

**Tabela 2.3:** Ganhos para o controlador PID.

Ganho	Controlador de Nível	Controlador de Pressão
$K_P$	-12	-8,2
$K_I$	4,2	6

Os valores determinados para os ganhos da ação proporcional, tanto para a pressão quanto para o nível, são negativos devido à ação dos atuadores: ao aumentar a abertura da válvula de saída de líquido ou de gás suas respectivas variáveis controladas ( $h$  e  $P$ , respectivamente) têm seus valores diminuídos.

O lugar das raízes para as malhas de nível e de pressão, agora compensadas, é representado nas Figuras 2.14 e 2.15, respectivamente.

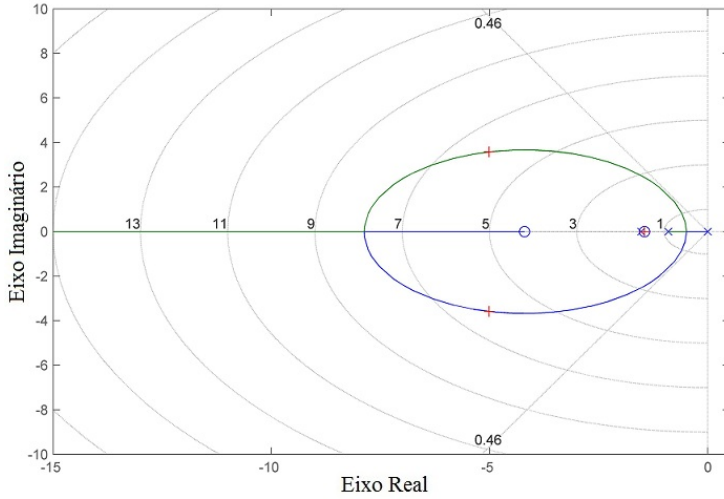


Figura 2.14: Lugar das raízes para a malha de nível compensada.

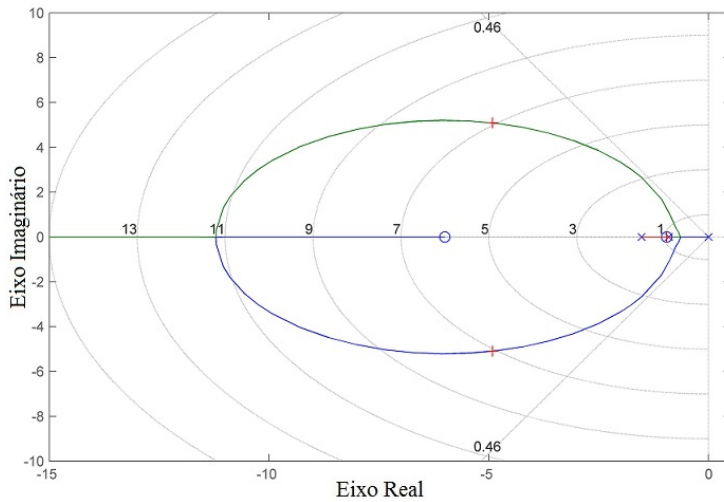


Figura 2.15: Lugar das raízes para a malha de pressão compensada.

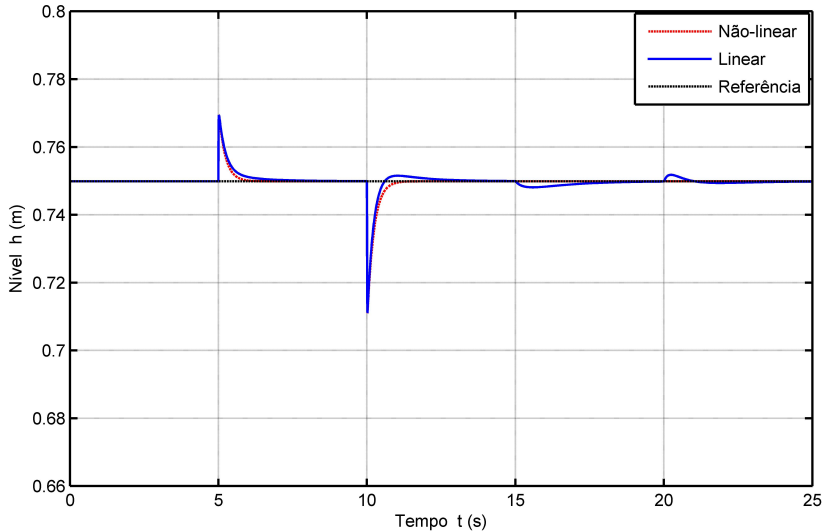
### 2.3.6 Resultados de Simulação

Neste capítulo, desenvolveu-se o modelo não linear do tanque que compõe o sistema de separação parcial. Implementou-se o sistema (modelo não linear, linearizado e saturações dos atuadores) no ambiente Simulink do software Matlab. A estratégia implementada visa a rejeição de perturbações de carga na vazão de entrada de líquido e de gás. Nesta estratégia, a válvula de controle de líquido (*VCL*) é responsável pelo controle do nível da fase líquida, atuando, portanto, para rejeitar as perturbações proveniente da variação da vazão de entrada de líquido. A válvula de controle de gás (*VCG*), por sua vez, é responsável pelo controle da pressão interna, rejeitando, assim, perturbações na vazão de entrada de gás.

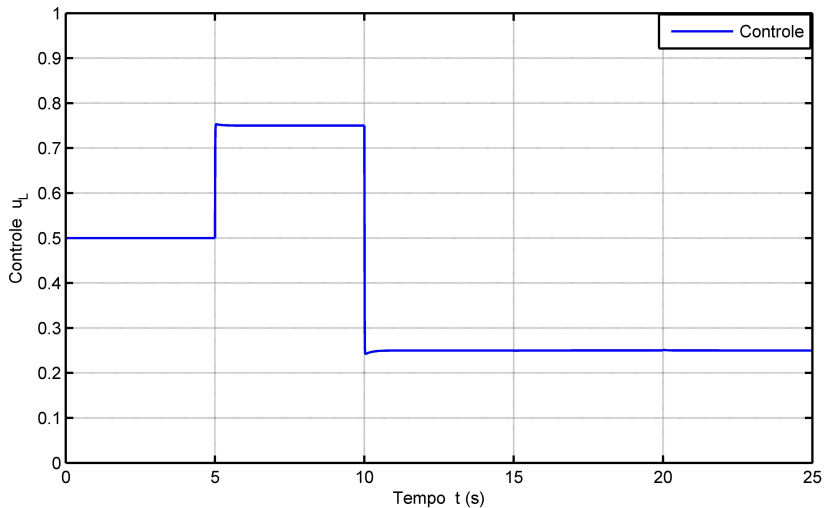
Para a análise do comportamento do sistema, realizou-se uma simulação, Figuras 2.16, 2.17, 2.18 e 2.19, na qual foram aplicados degraus positivos e negativos nas vazões de alimentação de líquido ( $Q_{eL}$ ) e de gás ( $q_{eG}$ ). A amplitude dos degraus foi determinada pela soma das vazões de operação mais (ou menos, no caso dos degraus negativos) 50% destes valores, resultando portanto em vazões de  $3,855 \text{ m}^3/h$  e  $1,285 \text{ m}^3/h$  para o líquido;  $0,2184 \text{ kg/s}$  e  $0,0728 \text{ kg/s}$  para o gás.

Ao se aumentar a vazão de entrada de líquido, o atuador da *VCL* reposiciona a haste, inicialmente em 50% para aproximadamente 75% da abertura total, fazendo com que o nível retorne ao seu ponto de operação em  $0,75 \text{ m}$ . Como consequência do acoplamento das malhas de nível e de pressão, a *VCG* também tem sua abertura alterada, diminuindo, assim, a pressão interna mas retornando ao seu valor inicial (50%) depois que o nível retorna ao seu ponto de operação. Para a diminuição da vazão de entrada de líquido, porém, agora a *VCL* tem sua abertura reduzida de 50 para 25% da abertura total. Os picos máximo e mínimo para o valor do nível foram  $0,77 \text{ m}$  e  $0,71 \text{ m}$ , respectivamente, e um tempo de, aproximadamente,  $3 \text{ s}$ .

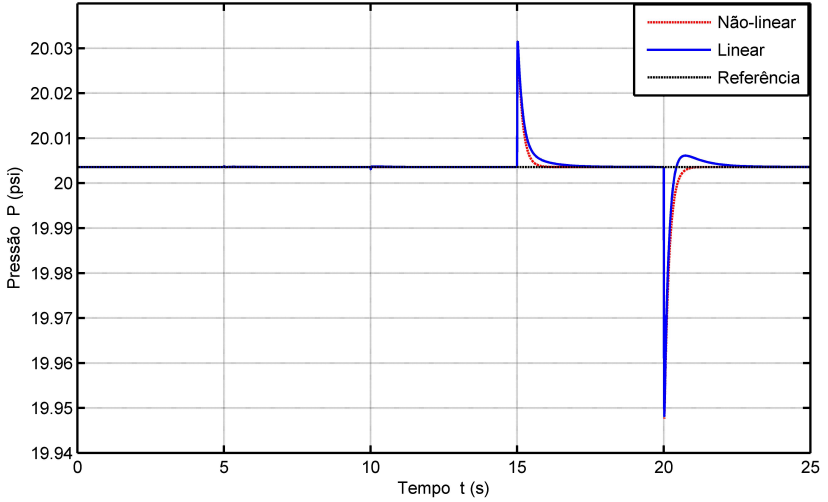
Para uma perturbação positiva de 50% do valor de operação da vazão de entrada de gás, a *VCG* abre (de 50 para 75%), fazendo com que a pressão retorne ao seu valor de operação de  $20 \text{ psi}$ . E, desta vez, a *VCL* altera momentaneamente sua abertura, respondendo, assim, a interação do processo. Já para a aplicação de um degrau negativo, ocorre o fechamento da *VCG* de 50 para 25% e uma momentânea abertura da *VCL*.



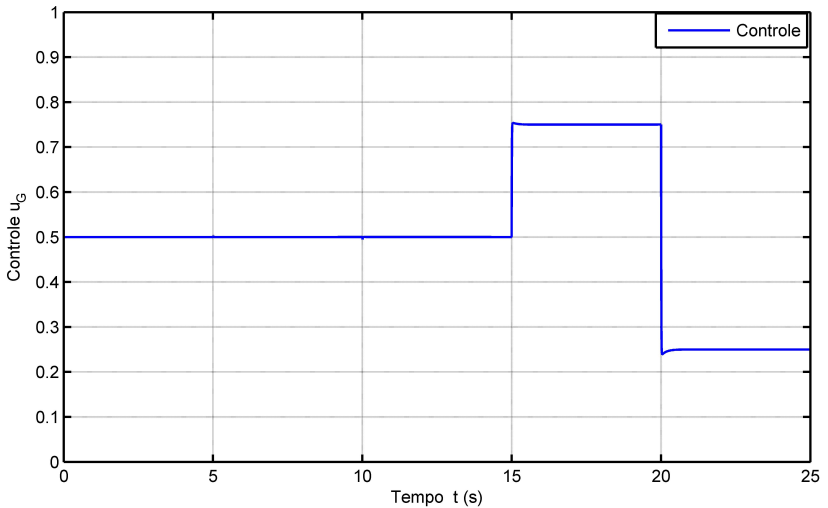
**Figura 2.16:** Resposta do sistema com o controlador PI: nível. Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de líquido ( $t = 5s$  e  $t = 10s$ , respectivamente); Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de gás ( $t = 15s$  e  $t = 20s$ , respectivamente).



**Figura 2.17:** Resposta do sistema com o controlador PI: Abertura da válvula de controle de líquido.



**Figura 2.18:** Resposta do sistema com o controlador PI: pressão. Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de líquido ( $t = 5s$  e  $t = 10s$ , respectivamente); Degrau positivo e negativo de 50% da vazão de entrada de gás ( $t = 15s$  e  $t = 20s$ , respectivamente).



**Figura 2.19:** Resposta do sistema com o controlador PI: Abertura da válvula de controle de gás.

### 2.4 Conclusões

Neste capítulo, desenvolveu-se o modelo não linear do tanque que compões o sistema de separação parcial e a linearização deste em torno de um ponto de operação especificado. Como o sistema é de natureza multivariável, fez-se uso de desacopladores os quais possibilitam a análise das malhas (nível e pressão) e projeto dos controladores separadamente.

Na estratégia de controle adotada, foram usadas duas válvulas de controle (*VCL* e *VCG*): uma para cada malha. O controlador proposto é do tipo PI.

É sabido que a implementação de técnicas de controle avançado seria, possivelmente, mais apreciada que a abordagem aqui utilizada. No entanto, o maior objetivo deste capítulo remete ao desenvolvimento de um modelo que bem represente o sistema em questão, deixando as melhorias quando as técnicas de controle para um próximo estágio do desenvolvimento do sistema de medição multifásica.

# Capítulo 3

# Simulação Fluidodinâmica do Escoamento em Dutos Helicoidais

Neste capítulo são apresentados uma breve introdução sobre o uso da tecnologia CFD e os modelos utilizados para as simulações realizadas neste trabalho: as equações de continuidade e da quantidade de movimento para o escoamento monofásico e para o multifásico, as equações de fechamento para a continuidade e para a transferência de quantidade de movimento entre as fases, os modelos de turbulência, o esquema de interpolação e acoplamento pressão velocidade. Também é apresentada a implementação do modelo computacional, por meio do software CFX, para a avaliação do escoamento e fenômeno de separação gás-líquido no interior de dutos helicoidais.

## 3.1 Introdução

Existem, basicamente, três alternativas para se resolver um problema envolvendo mecânica dos fluidos e processos de transferência de calor e de massa: métodos analíticos, métodos experimentais e métodos numéricos.

Os métodos analíticos são aqueles utilizados na obtenção da so-

lução, em forma fechada, das equações diferenciais que formam o modelo matemático em questão, requerendo, assim, baixíssimos tempos de computação e custos praticamente zero, uma vez que a grande maioria das técnicas é de conhecimento público e se encontram bem consolidadas. Porém têm a desvantagem de serem aplicados a problemas cujas hipóteses simplificativas o desviam demasiadamente do fenômeno físico real e, geralmente, só podem ser aplicados a geometrias simples. No entanto as soluções analíticas não devem ser descartadas, pois uma das suas importantes aplicações é, exatamente, para validar casos limites de modelos numéricos e auxiliar no desenvolvimento de métodos numéricos mais robustos [102] e [101].

A grande vantagem da experimentação em laboratório é o fato de se tratar com a configuração real, podendo-se verificar novos fenômenos. No entanto, o seu custo é normalmente elevado e às vezes de impossível execução. Porém quando muitas dificuldades estão envolvidas (ausência de modelo matemáticos estabelecidos e geometrias extremamente complexas), impedindo a utilização de técnicas analíticas e/ou numéricas, a experimentação apresenta-se como o único caminho possível.

O advento do computador digital nos últimos 40 anos forneceu a terceira alternativa para a análise do movimento dos fluidos: a simulação numérica. Os métodos numéricos possibilitam a solução de muitos problemas da engenharia e das ciências exatas como um todo, pois conseguem o que os métodos analítico são incapazes: resolver problemas cuja complexidade é bem maior, sob as mais variadas condições. Essa área de conhecimento complementa as análises teóricas e as técnicas experimentais da mecânica dos fluidos. Apesar de ser uma área nova, está em pleno desenvolvimento e expansão, já sendo utilizada por pesquisadores nas áreas tais como medicina, meteorologia, engenharia civil, aeronáutica e mecânica [20] e [81].

A simulação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, bastante conhecida como CFD (*Computational Fluid Dynamics*), teve um desenvolvimento impressionante nos últimos 20 anos. Inicialmente como uma ferramenta para análise de problemas físicos em nível de investigação científica e, atualmente, como uma ferramenta poderosa para a solução de importantes problemas aplicados da engenharia. Atualmente, as indústrias já utilizam o computador em larga escala, inclusive revolucionando o projeto em detalhes que não seriam possíveis com o uso do túnel de vento apenas, já que a simulação numérica permite executar muitas experiências. No projeto de automóveis e de seus componentes, no projeto de máquinas rotativas, no dimensionamento dos sistemas anti-incêndio em grandes recintos, no dimensiona-



mento do tamanho e da posição de bocas de insuflamento e ventilação em ambientes climatizados, no projeto de equipamentos de refrigeração, na previsão da poluição causada por chaminés na atmosfera e por descarga de poluentes em rios, lagos e solo, na solução de inúmeros problemas de escoamentos multifásicos encontrados na indústria de petróleo, no dimensionamento de combustores, caldeiras etc, a simulação numérica é de grande ajuda ao analista [102]. Pode se dizer, que o objetivo básico da CDF é reduzir o número de experimentos e explorar fenômenos em laboratório de forma prática. Ao se utilizar as técnicas da CFD, pode-se avaliar numericamente os diversos parâmetros relevantes ao problema, tais como geometria, temperatura e velocidade. Ou seja, esses podem ser facilmente alterados até que o resultado da simulação atenda as exigências do projeto. Tudo isso de forma bem mais conveniente e a custos e tempos menores do que apenas utilizando técnicas experimentais e análises teóricas, combinadas com projeto inicial, ensaios e reprojeto [20] e [2].

Atualmente, existe uma variedade de programas e pacotes computacionais desenvolvidos por grandes companhias que são usados na resolução de uma grande quantidade de problemas. Apesar de existirem diferenças entre os programas, todos eles são baseados nos mesmos princípios físicos e matemáticos, e o que muda, muitas vezes, de um para outro, é a forma de implementação numérica e o tratamento gráfico das soluções. Portanto, as seguintes ações estão envolvidas, independente do tipo de simulação ou programa empregado [15]:

- a modelagem da geometria do domínio e a construção de uma grade de pontos, ou um conjunto de volume ou elementos, nos quais as variáveis a serem calculadas são armazenadas;
- a especificação das condições iniciais e de contorno apropriadas;
- a especificação das propriedades físicas do fluido contidas nas equações, as quais podem variar com os parâmetros de interesse;
- a especificação dos parâmetros de controle que afetam a solução numérica das equações (número máximo de iterações, convergência desejada, métodos alternativos de solução).

A figura 3.1 ilustra o fluxograma, apresentado por Shaw [117], que resume o processo de solução de um problema físico utilizando CFD.

Portanto, o tratamento do problema envolve, inicialmente, uma idéia geral do mesmo com a verificação do tipo de problema: estacionário ou transiente, a definição das variáveis envolvidas e da geometria.

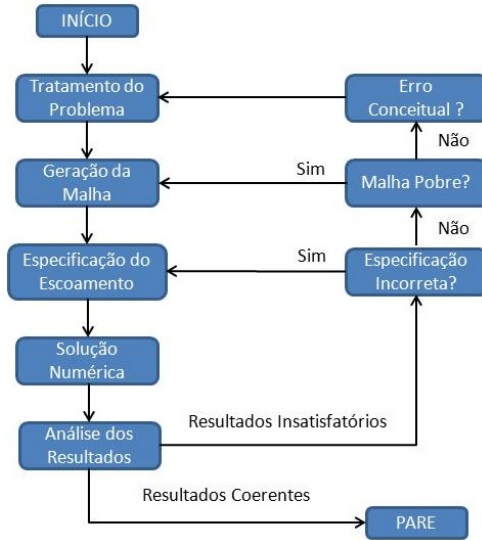


Figura 3.1: Fluxograma para a resolução de um problema utilizando CFD.

O próximo passo consiste em gerar a malha e especificar o escoamento de tal forma a estabelecer as equações governantes, as condições iniciais e de contorno, as propriedades físicas (constantes ou não) e as relações constitutivas (equação de estado, equações de transporte e equações de taxas de reações químicas) [15]. E, por fim, tem-se a implementação do algoritmo e a resolução do problema através das técnicas numéricas empregadas no simulador.

De uma maneira geral, a resolução de um problema CFD, independentemente do software, consiste de três etapas: pré-processamento, solução numérica do problema e pós-processamento. Entende-se por pré-processamento toda a atividade envolvida na montagem e elaboração de um problema de CFD: tratamento do problema, modelagem da geometria e geração da malha, especificação do escoamento, definição do método numérico a ser empregado e os parâmetros necessários para a solução.

A etapa de solução numérica consiste na solução iterativa do problema. Esta é caracterizada pela não interversão do usuário. Porém alguns pacotes de simulação permitem a alteração de condições ajustadas no pré-processamento, tais como o número mínimo e máximo de iterações, precisão desejada, além de opções internas do programa ou *solver* que podem ajudar na resolução do problema em questão.

Por fim, no pós-processamento o usuário pode visualizar e interpretar as soluções obtidas na etapa anterior. Cálculos envolvendo as variáveis de interesse (pressão, velocidade, temperatura, etc) podem ser realizados a partir dos resultados obtidos e também representados por meio de gráficos, mapas de cores, tabelas e superfície de contorno.

Neste trabalho optou-se por utilizar o pacote comercial ANSYS CFX V.12. Este pacote possui um conjunto de softwares que permitem a completa elaboração de um problema de CFD. A sequência de resolução de um problema utilizando a metodologia CFD no referido pacote é a seguinte:

- Primeiro, é construído o domínio de cálculo onde as equações de conservação serão aplicadas. O domínio de cálculo pode possuir duas ou três dimensões assim como eixos e planos de simetria;
- Após a construção do domínio, é feita a sua discretização através da elaboração da malha computacional, onde são definidos os pontos de integração e os limites dos volumes de controle. Os elementos da malha podem ser estruturados ou não-estruturados, de acordo com a complexidade geométrica ou modelo matemático a ser utilizado;
- A terceira etapa é o pré-processamento onde são configurados os modelos matemáticos, propriedades físicas dos materiais, condições de contorno e critérios de resolução numérica;
- Após o pré-processamento, inicia-se a resolução numérica das equações e o acompanhamento da convergência da solução;
- A última etapa é o pós-processamento que compreende a análise dos resultados através recursos gráficos como planos de corte, iso-superfícies, gráficos X-Y, animações, etc.

A Tabela 3.1 [18] relaciona os softwares da ANSYS nas suas respectivas funções no fluxo de trabalho em CFD.

## **3.2 Tratamento CFD para Escoamentos Multifásicos**

Para se descrever as equações de conservação para escoamentos multifásicos e multicomponentes em nível microscópico é necessário que duas hipóteses simplificadoras sejam estabelecidas: a hipótese do contínuo e a da interpenetrabilidade das fases [107].

**Tabela 3.1:** Atribuições dos softwares ANSYS-CFX [18].

Função	Software
Construção da geometria, CAD	Design Modeler
Geração de malha	CFX-Mesh e ICEM-CFD
Pré-processamento	CFX-Pre
Resolução numérica	CFX-Solver
Pós-processamento	CFX-Post

- **Hipótese do contínuo:** no domínio do contínuo, todas as fases são consideradas como matéria contínua, negligenciando-se todas as características moleculares da matéria.
- **Hipótese da interpenetrabilidade das fases:** esta hipótese completa a anterior, pois a análise é feita em uma escala longe da macroscópica, porém, ainda no nível do contínuo, onde as fases ocupam o mesmo volume no espaço e, ao mesmo tempo, através da interpenetração. Desta forma, as propriedades conserváveis de uma fase coexistem com suas análogas de outras fases em um mesmo ponto do espaço-tempo.

Para a solução CFD do escoamento multifásico, o uso de um único balanço de massa e três equações para quantidade de movimento não são suficientes para representar os campos de escoamento de todas as fases envolvidas [118]. De fato, escoamentos multifásicos necessariamente apresentam uma fase contínua com elementos dispersos sólidos (partículas), líquidos (gotas) e/ou gás (bolhas) ou mesmo outra fase contínua (escoamento estratificado). De acordo com Ishii [92], *apud* [118], cada tipo de escoamento pode ser classificado de acordo com a topologia da interface em três classes distintas: escoamentos separados, mistos ou dispersos. Em todas as abordagens propostas para a solução CDF multifásica de escoamentos dispersos, as equações para a fase contínua devem ser resolvidas, existindo várias formas para tratar a fase dispersa.

Das abordagens existentes na literatura, destacam-se a abordagem Euleriana-Euleriana e a abordagem Euleriana-Lagrangeana. Ambas calculam o campo de velocidade da fase contínua usando uma equação de quantidade de movimento, enquanto que o escoamento da fase dispersa é calculado de modo Lagrangeano, considerando entidades discretas (bolhas, gotas ou partículas), ou como uma fase contínua, onde as fases são vistas como meios intermitentes, na abordagem Euleriana-Euleriana.

Na modelagem Euleriana-Lagrangeana as partículas são tratadas como fontes pontuais na modelagem da fase contínua e o número de partículas no domínio computacional deve ser suficiente para representar o número real de partículas. Inicia-se o algoritmo de solução calculando as equações da fase contínua (Euleriana) e, em seguida, as velocidades e posições das partículas para o próximo passo de tempo são obtidas usando a segunda lei de Newton para modelar cada partícula [29], [11] *apud* [118]. Em uma terceira etapa, os efeitos das partículas sobre o campo de escoamento da fase contínua são computados em um procedimento iterativo. As interações partícula-partícula também podem ser incorporadas ao modelo. Como o esforço computacional cresce drasticamente com o aumento do número de partículas simuladas, esta abordagem é mais usada para simulação de sistemas diluídos (com poucas partículas) ou em situações especiais, como, por exemplo, o cálculo da distribuição do tempo de residência em reatores.

O modelo Euleriano-Euleriano usa as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento médias para descrever os perfis dinâmicos de ambas as fases em uma escala de tamanho superior à molecular e é baseada na promediação das equações de conservação usando médias volumétricas temporal ou amostral [92], [89] e [46]. Em aplicações industriais é comum que as fases se encontrem bem misturadas e o número de partículas ou bolhas (ou gotas) seja muito grande e, portanto, o processo de média se torna necessário para caracterizar a mistura [118].

A formulação Euleriana mais geral é o modelo multi-fluido, derivado do processo de promediação das equações de conservação locais de cada fase e considerando que os meios são intermitentes. Ou seja, as diferentes fases podem ocupar a mesma posição no espaço. Nesta abordagem, o processo de média introduz a fração volumétrica,  $r$ , no conjunto das variáveis, que é definida como a probabilidade de dada fase estar presente em certo instante de tempo e ponto no espaço (média amostral). Devido à perda de informação no processo de média, termos adicionais que precisam ser modelados aparecem nas equações de conservação de cada fase. Estes termos modelam os fenômenos que ocorrem em escalas menores que a escala da média [92] e devem considerar a estrutura do campo de escoamento e as propriedades físicas dos materiais em sua modelagem. Estes termos podem ser derivados empiricamente, analiticamente ou numericamente.

### 3.2.1 Equações Governantes para Escoamentos Monofásicos

#### Equações de Conservação de Massa

De acordo com a lei da conservação da massa para volumes de controle, a diferença entre a massa que sai e a massa que entra em um volume de controle corresponde à variação da massa no interior deste mesmo volume. Isto pode ser expresso matematicamente pela seguinte equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \quad (3.1)$$

em que  $\rho$  representa a massa específica e  $U_i$ , a componente de velocidade na direção  $i$  do sistema de coordenadas. As variáveis  $t$  e  $x_i$  representam as coordenadas temporais e espaciais, respectivamente, sendo que o índice  $i$  pode variar de 1 a 3 para um sistema de coordenada tridimensional. Ao se assumir a hipótese de fluido incompressível, a variação da densidade torna-se igual a zero e a equação 3.1 pode ser expressa por:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0. \quad (3.2)$$

#### Equação da Conservação da Quantidade de Movimento

A taxa de variação da quantidade de movimento linear de uma porção de fluido é igual a resultante das forças que agem sobre o fluido. Esta relação pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (3.3)$$

em que  $f_i$  representa as forças de corpo por unidade de volume e  $T_{ij}$  o tensor de Cauchy, o qual, adotando-se a hipótese de fluidos incompressíveis, pode ser expresso por:

$$T_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

em que  $\mu$  representa a viscosidade molecular e  $\delta_{ij}$  representa o delta de Kronecker, definido como:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{para } i = j \\ 0 & \text{para } i \neq j \end{cases} \quad (3.5)$$

Substituindo  $T_{ij}$ , equação 3.4, na equação 3.3, obtém-se a equação de Navier-Stokes para escoamentos incompressíveis de fluidos Newtonianos.

$$\rho \left( \frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i \quad (3.6)$$

### 3.2.2 Equações Governantes para Escoamentos Multifásicos

O equacionamento utilizado na solução de escoamentos multifásicos através do modelo heterogêneo é semelhante ao utilizado em escoamentos monofásicos, com a inclusão de alguns termos devido às fases adicionais. A equação da conservação da quantidade de movimento para escoamentos com duas ou mais fases pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (r_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha) + \nabla \cdot r_\alpha (r_\alpha (\rho_\alpha \bar{U}_\alpha \times \bar{U}_\alpha)) = r_\alpha \nabla p_\alpha + \\ & \nabla \cdot (r_\alpha \mu_\alpha (\nabla \bar{U}_\alpha + (\nabla \bar{U}_\alpha)^T)) + \sum_{\beta=1}^{N_p} \left( \Gamma_{\alpha\beta}^+ \bar{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \bar{U}_\alpha \right) + S_{M\alpha} + M_\alpha \end{aligned} \quad (3.7)$$

em que  $S_{M\alpha}$  é um termo fonte relativo as forças externas,  $M_\alpha$  refere-se às forças que agem na interfase da fase  $\alpha$  devido à presença das outras fases e  $r_\alpha$  é a fração volumétrica da fase  $\alpha$ . O termo  $\Gamma_{\alpha\beta}^+ \bar{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \bar{U}_\alpha$  representa a transferência de quantidade de movimento devido a transferência de massa através da interface dos fluidos e a sigla  $N_p$  representa o número total de fases.

A força total que age na fase  $\alpha$  devido às interações com outras fases, denominada  $M_\alpha$ , é dada por:

$$M_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} M_{\alpha\beta} \quad (3.8)$$

em que  $M_{\alpha\beta}$  representa a transferência de momento na interface devido às forças interfaciais que agem em cada fase  $\alpha$  devido à interação

com outra fase  $\beta$ . A força interfacial total que age entre duas fases, considerando-se que as fases secundárias não interagem entre si, resulta de vários efeitos físicos independentes:

$$M_{\alpha\beta} = M_{\alpha\beta}^D + M_{\alpha\beta}^L + M_{\alpha\beta}^{VM} + M_{\alpha\beta}^{TD} + M_S + \dots \quad (3.9)$$

em que  $M_{\alpha\beta}^D$ ,  $M_{\alpha\beta}^L$ ,  $M_{\alpha\beta}^{VM}$ ,  $M_{\alpha\beta}^{TD}$  e  $M_S$  representam as forças de arrasto (*Drag force*), de sustentação (*Lift force*), de lubrificação da parede (*Wall lubrication force*), de massa virtual (*Virtual mass force*), de dispersão turbulenta (*Turbulence dispersion force*) e de pressão do sólido (*solids pressure force*), respectivamente.

A equação da conservação da massa para múltiplas fases é dada pela seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (3.10)$$

sendo  $S_{MS\alpha}$  e  $\Gamma_{\alpha\beta}$  um termo fonte para a massa e a vazão mássica por unidade de volume da fase  $\alpha$  para a fase  $\beta$ .

### 3.2.3 Equações de Fechamento

Segundo Silva [118], a abordagem Euleriana-Euleriana é aplicada a todos os regimes de escoamento já que a topologia deste não precisa ser prescrita. Contudo, a formulação de transferência de momento entre as fases e de tensão turbulenta depende do regime de escoamento. Como consequência, a capacidade preditiva do modelo multifásico recai fortemente na modelagem destes termos, que são as chamadas leis de fechamento.

Como já mencionado, para o fechamento do modelo, que possibilita uma solução numérica, é necessário definir alguns termos apresentados no modelo geral por equações constitutivas. As equações de fechamento são aplicadas para os dois grupos de equações distintamente (continuidade e quantidade de movimento).

Para a continuidade, dividindo-se a equação 3.10 pela densidade da fase  $\rho_\alpha$ , somando-se todas as fases e sabendo-se que:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} \Gamma_\alpha = 1 \quad (3.11)$$

tem-se:



$$\sum_{\alpha} \frac{1}{\rho_{\alpha}} \left( \frac{\partial \rho_{\alpha}}{\partial t} + \nabla \cdot (r_{\alpha} \rho_{\alpha} \bar{U}_{\alpha}) \right) = \sum_{\alpha} \frac{1}{\rho_{\alpha}} \left( S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \right). \quad (3.12)$$

A equação 3.12 é resolvida pelo ANSYS CFX para determinar as frações volumétricas de cada fase em cada volume de controle. Como neste trabalho considera-se a hipótese de escoamento incompressível e sem fontes ou sumidouros de massa, a equação 3.12 pode ser expressa como:

$$\sum_{\alpha} \nabla \cdot (r_{\alpha} \bar{U}_{\alpha}) = 0. \quad (3.13)$$

Para a quantidade de movimento, o referido fechamento é dado pela transferência de quantidade de movimento, proveniente da força de arrasto entre as fases.

Neste trabalho, as forças de sustentação, de lubrificação, de massa virtual e de dispersão turbulenta não foram consideradas. Desta forma considerou-se apenas o efeito da força de arrasto apontado por diversos autores por ser o principal efeito de transferência de quantidade de movimento nos tipos de escoamentos aqui tratados.

A força de arrasto aparece sempre que existe um movimento relativo entre a partícula e o fluido e pode ser definida como a força exercida pela fase contínua sobre a partícula na direção do escoamento. A força de arrasto total pode ser escrita como:

$$M_{\alpha\beta}^D = c_{\alpha\beta}^{(d)} (U_{\beta} - U_{\alpha}) \quad (3.14)$$

sendo  $c_{\alpha\alpha}^{(d)} = 0$  e  $c_{\alpha\beta}^{(d)} = c_{\beta\alpha}^{(d)}$ .

Para partículas esféricas, o coeficiente  $c_{\alpha\beta}^{(d)}$  pode ser determinado analiticamente. A área projetada por uma única partícula, na direção do escoamento,  $A_p$ , e o volume da partícula,  $V_p$ , são dados por:

$$A_p = \pi \frac{d^2}{4} \quad \text{e} \quad V_p = \pi \frac{d^3}{6} \quad (3.15)$$

em que  $d$  representa o diâmetro da partícula. O número de partículas por unidade de volume,  $n_p$ , é dado por:

$$n_p = \frac{f_{\beta}}{V_p} = \frac{6f_{\beta}}{\pi d^3}. \quad (3.16)$$

O arrato sofrido por uma partícula escoando em uma fase contínua é dado por:

$$D_p = \frac{1}{2} C_D \rho_\alpha A_p |U_\beta - U_\alpha| (U_\beta - U_\alpha). \quad (3.17)$$

Portanto, a força total de arrasto por unidade de volume em uma fase contínua é dada por:

$$D_{\alpha\beta} = n_p D_p = \frac{3}{4} \frac{C_D}{d} r_\beta \rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| (U_\beta - U_\alpha). \quad (3.18)$$

Comparando-se as equações 3.14 e 3.18, tem-se;

$$c_{\alpha\beta}^{(d)} = \frac{C_D}{8} A_{\alpha\beta} \rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| \quad (3.19)$$

em que  $C_D$  representa o coeficiente de arrasto na interface. Esta é a forma implementada no CFX.

O coeficiente de arrasto,  $C_D$ , depende do regime de escoamento e é função da intensidade do contato entre as fases  $\alpha$  (fase contínua) e  $\beta$  (fase dispersa). Este, como função do número de Reynolds, é conhecido por curva de arrasto e depende da fase dispersa ser deformável ou não. A seguir são dadas algumas correlações para o cálculo do coeficiente da força de arrasto disponíveis no pacote CFX.

#### Modelo de Schiller-Naumann

O modelo de Schiller-Naumann considera as partículas como esferas rígidas, ou seja não contempla a deformação das bolhas (ou gotas), tornando-o limitado. É dado pela seguinte equação:

$$C_D = \text{máx} \left( \frac{24}{Re_{\alpha\beta}} \left( 1 + 0,15 Re_{\alpha\beta}^{0,687} \right); 0,44 \right) \quad (3.20)$$

em que  $Re_{\alpha\beta}$  representa o número de Reynolds da partícula e indica a razão entre os efeitos inerciais e viscosos que agem sobre esta. É dado por:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| d}{\mu_\alpha} \quad (3.21)$$

em que a densidade,  $\rho_\alpha$ , e a viscosidade,  $\mu_\alpha$ , são propriedades da fase contínua.

### Modelo de Ishii-Zuber

O modelo de Ishii-Zuber considera o coeficiente de arrasto para os formatos esféricos e distorcidos, sendo que estas distorções ocorrem em partículas líquidas ou gasosas e podem ser subdivididas em duas formas: elipsoidal e cap.

Para o regime elipsóide, o coeficiente de arrasto é praticamente constante, independente do  $Re_{\alpha\beta}$ , mas dependente da forma da partícula. Um parâmetro adimensional que mede a razão entre as forças gravitacionais e as forças de tensão superficial é descrito na equação 3.22.

$$E_o = \frac{g(\rho_\alpha - \rho_\beta d^2)}{\sigma_{\alpha\beta}} \quad (3.22)$$

em que,  $E_o$  representa o número de Eötvös,  $g$  representa a aceleração gravitacional e  $\sigma_{\alpha\beta}$  representa a tensão superficial entre as fases.

O coeficiente de arrasto para partículas esféricas,  $C_{D(esf)}$ , é dado por:

$$C_{D(esf)} = \frac{24}{Re_m} (1 + 0,15Re_m^{0,687}) \quad (3.23)$$

com o número de Reynolds, semelhante ao modelo Schiller-Naumann, porém com a viscosidade modificada, como apresentado na equação 3.24.

$$Re_m = \frac{\rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| d}{\mu_m} \quad (3.24)$$

sendo

$$\frac{\mu_m}{\mu_\alpha} = \left(1 - \frac{r_\beta}{r_{\beta m}}\right)^{-2,5r_{\beta m}\mu^*} \quad e \quad \mu^* = \frac{\mu_\beta + 0,4\mu_\alpha}{\mu_\beta + \mu_\alpha} \quad (3.25)$$

em que  $r_{\beta m}$  representa o máximo empacotamento da fase dispersa.

No caso de partículas elipsoidais, o coeficiente de arrasto,  $C_{D(elip)}$ , é dado por:

$$C_{D(elip)} = E(r_\beta)C_{D\infty} \quad (3.26)$$

sendo

$$C_{D\infty} = \frac{2}{3} E_{\sigma}^{\frac{1}{2}}; \quad E(r_{\beta}) = \frac{1 + 17,67f(r_{\beta})^{\frac{6}{7}}}{18,67f(r_{\beta})} \quad e \quad f(r_{\beta}) = \frac{\mu_{\alpha}}{\mu_m} (1 - r_{\beta})^{\frac{1}{2}}. \quad (3.27)$$

Para partículas com formato de cap, o coeficiente de arrasto,  $C_{D(cap)}$ , é calculado da seguinte maneira:

$$C_{D(cap)} = (1 - r_{\beta})^2 C_{D\infty}; \quad C_{D\infty} = \frac{8}{3} \quad (3.28)$$

A correlação Ishii-Zuber, quando implementada no CFX, seleciona automaticamente o valor do coeficiente de arrasto final,  $C_D$ , por meio das seguintes condições:

$$C_D = C_{D(esf)} \quad se \quad C_{D(esf)} \geq C_{D(elip)} \quad (3.29)$$

$$C_D = \min(C_{D(elip)}, C_{D(cap)}) \quad se \quad C_{D(esf)} < C_{D(elip)}$$

### Modelo de Grace

Assim como o modelo de Ishii-Zuber, o modelo de Grace considera o efeito da forma da fase dispersa nos cálculos do coeficiente de arrasto. Este modelo considera que a bolha (ou gota) possui tensão superficial constante.

Neste modelo a equação para o  $C_{D(elip)}$  é dada por:

$$C_{D(elip)} = \frac{4}{3} \frac{gd}{U_T^2} \frac{\Delta\rho}{\rho_{\alpha}} \quad (3.30)$$

em que  $U_T$  representa a velocidade terminal de ascensão de uma bolha (ou gota), sendo

$$U_T = \frac{\mu_{\alpha}}{\rho_{\alpha} d_p} M^{-0,149} (J - 0,857) \quad (3.31)$$

em que  $M$  representa o número de Morton, dado por:

$$M = \frac{\mu_{\alpha}^4 \Delta\rho}{\rho^2 \sigma^3} \quad (3.32)$$

e

$$J = \begin{cases} 0,94H^{0,751} & 2 < H \leq 59,3 \\ 3,42H^{0,441} & H > 59,3 \end{cases} \quad (3.33)$$

$$H = \frac{4}{3} E_o M^{-0,149} \left( \frac{\mu_\alpha}{\mu_{ref}} \right)^{-0,14} \quad (3.34)$$

$\mu_{ref} = 0,0009 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$  é a viscosidade dinâmica da água.

Para a forma cap, o modelo de Grace utiliza uma constante,

$$C_{D(cap)} = \frac{8}{3}. \quad (3.35)$$

O valor do  $C_{D( esf )}$  é dado para duas faixas de número de Reynolds.

$$\begin{cases} C_{D( esf )} = \frac{24}{Re} & \text{se } Re \ll 1 \\ C_{D( esf )} = 0,44 & \text{se } 1000 \leq Re \leq 1 - 2 \times 10^5 \end{cases} \quad (3.36)$$

Para selecionar o valor de  $C_D$  que será empregado, o sistema diluído utiliza os valores de  $C_D$  da elipse; e o cap, o maior entre este e o da esfera, ou seja:

$$C_{D(dist)} = \text{mín} (C_{D(elip)}, C_{D(cap)}) \quad (3.37)$$

$$C_{D(dil)} = \text{máx} (C_{D( esf )}, C_{D(dist)}) \quad (3.38)$$

Para sistemas densos (com muitas bolhas e/ou gotas), o modelo é uma função de correção para o coeficiente de arrasto de Grace para sistemas diluídos (com poucas bolhas e/ou gotas), em que o valor do coeficiente depende da forma da bolha (ou gota). Neste caso, o valor de  $C_D$  é dado por:

$$C_D = r_\alpha^p C_{D(dil)} \quad (3.39)$$

em que  $p$  é um coeficiente que considera os efeitos da densidade de bolhas (ou gotas). Recomenda-se, para sistemas com bolhas ou gotas pequenas, números que variam de 0 a  $-1$ ; e para bolhas ou gotas grandes, valores positivos até 4, em alguns casos.

### 3.3 Modelagem da Turbulência

A principal característica dos escoamentos turbulentos é que o fluido se movimenta de maneira caótica com variações tanto espaciais quanto temporais. A turbulência tipicamente se desenvolve como uma

instabilidade do escoamento laminar, sendo que esta resulta da iteração entre os termos não-lineares e os termos viscosos e, à medida que o número de Reynolds aumenta, o comportamento do escoamento fica cada vez mais dependente das condições iniciais e de contorno que geram esta turbulência. Existe ainda a complexidade adicional de ser rotacional, tridimensional e transiente [21]. Desta forma a modelagem da turbulência é de grande importância na descrição correta de escoamentos multifásicos em simulação CDF.

Mesmo com as características tridimensionais, transientes e aleatórias inerentes ao fenômeno da turbulência, as equações de Navier-Stokes, a princípio, podem ser usadas diretamente para a simulação de qualquer tipo de escoamento, desde o laminar até o turbulento. Se a malha for suficientemente fina, todas as escalas de todos os fenômenos físicos envolvidos serão abrangidas pelas equações discretizadas [15]. Este tipo de abordagem é denominada de Simulação Numérica Direta (DNS - *Direct Numerical Simulation*). Na DNS considera-se que a partícula ocupa apenas uma célula da malha em dado instante de tempo, fornecendo somente uma velocidade relevante atuando na célula. Em uma abordagem mais refinada as partículas podem ocupar mais de uma célula e diferentes velocidades são consideradas. Neste caso a turbulência é resolvida diretamente sem a necessidade de adotar modelo adicional. Porém, mesmo com todo o atual avanço computacional, a solução direta de escoamentos turbulentos complexos continua sendo uma tarefa inviável. Portanto faz-se necessário a modelagem dos efeitos da turbulência, sendo que para este propósito, existem basicamente duas alternativas: Simulação de Grandes Escalas (LES - *Large Eddy Simulation*) e Modelos Baseados nas Médias de Reynolds (RANS - *Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*).

A idéia principal da simulação de grandes escalas é separar as pequenas das grandes escalas. É uma técnica similar à DNS, porém as discretizações temporais e espaciais são aplicadas somente aos maiores vórtices, reduzindo, assim, o esforço computacional. As escalas pequenas de tempo e comprimento, as quais estão associadas aos maiores vórtices, são aproximadas pela introdução de modelos algébricos. Mesmo sendo computacionalmente mais econômica que a DNS, a LES ainda é impraticável para a maioria dos casos de engenharia.

Do ponto de vista da engenharia, o maior interesse está nos pontos médios do escoamento turbulento. Por este motivo os modelos baseados nas médias de Reynolds (RANS) são mais difundidos e buscam descrever o comportamento estocástico dos escoamentos turbulentos através de relações de fechamento.

De acordo com Reynolds, a velocidade instantânea de um fluido ( $U$ ) pode ser expressa como a soma de uma velocidade média ( $\bar{U}$ ) e uma flutuação ( $u'$ ) em torno da média. Ou seja:

$$U_i = \bar{U}_i + u'_i \quad (3.40)$$

sendo  $\bar{U}_i$  dado por:

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U \, dt. \quad (3.41)$$

Como as equações de continuidade e de momento são escritas em função da velocidade instantânea, estas podem ser reescritas aplicando a média de Reynolds, equação 3.40, para uma escala de tempo  $\Delta t$ . Esta escala de tempo deve ser maior que a escala de tempo das flutuações de velocidade e menor que a escala de tempo do processo transiente a ser modelado [118]. Desta maneira, o termo tensor de Reynolds ( $\overline{u'_i u'_j}$ ) surge na equação de momento a partir do processo de média, de modo a considerar os efeitos de turbulência. A introdução desta decomposição para as variáveis instantâneas e as subsequentes médias das equações de Navier-Stokes resulta nas equações de Reynolds, que, de acordo com Versteeg e Malalasekera, [52] *apud* [55], podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) = 0 \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j \bar{U}_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) \right] + \rho f_i \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{H}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{U}_i \rho \bar{H}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u'_i h'}) \quad (3.44)$$

Como neste trabalho as análises são feitas considerando-se escoamentos na ausência de transferência de calor, a equação da energia, equação 3.44, será desconsiderada.

O produto das flutuações de velocidade,  $\overline{u'_i u'_j}$ , pode ser interpretado fisicamente como a contribuição de transferência de quantidade de movimento devido às escalas de movimentos turbulentas. A introdução do tensor de Reynolds leva a um sistema com mais incógnitas do que equações, necessitando-se, portanto, expressões para a sua avaliação,

geralmente referenciadas como modelos de turbulência.

Neste trabalho, empregam-se modelos baseados no conceito de viscosidade turbulenta, introduzido por Boussinesq (1877) e generalizado por Kolmogorov (1942). Esta hipótese assume que se pode relacionar o tensor de Reynolds à taxa de deformação do escoamento médio através de um coeficiente de difusão turbulento numa analogia às relações constitutivas adotadas para o escoamento laminar de um fluido Newtoniano.

$$\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.45)$$

em que  $\nu_t$  representa a viscosidade turbulenta e  $k$  representa a energia turbulenta cinética definida como a variância das flutuações de velocidade.

Substituindo-se a equação 3.45 na equação de Reynolds, equação 3.43, obtêm-se:

$$\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( p + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu_{eff} \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (3.46)$$

em que  $\nu_{eff}$  é a viscosidade efetiva, dada por:

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t \quad (3.47)$$

A equação 3.45 só pode ser resolvida se o valor da viscosidade turbulenta,  $\nu_t$ , for conhecido. A avaliação do valor de  $\nu_t$  varia de acordo com o modelo de turbulência adotado.

### 3.3.1 Modelos de Turbulência

Existem diversos modelos de turbulência que podem ser utilizados para o fechamento do sistema formado pelas equações 3.46 e 3.42. De acordo com Davidson [16] *apud* [55], pode-se organizar os modelos, por ordem de complexidade, da seguinte maneira:

- **Modelos Algébricos** - Uma equação algébrica é usada no cálculo da viscosidade turbulenta;
- **Modelos de uma Equação** - Neste tipo de aproximação a viscosidade turbulenta é expressa como o produto de uma escala de velocidade por uma escala de comprimento da turbulência. A



energia cinética turbulenta é usada para definir a escala de velocidade e é obtida através da solução de uma equação de transporte. A escala de comprimento turbulenta é calculada por meio de uma equação algébrica;

- **Modelos de duas Equações** - As escalas de velocidade e de comprimento são obtidas através da solução de duas equações de transporte, uma para cada escalar turbulento;
- **Modelos de Tensões de Reynolds** - Neste tipo de modelo, uma equação de transporte é derivada e empregada para o cálculo direto do tensor de Reynolds. Assim, não é necessário o uso do conceito de viscosidade turbulenta. Mesmo assim, as equações não formam um sistema fechado e algumas aproximações devem ser introduzidas.

Neste trabalho, optou-se por empregar um modelo de duas equações, por uma questão de custo computacional e acurácia dos resultados e também por saber que este tipo de modelo já foi utilizado em outros trabalhos semelhantes. Dentre os modelo de duas equações, preferiu-se o modelo SST (*Shear Stress Transport*).

### Modelo SST

O modelo SST é uma versão adaptativa do modelo BSL (*Baseline  $k - \omega$* ) e consiste em um híbrido formado pelo modelo  $k - \omega$  junto às paredes e pelo modelo  $k - \varepsilon$  nas demais regiões.

As equações do modelo  $k - \omega$  são dadas por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_j} k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_j} \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho k \omega^2 \quad (3.49)$$

em que  $\omega$  representa a frequência turbulenta.

Para a versão modificada do modelo  $k - \varepsilon$ , tem-se:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_j} k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\mu_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho\overline{U_j\omega}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\mu_{\omega 2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (3.51)$$

As equações 3.48 e 3.49 são, então, multiplicadas por uma função  $F_1$  e as equações 3.50 e 3.51, referentes à versão modificada do modelo  $k - \varepsilon$ , são multiplicadas por uma outra função,  $1 - F_1$ . As Equações para  $k$  e  $\omega$  são então somadas, resultando no modelo BSL.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho\overline{U_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\mu_{k 3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho\overline{U_j\omega}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\mu_{\omega 3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2. \quad (3.53)$$

Os coeficientes deste novo modelo são uma combinação dos coeficientes correspondentes dos dois modelos dos quais foi derivado.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (3.54)$$

A função  $F_1$  é igual a unidade junto às superfícies sólidas e seu valor é reduzido até chegar a zero em regiões afastadas. Desta forma, o modelo BSL torna-se igual ao modelo  $k - \omega$  junto à parede e igual ao modelo  $k - \varepsilon$  em regiões afastadas. Em regiões intermediárias, o modelo assume uma versão híbrida formada pela combinação dos dois modelos anteriormente citados.

Na tabela 3.2 encontram-se os valores adotados pelo código comercial ANSYS CFX para os coeficientes presentes no modelo BSL.

**Tabela 3.2:** Coeficientes do Modelo  $k - \omega$  adotados pelo código ANSYS CFX.

$\beta'$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\sigma_{k1}$	$\sigma_{\omega 1}$	$\alpha_2$	$\beta_2$	$\sigma_{k2}$	$\sigma_{\omega 2}$
0,09	0,556	0,075	2	2	0,44	0,0828	1	1,168

O modelo BSL não é capaz de prever corretamente a separação do

escoamento junto às superfícies lisas. Segundo Menter [105], *apud* [55], a principal razão desta deficiência é que tanto o modelo  $k - \varepsilon$  quando o modelo  $k - \omega$  desconsideram o transporte das tensões de Reynolds, o que proporciona valores superestimados para a viscosidade turbulenta.

Para contornar este problema o modelo SST adota uma formulação para a viscosidade turbulenta com um limitador, prevenindo, assim, a superestimação deste parâmetro. No modelo SST, a viscosidade turbulenta é definida por:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.55)$$

A função  $F_2$  desempenha um papel semelhante ao da função  $F_1$ , mas neste caso  $F_2$  serve para restringir o limitador de  $v_t$  à camada limite.  $S$  é um invariante da taxa de deformação.

As funções  $F_1$  e  $F_2$  têm suas formulações baseadas na distância do ponto à superfície mais próxima e são definidas da seguinte maneira:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[ \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \right]^4 \right\} \quad (3.56)$$

e

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad (3.57)$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (3.58)$$

A presença de  $y$  na formulação do modelo SST implica na necessidade da resolução de uma equação adicional para a obtenção deste termo. A distância entre o ponto e a parede mais próxima é obtida através da resolução de seguinte equação:

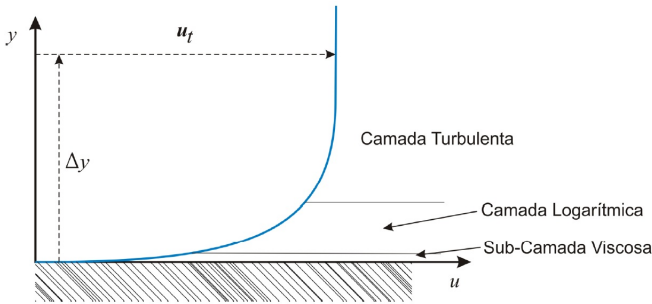
$$y = -|\Delta\varphi| + \sqrt{|\Delta\varphi|^2 + 2\varphi} \quad (3.59)$$

em que  $y$  é a distância à parede mais próxima a cada elemento e  $\varphi$  é uma variável genérica cujo valor é igual a zero junto às paredes.

Função - Parede

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes. O campo de velocidades médio é claramente afetado pela condição de não-escorregamento que deve ser aplicada nas paredes. Na região muito próxima das paredes, o escoamento é dominado pela difusão viscosa e assume um aspecto laminar. Para a solução do escoamento nestas regiões são necessários modelos para baixos números de Reynolds. No entanto, devido aos gradientes elevados das propriedades do escoamento junto às paredes sólidas, este tipo de abordagem requer uma malha computacional extremamente refinada nesta região, elevando consideravelmente o custo computacional [55].

Experimentalmente, três distintas regiões da camada limite são discerníveis, figura 3.2: a subcamada viscosa, onde o transporte de quantidade de movimento é devido aos efeitos difusivos moleculares e o escoamento é similar ao laminar, como dito anteriormente; a camada logarítmica, ou de amortecimento, onde os transportes molecular e turbulento se equivalem; e a camada defectiva ou externa, onde  $o(u) \rightarrow o(\langle u_\infty \rangle)$  [21].



**Figura 3.2:** Camada limite turbulenta, em que  $u_t$  representa a magnitude da velocidade tangencial à parede e  $\Delta y$ , a distância normal à mesma [21].

A camada logarítmica está tipicamente entre  $30 \leq y^+ \leq 0,1\delta$ , em que  $y^+$  representa a distância adimensional da parede e  $\delta$ , a espessura da camada limite. Porém, matematicamente, há apenas duas regiões: a subcamada viscosa e a defectiva, figura 3.3. A camada logarítmica é apenas uma região de sobreposição onde as duas soluções são válidas agindo como um limite assintótico entre a camada interna e externa [21].

Existem duas abordagens para se modelar a região próxima à parede. Em uma abordagem, a subcamada laminar e a região de transição

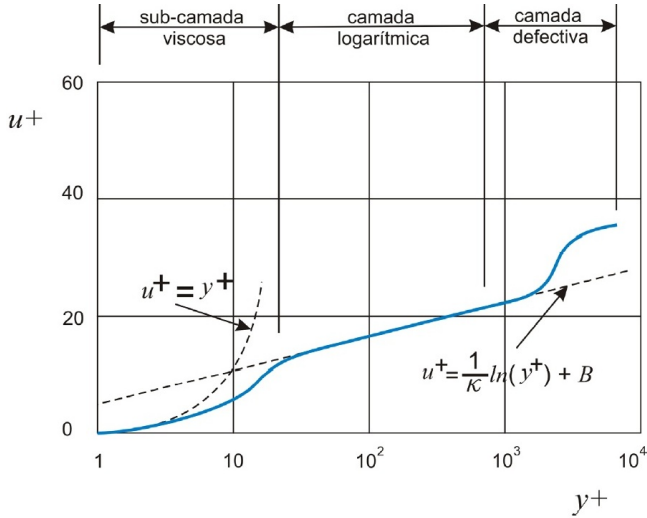


Figura 3.3: Perfil log-log da camada limite turbulenta [21].

não são resolvidas. Ao invés disso, utiliza-se formulações semi-empíricas chamadas de funções de parede que atuam como uma espécie de ponte entre a região próxima à parede e o núcleo turbulento. Desta maneira, pode-se avaliar a influência da parede sobre um ponto mais afastado do escoamento, sem a necessidade de uma malha demasiadamente refinada, nem de se modificar os modelos de turbulência para se levar em conta a presença de paredes.

Uma outra abordagem é modificar os modelos de turbulência para que eles sejam capazes de resolver totalmente a região próxima à parede, incluindo a subcamada laminar.

No CFX, a função de parede é implementada da seguinte forma:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B \quad (3.60)$$

sendo:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu} \quad (3.61)$$

$$u_t = \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.62)$$

em que  $y^+$  representa uma medida adimensional do afastamento em relação à parede,  $k$  representa a constante de von Kármán e  $B$ , uma constante adimensional que depende da rugosidade da parede.  $u_t$  é denominada velocidade de fricção e  $\tau_\omega$  representa a tensão de cisalhamento junto à parede.

O CFX possui duas variáveis que computam a distância adimensional do primeiro nó. A primeira é definida pela Equação 3.61 e é calculada como:

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}}{v} \Delta n \quad (3.63)$$

em que  $\Delta n = n_2 - n_1$  é a distância do primeiro nó, pertencente à parede, e o segundo nó adjacente e normal a ela.

A segunda variável é denominada  $y_{solver}^+$  e é a usada pelo código computacional, sendo definida como,

$$y_{solver}^+ = \text{máx}(y^*, 11,06) \quad (3.64)$$

e

$$y^* = \frac{u^* \Delta n / 4}{v}. \quad (3.65)$$

Para o modelo SST, o qual foi utilizado neste trabalho, é recomendado que  $y^+ \leq 200$ .

Na maioria dos escoamentos com alto número de Reynolds, a abordagem usando funções de parede economiza recursos computacionais, pois a região próxima à parede, onde as variáveis mudam mais rapidamente, não precisa ser resolvida. A abordagem usando funções de parede é muito usada para simulações de escoamentos industriais pois é robusta, econômica e razoavelmente precisa.

Neste trabalho, optou-se por utilizar o tratamento de parede automático disponível no código CFX para os modelos baseados em  $\omega$ . A vantagem desta abordagem está no fato de que, por meio de uma formulação que mescla o uso de funções de parede com modelos para baixos Reynolds, diminui-se o erro na estimativa da espessura da camada limite.

## 3.4 Método Numérico

O método numérico tem como função resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Quando não é possível se obter uma solução analítica, recorre-se a um método numérico, utilizando-se um número discreto de pontos. A transformação de uma equação diferencial parcial (EDP) em uma equação algébrica é conhecida como discretização. Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são o Método de Diferenças Finitas (MDF), de Volumes Finitos (MVF) e de Elementos Finitos (MEF).

Método dos Volumes Finitos considera os princípios físicos de conservação que a EDP representa. Isto garante que a equação discretizada resultante expresse os princípios de conservação para um volume de controle finito assim como a equação diferencial expressa o mesmo para um volume de controle infinitesimal. Além disso, implica que o princípio de conservação integral é perfeitamente satisfeito para qualquer grupo de volumes de controle, e conseqüentemente, para todo o domínio [106] *apud* [103].

De acordo com Maliska[102], todo método que para obter as equações aproximadas, de equações de conservação de uma dada propriedade física que satisfaça a conservação desta propriedade em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. Existem duas maneiras de se obter as equações aproximadas no método dos volumes finitos. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. Forma conservativa, ou forma divergente, é aquela em que na equação diferencial os fluxos estão dentro do sinal da derivada e, na primeira integração, aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente, portanto, ao balanço.

### 3.4.1 Discretização das Equações

O processo de discretização consiste na integração das equações diferenciais em sua forma conservativa sobre um volume de controle. No CFX, os volumes de controle não são exatamente os volumes definidos pela malha. Na verdade, os volumes têm seus centros nos nós da malha e suas arestas são formadas integrando-se os centros das arestas dos elementos com os centróides das suas respectivas faces, como ilustrado na figura 3.4.

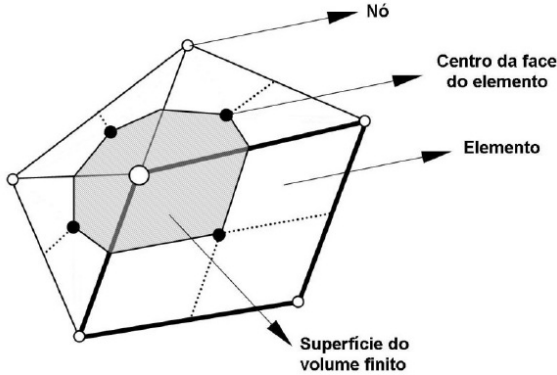


Figura 3.4: Elementos de malha e volume de controle no CFX [55].

Com base no teorema de Gauss, algumas integrais de volume podem ser representadas como integrais de superfície do volume de controle. Logo, para conservação de massa, quantidade de movimento e um escalar passivo tem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (3.66)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_{U_i}, \quad (3.67)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] + S_\phi. \quad (3.68)$$

Integrando-se as equações 3.66, 3.67 e 3.68 sobre o volume de controle e aplicando-se o teorema da divergência para transformar as integrais volumétricas em integrais de superfície, obtém-se:

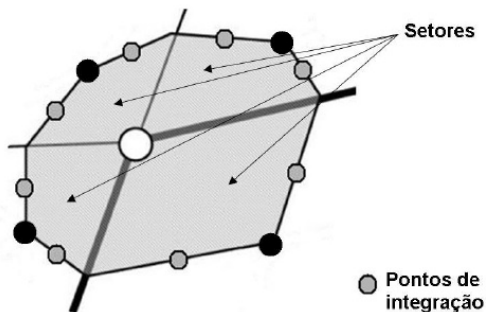
$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0, \quad (3.69)$$



$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_i U_j dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV, \quad (3.70)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho U_j \phi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV. \quad (3.71)$$

em que  $V$  representa o volume de integração;  $S$ , a superfície de integração e  $dn_j$ , a componente diferencial de superfície orientada de acordo com o vetor normal unitário à superfície apontando para fora. Estas integrais representam o somatório dos fluxos que atravessam cada uma das superfícies do volume de controle,  $ndS$ . Para se obter uma solução para as equações 3.69, 3.70 e 3.71 é necessário que se tenham valores finitos para cada uma de suas parcelas.



**Figura 3.5:** Elementos de malha de profundidade unitária no CFX [55].

Considerando os elementos genéricos apresentados na figura 3.5, o cálculo das integrais volumétricas é realizado estimando-se apropriadamente seus valores discretos em cada setor dos elementos e então integrando estes valores em seus respectivos volumes de controle. Já fluxos superficiais são obtidos calculando-se seus valores nos pontos de integração através de uma expansão em séries de Taylor e então integrando estes fluxos sobre as superfícies que circulam seus respectivos volumes de controle. Assim, tem-se:

$$V \left( \frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\rho U_j \Delta n_j)_{pi} = 0, \quad (3.72)$$

$$V \left( \frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\dot{m}_{pi} U_i)_{pi} = - \sum_{pi} (P \Delta n_i)_{pi} + \sum_{pi} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{pi} + \overline{S_{U_i}} V, \quad (3.73)$$

$$V \left( \frac{\rho \phi - \rho^o \phi_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{pi} (\dot{m}_{pi} \phi_i)_{pi} = \sum_{pi} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{pi} + \overline{S_\phi} V, \quad (3.74)$$

em que  $\dot{m}_{pi} = (\rho U_j \Delta n_j)_{pi}$  representa o fluxo de massa através do elemento de superfície discreto orientado  $\Delta n_j$ . O sobrescrito  $^o$  representa o instante de tempo anterior e  $pi$ , ponto de integração. A formulação utilizada no CFX para a discretização temporal é totalmente implícita.

### 3.4.2 Função de Interpolação

As funções de interpolação têm grande importância na resolução dos sistemas de equações, pois são elas que fazem a conectividade das propriedades entre os volumes.

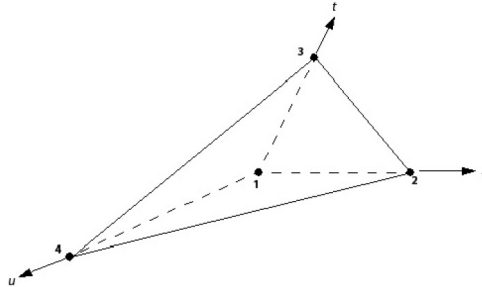
A função de interpolação temporal utilizada corresponde a um esquema de Euler de segunda ordem (*Second Order Backward Euler Scheme*), o qual é um esquema robusto e não impõe limitação ao passo de tempo (*timestep*), embora possa gerar oscilações não físicas na solução. Para evitar esse problema, o CFX faz uso de um esquema modificado para a solução das equações das variáveis que requerem mais cuidados, como a fração volumétrica [1].

No CFX os termos difusivos são calculados por meio de funções de forma, de maneira semelhante ao realizado no método dos elementos finitos. Estas funções descrevem como determinada propriedade varia dentro de cada elemento, sendo contínuas e diferenciáveis dentro dos mesmo. Neste caso, elas são utilizadas para se calcular as derivadas espaciais de todos os termos difusivos. Desta maneira, por exemplo, a derivada da propriedade genérica  $\Phi$  na direção  $x$  em um ponto de integração qualquer é dada por:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \Big|_{pi} = \sum_n \frac{\partial N_n}{\partial x} \Big|_{pi} \Phi_n \quad (3.75)$$

em que  $N_n$  é a função de forma.

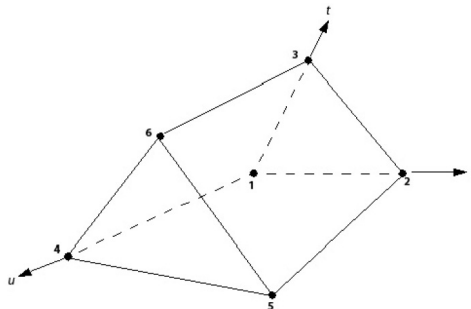
Neste trabalho, as malhas são compostas por elementos tetraédricos e prismáticos, figuras 3.6 e 3.7.



**Figura 3.6:** Representação dos elementos usados neste trabalho: tetraedro.

Para os elementos tetraédricos, tem-se as seguintes funções forma tri-lineares:

$$\begin{aligned} N_1(s, t, u) &= 1 - s - t - u \\ N_2(s, t, u) &= s \\ N_3(s, t, u) &= t \\ N_4(s, t, u) &= u \end{aligned} \quad (3.76)$$



**Figura 3.7:** Representação dos elementos usados neste trabalho: prisma.

Para os elementos prismáticos, tem-se as seguintes funções forma

tri-lineares:

$$\begin{aligned}
 N_1(s, t, u) &= (1 - s - t)(1 - u) \\
 N_2(s, t, u) &= s(1 - u) \\
 N_3(s, t, u) &= t(1 - u) \\
 N_4(s, t, u) &= (1 - s - t)u \\
 N_5(s, t, u) &= su \\
 N_6(s, t, u) &= tu
 \end{aligned} \tag{3.77}$$

Os termos relacionados ao transporte advectivo são calculados através de um esquema de alta ordem de precisão, *high resolution*, disponível no código CFX. De acordo com este esquema, a interpolação de uma propriedade genérica  $\Phi_{pi}$  no ponto de integração é dada por:

$$\Phi_{pi} = \Phi_{up} + \beta \nabla \Phi \cdot \Delta \vec{r} \tag{3.78}$$

sendo  $\Phi_{up}$  o valor da propriedade no nó a jusante;  $\vec{r}$  representa um vetor jusante ao ponto de integração e  $\nabla \Phi$ , o gradiente nodal da propriedade genérica no ponto de integração considerado.

No esquema *high resolution* valores para  $\beta$  são calculados localmente e  $\nabla \Phi$  é ajustado para o mesmo valor do gradiente da propriedade do nó a jusante. O cálculo de  $\nabla \Phi$  é realizado de maneira que seus valores sejam os mais próximos possíveis de 1 sem que haja a introdução de oscilações numéricas ao resultado.

### 3.4.3 Acoplamento Pressão - Velocidade

Na solução dos problemas envolvendo a pressão, esta é substituída pela pressão média e por sua variação local. O gradiente de pressão em uma dada direção, quando substituído na equação de conservação da quantidade de movimento axial, gera velocidades que satisfaçam a conservação da massa global, gerando assim um acoplamento denominado de acoplamento pressão velocidade [102].

No CFX, o arranjo de malha é do tipo co-localizado, ou seja, todas as variáveis são armazenadas no centro do mesmo volume de controle. Este esquema apresenta a vantagem de se ter todas as equações de transporte resolvidas para os mesmos volumes de controle. Porém, como apontado por Maliska [102], desta maneira as equações para a quantidade de movimento não incluem a pressão referente ao volume de controle onde as variáveis são armazenadas, fazendo com esta seja avaliada com uma ordem de precisão mais baixa. Também há a possibilidade de ocorrência de campos de pressão oscilatórios não detectados pelo gradiente de pressão e que podem estar desacoplados.

A estratégia utilizada pelo CFX para contornar esse problema baseia-se na introdução de uma pseudo-equação da quantidade de movimento para a velocidade em cada ponto de integração.

$$U_{i,pi} = \bar{U}_{i,pi} + f_{pi} \left( \frac{\partial p}{\partial x_i} \Big|_{pi} - \frac{\bar{\partial p}}{\partial x_i} \Big|_{pi} \right) - c_{pi} f_{pi} \left( U_{i,pi}^o - \bar{U}_{i,pi}^o \right) \quad (3.79)$$

sendo

$$f_{pi} = \frac{d_{pi}}{1 - c_{pi}d_{pi}}, \quad (3.80)$$

$$c_{pi} = \frac{\rho}{\Delta t}, \quad (3.81)$$

e

$$d_{pi} = -\frac{V}{A} \quad (3.82)$$

em que  $A$  representa o coeficiente central da equação da quantidade de movimento excluindo-se o termo transiente.

### 3.4.4 Solução do Sistema Linear

Ao aplicar o método dos volumes finitos surgem, para todos os volumes de controle do domínio, uma série de equações de conservação discreta. O sistema de equações pode ser descrito por:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \Phi_i^{nb} = b_i \quad (3.83)$$

em que  $\Phi$  representa a solução;  $b$  (do lado direito da equação) e  $a$  representam os coeficientes da equação. O subscrito  $i$  identifica o número do volume finito ou nó em questão, e  $nb$  denota os volumes vizinhos, que também inclui o coeficiente central multiplicando a solução na  $i$ -ésima posição. O nó deve ter algum número em relação a tais vizinhanças, para que o método seja igualmente aplicável para malhas estruturadas e não-estruturadas.

Ao se resolver o sistema para quantidades escalares, os termos  $a_i^{nb}$ ,  $\Phi_i^{nb}$  e  $b_i$  são números; porém, quando se trata do sistema acoplado de equações que envolve as equações da conservação da massa e as equações de Navier-Stokes para  $x$ ,  $y$  e  $z$ , esses termos tornam-se uma matriz ( $4 \times 4$ ) e vetores ( $4 \times 1$ ), respectivamente.

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (3.84)$$

$$\Phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (3.85)$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (3.86)$$

em que  $u$ ,  $v$  e  $w$  são as componentes médias da velocidade e  $p$  é a pressão em cada nó.

Como benefícios do emprego do acoplamento das equações pode-se citar a maior robustez e eficiência na solução do problema, e a simplicidade do tratamento do problema e a generalidade, isto é, a condição de se aplicar para inúmeros problemas e métodos de discretização.

No CFX, o processo de solução numérica consiste basicamente em duas operações: geração dos coeficientes e solução do sistema de equações. Na solução linear, utiliza a técnica *Incomplet Lower Upper* (ILU) acelerada por método *Multigrid* algébrico para o auxílio da convergência da solução numérica.

A vantagem de se usar o método *Multigrid* sobre os procedimentos de solução iterativos convencionais está na sua grande capacidade de reduzir erros cujos comprimentos de onda sejam da ordem de grandeza do domínio. Para alcançar este benefício, o algoritmo cria um grupo de malhas mais grosseiras a partir da malha refinada. Os sistemas de equações referentes às malhas grosseiras são então resolvidos e os resultados usados na inicialização da malha refinada [55].

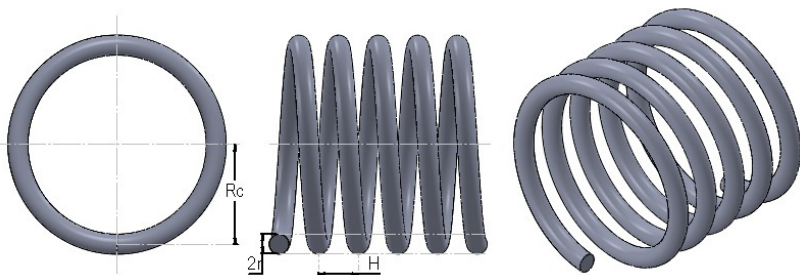
## 3.5 Implementação do Modelo Numérico

### 3.5.1 Representação Geométrica dos Dutos Simulados

Nesta investigação, considerou-se um duto helicoidal de orientação horizontal (eixo de enrolamento horizontal). A representação esquemática deste tipo de configuração é apresentada na figura 3.8. O diâmetro interno e o diâmetro de curvatura do duto são representados por  $2r$  e  $2Rc$ , respectivamente. A distância entre duas voltas adjacentes é chamada de passo,  $H = 2\pi p$ . Para qualquer seção transversal do duto, criada por um plano passando pelo eixo de enrolamento, a parede do tudo mais próxima ao eixo de enrolamento é denominada de parede interna e a mais distante, de parede externa. A razão de curvatura,  $\delta$ , e a torção,  $\lambda$ , do eixo do duto podem ser calculadas por:

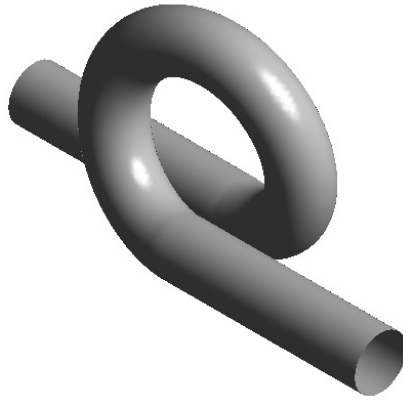
$$\delta = \frac{Rc}{Rc^2 + p^2} \quad (3.87)$$

$$\lambda = \frac{p}{Rc^2 + p^2}. \quad (3.88)$$



**Figura 3.8:** Configuração do duto helicoidal.

Neste trabalho foram geradas 22 configurações de dutos helicoidais organizados em quatro grupos: teste de independência de malha, validação do modelo, análise da influência dos parâmetros de operação e análise da influência dos parâmetros geométricos no processo de separação gás-líquido. Esta última foi denominada Configuração Base, uma vez que os parâmetros geométricos desta configuração foram adotados para a montagem do protótipo laboratorial. A figura 3.9 representa a configuração base.



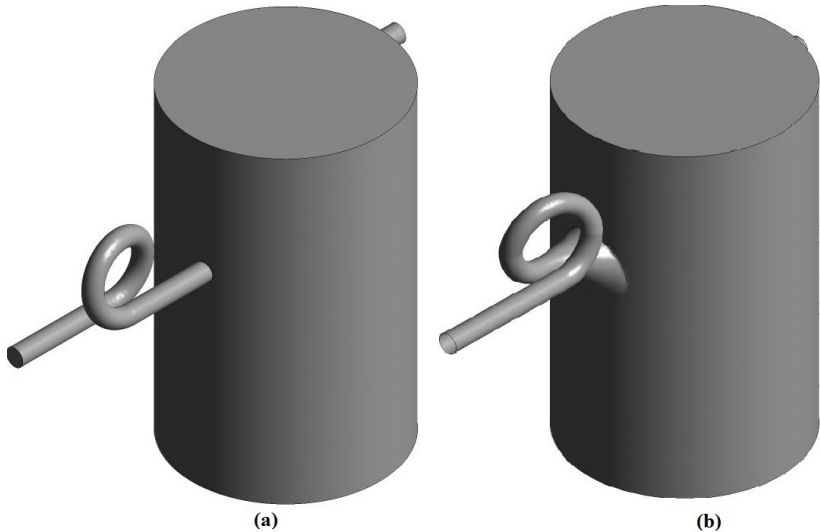
**Figura 3.9:** Configuração Base do duto helicoidal.

Como o estágio de separação parcial é composto pelo duto curvado e o tanque cilíndrico, foram geradas mais 2 configurações (figura 3.10) e assim avaliar a diminuição da turbulência gerada pela vazão de entrada na interfase gás-líquido no interior do cilindro ao se considerar uma seção para diminuição da velocidade após o duto helicoidal; e uma para a análise da influência dos parâmetros de operação (nível de líquido, vazões de entrada e saída e diâmetro de bolha e de gota) no surgimento dos fenômenos de *gas carry-under* (presença de gás na saída de líquido) e *liquid carry-over* (presença de líquido na saída de gás).

### 3.5.2 Geração e Teste de Malha

Em simulações CFD, grande parte do sucesso está relacionada com a qualidade da malha empregada, visto que suas características influenciarão diretamente a qualidade dos resultados obtidos, bem como o tempo necessário para obtê-los. À medida que se trabalha com geometrias e física de problemas mais complexos, o processo de geração de malha computacional se torna também mais complicado. Para escoamentos multifásicos, por exemplo, a região que define a interface deve, sempre que possível, possuir um espaçamento de malha adequado, caso contrário a definição desta interface será difusa, e efeitos como quebra de coalescência podem ser introduzidos por uma malha com um espaçamento inadequados [118]. O modelo SST também requer uma certa distância do primeiro nó à parede para que a lei de parede usada na condição de contorno seja válida.





**Figura 3.10:** Geometrias geradas para análise do tipo de entrada do sistema: (a) entrada com duto helicoidal e (b) entrada com duto helicoidal e redutor de velocidade.

É possível modificar uma malha de forma a obter-se uma solução mais confiável. A aplicação deste procedimento, normalmente denominado de refinamento de malha ou teste de malha, é comum em regiões onde ocorrem altos gradientes das variáveis. Geralmente, pontos adicionais são alocados próximos à parede de forma a capturar melhor os efeitos da camada limite de velocidade.

O CFX discretiza o domínio de cálculo por meio de uma malha não-estruturada. O aplicativo gera elementos tetraédricos, nos quais o tamanho máximo de cada elemento é definido. Além dos tetraedros, é possível também a geração de elementos prismáticos próximos às fronteiras sólidas do modelo. Estes prismas são gerados por uma sucessão de curvas, com o formato da seção de escoamento, que interceptam a malha dos tetraedros. Neste caso, define-se o local onde serão gerados, a quantidade de curvas e um fator de escala para o espaçamento entre elas. A geração desta porção de prismas possibilita que os elementos gerados tenham suas faces perpendiculares e/ou paralelas à direção principal do escoamento, assim como um maior número de nós nas regiões onde observa-se grandes gradientes de velocidade [113].

Nesta investigação, as malhas geradas são compostas por elemen-

tos tetraédricos e prismáticos, sendo que os primeiros foram alocados na região central do duto e os últimos, próximos às paredes. Primeiramente, realizou-se um estudo qualitativo para se especificar o tamanho da região ocupada pelos elementos prismáticos, visando baixo custo computacional; mas que forneça uma boa representação das características de escoamentos em dutos helicoidais (perfil de velocidade axial e escoamento secundário, por exemplo). O tamanho máximo da aresta de um elemento tetraédrico foi estimado em 8% do diâmetro interno do duto. O tamanho máximo da camada de prismas foi especificado como 3 vezes o tamanho máximo da aresta de um tetraedro, ou seja 24% do diâmetro interno do duto. Esta metodologia foi aplicada por Sartori [113], obtendo, assim, bons resultados na simulação de reatores helicoidais. Outro motivo para se adotar este procedimento é o fato de que um dos objetivos deste trabalho foi analisar o efeito da geometria (diâmetro interno, raio de curvatura e passo) no fenômeno de separação gás-líquido no interior de configurações helicoidais, portanto desta maneira conseguiu-se manter uma proporção entre as malhas geradas para os distintos parâmetros geométricos.

Neste trabalho, o teste de malha foi realizado simulando malhas cada vez mais refinadas de maneira tal a obedecer a especificação *Yplus* imposta para se aplicar o modelo de turbulência SST (ver 3.3) e até que as diferenças entre os valores de velocidade axial não apresentassem variações consideráveis de uma malha para outra. Para tanto, foram simuladas cinco malhas distintas para a geometria base, variando-se a espessura da camada de prismas, dentro da espessura total destinada para este fim. As figuras 3.11 e 3.12 representam a malha gerada para a configuração base e uma seção do duto onde se pode notar a diferença entre as malhas geradas para o teste de independência, respectivamente.

Para se quantificar as diferenças entre os valores de velocidade axial obtidos para as diferentes malhas geradas, foram alocados 5 planos ao longo do duto helicoidal (planos A, B, C, D e E). O primeiro plano foi alocado na entrada da seção helicoidal (plano A) e os demais (B, C, D e E), distanciados entre si por um quarto de volta.

Em cada plano, foram colocados 1000 pontos sobre uma linha vertical e uma linha horizontal, ambas coincidentes com o diâmetro interno do duto, figura 3.13. Desta maneira pôde-se amostrar e comparar os valores de velocidade axial nos eixos  $Y$  e  $X$ . Por fim, para selecionar qual entre as malhas geradas seria utilizada, foram calculados os Erros Quadráticos Médios Normalizados (EQMN), para cada um dos planos amostrados, em relação a malha de referência (malha mais refinada).

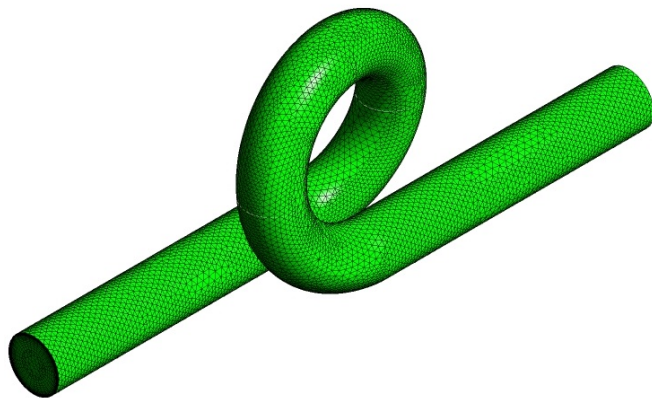


Figura 3.11: Malha gerada para a configuração base.

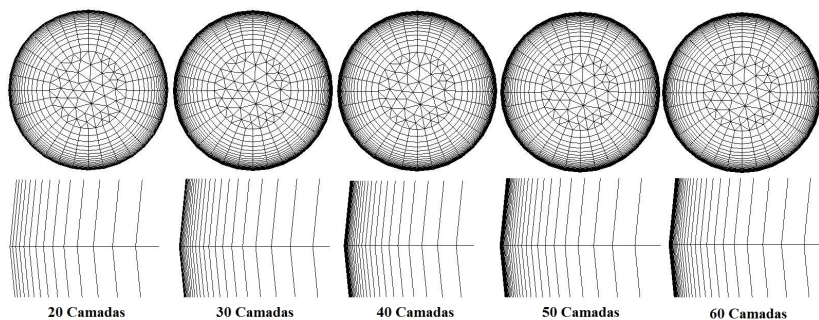
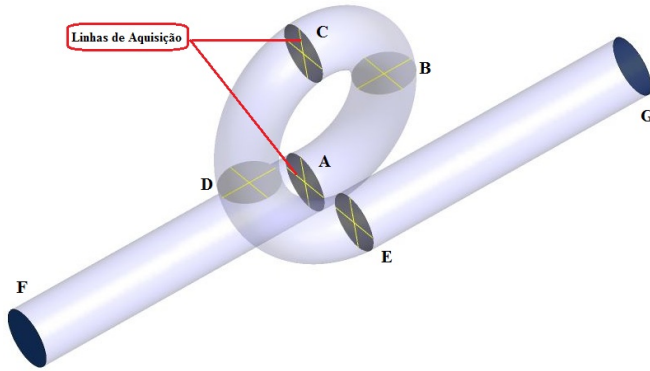


Figura 3.12: Malhas geradas para o teste de independência.

$$EQMN = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^T \frac{(a_i - a_{ref_i})^2}{a_{ref_i}^2}} \quad (3.89)$$

em que  $a_i$  representa o valor do parâmetro amostrado na malha menos refinada, no ponto  $i$ ;  $a_{ref_i}$  representa o valor do parâmetro amostrado na malha de referência (mais refinada), no ponto  $i$  e  $T$ , o número total de pontos analisado.

Quanto as malhas referentes às configurações do duto acoplado ao tanque, adotou-se para o duto curvado e as saídas de gás e líquido a mesma metodologia de geração de malha relatada anteriormente. Para o tanque, o tamanho máximo da aresta de um elemento tetraédrico foi



**Figura 3.13:** Alocação dos planos e linhas de aquisição para o teste de malha e validação do modelo.

estimado em 5% do diâmetro interno do tanque. O tamanho máximo da camada de prismas foi especificado como 2 vezes o tamanho máximo da aresta de um tetraedro, ou seja 10% do diâmetro interno do tanque. A figura 3.14 representa as malhas geradas para cada configuração.

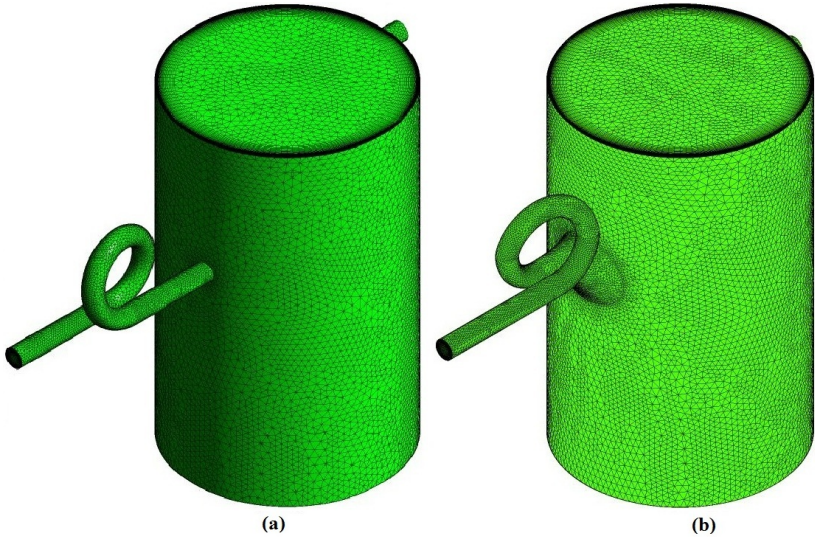
### 3.5.3 Condições de Contorno

Neste trabalho, todas as simulações foram executadas considerando-se regime estacionário e tanto as condições de contorno quanto o regime de escoamento (laminar ou turbulento; monofásico ou multifásico) foram estabelecidos de acordo com cada caso estudado. Para todos os casos estudados, adotou-se uma pressão de referência de 0 Pa, sendo esta aconselhada pelo manual do aplicativo para obter-se pressões absolutas quando da análise dos resultados.

#### Teste de Malha e Validação do Modelo

Foram adotadas as seguintes condições para o teste de malha e validação do modelo:

- Entrada - Na seção de entrada, adotou-se velocidade prescrita (*velocity inlet*) de acordo com os dados experimentais obtidos dos trabalhos usados para validação do modelo. Para o teste de malha, adotou-se a velocidade de operação da unidade experimental onde foram realizados os ensaios experimentais;
- Saída - Na seção de saída, adotou-se os mesmos valores de velo-



**Figura 3.14:** Malhas geradas para análise do tipo de entrada do sistema: (a) entrada com duto helicoidal e (b) entrada com duto helicoidal e redutor de velocidade.

cidade adotados na seção de entrada;

- Paredes - Nos contornos sólidos da geometria, adotou-se a condição de hidraulicamente lisa (*smooth wall*) e componentes de velocidade nulos (*no slip*).

### **Análise do Fenômeno de Separação no Duto Helicoidal**

Foram adotadas as seguintes condições para a análise do fenômeno de separação:

- Entrada - Na seção de entrada, adotou-se vazão mássica prescrita (*mass flow rate*) para cada fluido (água, óleo e gás). Também adotou-se valores de fração volumétrica para cada fluido e tamanho de bolha e de gota para as fases dispersas (gás e água);
- Saída - Na seção de saída, adotou-se condição de pressão (*pressure outlet*);
- Paredes - Nos contornos sólidos da geometria, adotou-se a condição de hidraulicamente lisa (*smooth wall*) e componentes de velocidade nulos (*no slip*).

### Análise do Sistema de Separação Parcial (duto helicoidal acoplado ao tanque)

Foram adotadas as seguintes condições para a análise do sistema de separação parcial:

- Entrada - Na seção de entrada, adotou-se vazão mássica prescrita (*mass flow rate inlet*) para cada fluido (água, óleo e gás). Também adotou-se valores de fração volumétrica para cada fluido e tamanho de bolha e de gota para as fases dispersas (gás e água);
- Saída de Líquido - Na seção de saída, adotou-se vazão mássica prescrita (*mass flow rate outlet*) para a mistura água-óleo;
- Saída de Gás - Na seção de saída, adotou-se condição de abertura (*opening*). Esta condição permite tanto a entrada como a saída de fluido do domínio dependendo da diferença de pressão na fronteira;
- Paredes - Nos contornos sólidos da geometria, adotou-se a condição de hidraulicamente lisa (*smooth wall*) e componentes de velocidade nulos (*no slip*).

#### 3.5.4 Parâmetros de Simulação

Todas as simulações foram executadas em um computador tipo PC com as seguintes configurações:

- Processador: Intel Core 2 Quad Q6600 2.4GHz;
- Memória RAM: 8Gb;
- Adaptador de Vídeo: Nvidia Quadro FX 1700 512Mb;
- Sistema Operacional: Windows Xp Professional x64 Edition.

A computação numérica foi considerada convergida quando a soma residual de todos os nós computados na  $n$ th iteração,  $R_\phi^n$ , satisfaz o seguinte critério:  $R_\phi^n/R_\phi^m \leq 10^{-5}$ , em que  $R_\phi^m$  denota o valor do da variável  $\phi$  depois de  $m$  iterações.

#### 3.5.5 Validação do Modelo

O passo seguinte a qualquer simulação é a validação dos resultados obtidos. Para o caso de escoamento multifásico no interior de dutos helicoidais, a literatura se mostra todavia escassa de resultados e os

que estão disponíveis não são muito claros quanto aos procedimentos e alguns parâmetros, o que impede a sua reprodução fidedigna. Desta maneira, de acordo com Rezende [21], o que se pode fazer é comparar qualitativamente os resultados com problemas semelhantes, verificando se as mesmas tendências e comportamentos são observados. Isso já indica se os resultados são ou não fisicamente coerentes.

A validação do modelo numérico foi realizada utilizando-se os dados de Yu et al [78], Webster e Humphrey [27] e Patankar et al [71], que mediram experimentalmente valores de velocidade do escoamento de água no interior de dutos helicoidais em regime laminar e turbulento. Para tanto, foram geradas configurações de acordo com aquelas utilizadas pelos autores em seus respectivos experimentos. Para a geração das malhas adotou-se a mesma metodologia aplicada às demais configurações. As especificações do escoamento e da geometria estão dispostas na Tabela 3.3. Não foram encontrados, na literatura, dados experimentais de medição de velocidade para escoamento multifásico em configurações helicoidais, impossibilitando, assim, a validação do modelo para tais casos.

## 3.6 Análise do Fenômeno de Separação - Casos Estudados

Em dutos helicoidais, assim como em separadores gravitacionais (horizontais e verticais) e em separadores ciclônicos, a qualidade da separação está fortemente atrelada aos parâmetros operacionais e geométricos. Desta forma, foram realizadas simulações para analisar como estes parâmetros influenciam no processo de separação.

### 3.6.1 Influência dos Parâmetros Operacionais na Separação Gás-Líquido

Para se analisar a influência da vazão ( $W_a$ ,  $W_o$  e  $W_g$ ), diâmetro de bolha ( $B_g$ )/gota ( $B_o$ ) e fração volumétrica ( $F_a$ ,  $F_o$  e  $F_g$ ) na segregação da fase gasosa, tanto para o duto helicoidal quanto para o sistema (duto + tanque), foram realizadas simulações nas quais os parâmetros de análise (vazão, diâmetro de bolha/gota e fração volumétrica) tiveram seus valores variados. O plano C (saída da curva, figura 3.13) foi escolhido para a visualização do escoamento e aquisição dos dados. As tabelas 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7 apresentam os valores adotados para tais parâmetros.

**Tabela 3.4:** Valores adotados de vazão de líquido para análise do efeito dos parâmetros operacionais.  $W_g = 0,0035kg/s$ ,  $B_o = B_g = 1mm$ ,  $F_g = 50\%$  e  $F_a = F_o = 25\%$ .

Parâmetro	Caso	Vazão [kg/s]	
		Água	Óleo
Vazão de Líquido	1	0,5	0,5
	2	1	1
	3	2	2
	4	4	4
	5	6	6
	6	8	8
	7	15	15

**Tabela 3.5:** Valores adotados de vazão de gás para análise do efeito dos parâmetros operacionais.  $W_a = W_o = 2kg/s$ ,  $B_o = B_g = 1mm$ ,  $F_g = 50\%$  e  $F_a = F_o = 25\%$ .

Parâmetro	Caso	Vazão [kg/s]
		Gás
Vazão de Gás	1	0,0035
	2	0,007
	3	0,01
	4	0,05
	5	0,1
	6	0,5



### 3.6. Análise do Fenômeno de Separação - Casos Estudados 99

**Tabela 3.6:** Valores adotados de tamanho de bolha e de gota para análise do efeito dos parâmetros operacionais.  $W_g = 0,0035kg/s$ ,  $W_a = W_o = 2kg/s$ ,  $F_g = 50\%$  e  $F_a = F_o = 25\%$ .

Parâmetro	Caso	Bolha (gota) [mm]	
		Óleo	Gás
Bolha de Gás	1	1	0,001
	2	1	0,01
	3	1	0,05
	4	1	0,1
	5	1	0,5
	6	1	1
	7	1	2
Gota de Óleo	1	0,001	1
	2	0,01	1
	3	0,05	1
	4	0,1	1
	5	0,5	1
	6	1	1
	7	2	1

**Tabela 3.7:** Valores adotados de fração volumétrica (água-óleo-gás) para análise do efeito dos parâmetros operacionais.  $W_g = 0,0035kg/s$ ,  $W_a = W_o = 2kg/s$ ,  $B_o = B_g = 1mm$ .

Parâmetro	Caso	Fração Volumétrica [%]		
		Água	Óleo	Gás
Fração Volumétrica	1	45	45	10
	2	40	40	20
	3	35	35	30
	4	30	30	40
	5	25	25	50
	6	20	20	60
	7	15	15	70
	8	10	10	80
	9	5	5	90

Para analisar-se a separação gás-líquido e o surgimento dos fenômenos de *gas carry-under* e *liquid carry-over* no sistema, houve a necessidade de se implementar uma estratégia para manter o nível de líquido em um determinado *set point*. Logo, partindo-se do conceito de balanço

de massa e controle de nível, foram determinadas expressões que relacionassem a pressão de fundo e o nível de líquido (mistura água-óleo) no tanque. A saída de líquido do tanque foi, então, dotada de uma condição de vazão prescrita variável, criando, assim, um tipo de válvula de controle virtual responsável por manter a condição de equilíbrio (vazão de entrada igual a vazão de saída) e o nível desejado.

### 3.6.2 Influência dos Parâmetros Geométricos na Separação Gás-Líquido

Assim como para os parâmetros operacionais, para avaliar o efeito da geometria do duto helicoidal na segregação das fases, foram realizadas simulações variando-se os seguintes parâmetros:

- Diâmetro interno;
- Raio de curvatura;
- Passo;
- Número de voltas.

As características impostas ao escoamento são apresentadas na tabela 3.8.

**Tabela 3.8:** Características do Escoamento: efeito dos parâmetros geométricos.

Parâmetro	Óleo	Água	Gás	A/O	A/G
Densidade [ $kg/m^3$ ]	762,0	998,0	48,0	—	—
Viscosidade [ $cP$ ]	0,689	0,353	0,014	—	—
Fração Volumétrica [%]	0,25	0,25	0,5	—	—
Tensão Superficial [ $N/m$ ]	—	—	—	0,028	0,072
Vazão Mássica [ $kg/s$ ]	2	2	0,0035	—	—
Diâmetro de Bolha/Gota [ $mm$ ]	1	—	1	—	—

A tabela 3.9 apresenta os valores adotados para a análise da influência dos parâmetros geométricos no processo de separação.

## 3.7 Conclusões

Neste capítulo foram apresentados um resumo sobre os fundamentos do escoamento multifásico e o tratamento dado a este tipo de

escoamento por meio da fluidodinâmica computacional. Uma vez familiarizado com a teoria, buscou-se desenvolver os passos que envolvem a resolução do problema CFD (tratamento do problema, geração da malha, especificação do escoamento, solução numérica), sempre que possível, apontando que tipo de abordagem foi utilizada no pacote computacional ANSYS CFX V.12.

A metodologia adotada para a geração da malha mostrou-se ser uma boa escolha, pois conseguiu-se manter uma proporção dos elementos quando variados os parâmetros geométricos (diâmetro interno do duto, raio de curvatura, passo e número de voltas). Desta maneira, o processo de geração e avaliação da malha foi padronizado reduzindo, assim, consideravelmente o tempo dedicado à esta tarefa.

No capítulo seguinte tanto a qualidade das malhas geradas quanto o modelo utilizado serão avaliados. Para a avaliação das malhas serão apresentados os resultados do teste de independência; e os dados obtidos das simulações nas quais foram reproduzidos os experimentos de Yu et al, Webster e Humphrey e Patankar et al serão confrontados com aqueles apresentados por seus respectivos autores.

**Tabela 3.3:** Parâmetros Utilizados para Validação do Modelo.

Caso	Re [ $\times 10^4$ ]	r [mm]	Rc [mm]	H [mm]	$\delta$ [ $\times 10^{-4}$ ]	$\lambda$ [ $\times 10^{-5}$ ]	Volts
Yu et al	0,05-0,2	4,7	63,7	31,8	11,5	691	3
Webster e Humphrey	0,3-1,05	19,05	346,5	40	28,4	32,8	3
Patankar et al	2,5-8,9	25,4	657,86, 1016	60	15, 9,8	13,75, 5,8	3

Tabela 3.9: Parâmetros Geométricos dos Dutos Simulados.

Parâmetro	$2r$ [mm]	$R_c$ [mm]	$H$ [mm]	Curvatura	Torção	N. de voltas
Diâmetro Interno	24,5, 50,8, 76,2, 100,6	114,3	90, 120	0,0086	0,001	1
Raio de Curvatura	76,2	60, 120, 180, 240, 300	90	0,003 - 0,016	0,00016 -0,004	1
Passo	76,2	114,3	90, 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 350	0,0068 -0,0082	0,001 - 0,003	1
N. de Voltas	76,2	114,3	90	0,0086	0,001	1, 2, 3



# Capítulo 4

## Resultados de Simulação

Neste capítulo são apresentados os resultados e as discussões dos casos estudados, analisando a influência de cada parâmetro (geométricos e operacionais) avaliado: diâmetro interno, passo (torção), raio de curvatura, vazão, diâmetro de bolha e gotas e fração volumétrica de entrada de cada fase. Inicialmente, são apresentados os resultados obtidos nas simulações de refino da malha e na validação do modelo computacional utilizado nas simulações do escoamento no duto helicoidal realizadas no pacote ANSYS-CFX.

### 4.1 Teste de Independência de Malha

Uma solução numérica ideal deve ser independente da malha, isto é, se a malha for refinada, os resultados obtidos anteriormente não devem sofrer alterações. Este objetivo é, via de regra, difícil de ser alcançado para simulações de interesse prático, pois quanto mais refinada for a malha, maior será o custo computacional da simulação, podendo, até mesmo inviabilizá-la [55, 102].

Uma vez que a principal característica do escoamento em dutos curvados é a presença do escoamento secundário, é muito importante que a malha utilizada seja capaz de reproduzi-lo, principalmente junto às paredes.

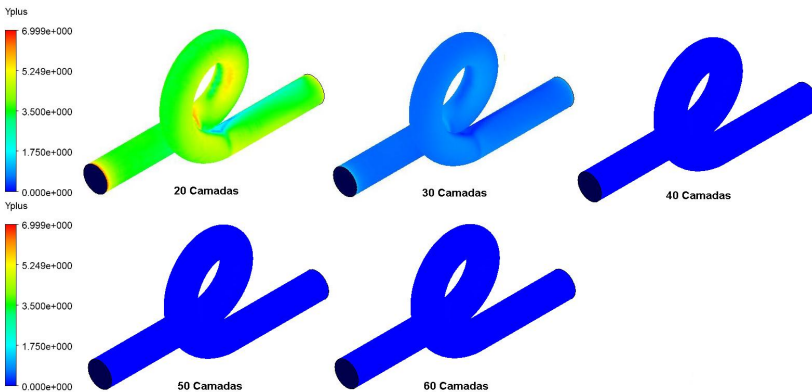
Afim de se determinar o “melhor” refino de malha junto às paredes, foram geradas 5 malhas, variando-se o número de camadas (divisões) da região de prismas, com as quais realizou-se um conjunto de simulações, onde a variável  $y^+$  foi utilizada como parâmetro de avaliação. De acordo com o manual do CFX, para se garantir que o tratamento automático de

parede empregado junto com o modelo de turbulência SST seja utilizado adequadamente, os valores de  $y^+$  devem ser inferiores a 200. Na Tabela 4.1 encontram-se o número de elementos (tetraedros e prismas) e de nós em cada malha gerada.

**Tabela 4.1:** Número de elementos das malhas testadas.

Malha	Camadas	Nós	Tetraedros	Prismas	Elementos
1	20	1.151.631	528.762	2.069.400	2.598.162
2	30	1.669.311	528.762	3.104.100	3.632.862
3	40	2.186.971	528.762	4.138.800	4.667.562
4	50	2.704.641	528.762	5.173.500	5.702.262
5	60	3.222.311	528.762	6.208.200	6.736.962

Na primeira simulação, na qual se utilizou a malha 1 (20 camadas), o valor máximo de  $y^+$  foi aproximadamente 7, estando os valores mais altos localizados nas regiões de entrada, parte inferior ao longo do eixo de curvatura e saída da seção helicoidal. Os valores obtidos com o emprego das demais malhas geradas foram menores que 7, como se esperava. A figura 4.1 ilustra os valores de  $y^+$  obtidos para cada malha. Desta maneira, utilizando a metodologia de geração adotada (explicada no capítulo 3, seção 3.5.2), qualquer uma das malhas geradas obedece o critério para o uso do tratamento automático de parede quando utilizado o modelo de turbulência SST. Resta agora saber qual delas representará melhor o perfil de velocidade axial característico do escamento secundário, critério adotado para a validação do modelo.

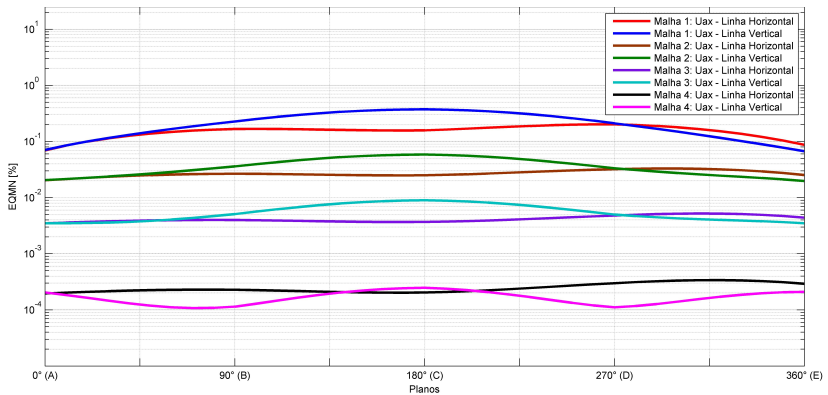


**Figura 4.1:** Valores do parâmetro de controle  $y^+$  para as malhas geradas.

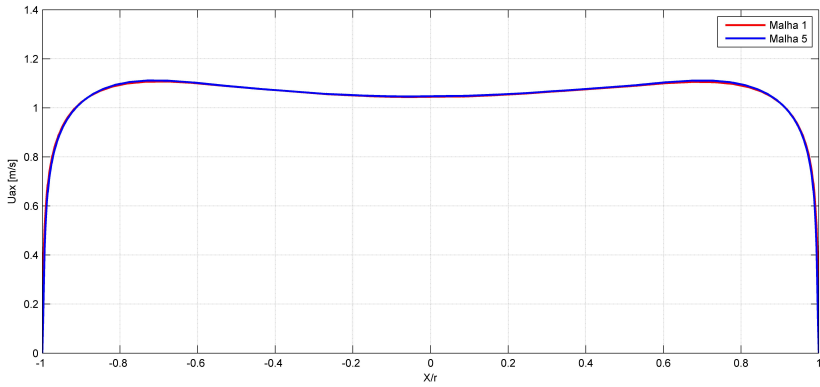


Para a definição de qual malha seria realmente utilizada, comparou-se os resultados de velocidade axial (velocidade na direção principal do escoamento) obtidos a partir da solução com cada uma das malhas geradas, para os 5 planos alocados na configuração base (Figura 3.13).

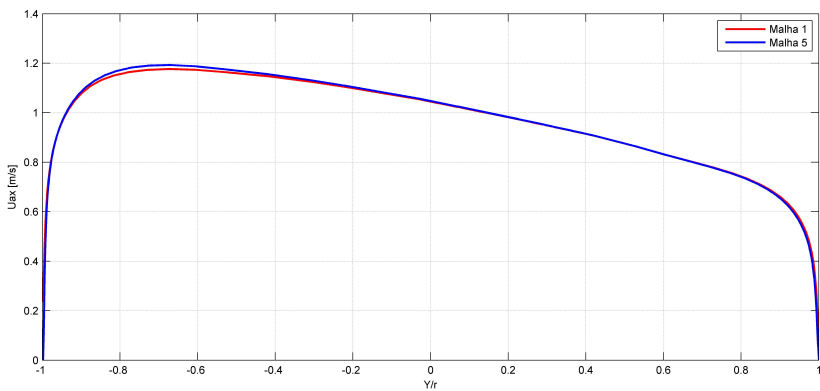
As Figuras 4.2-4.10 representam o cálculo dos erros quadráticos médios normalizados e a comparação dos perfis de velocidade axial, nas linhas horizontais e verticais, para as malhas 1, 2, 3 e 4 quando comparadas com a malha de referência (malha 5).



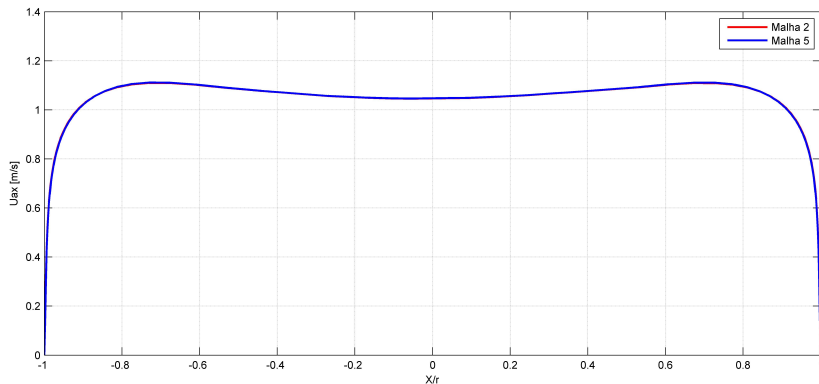
**Figura 4.2:** Erro Quadrático Médio Normalizado observado na comparação dos resultados de velocidade axial obtidos com o emprego das malhas 1, 2, 3 e 4 com a malha 5 (referência).



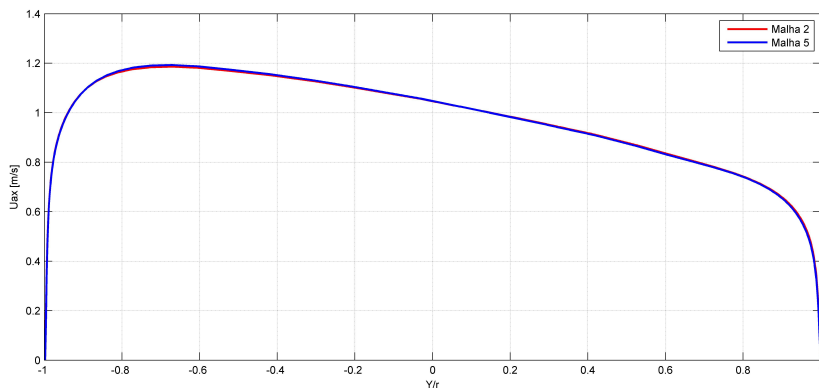
**Figura 4.3:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 1 e 5.



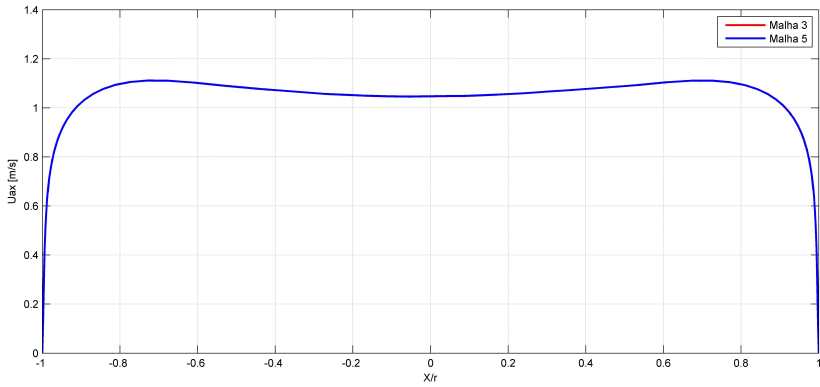
**Figura 4.4:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C (180°), empregando-se as malhas 1 e 5.



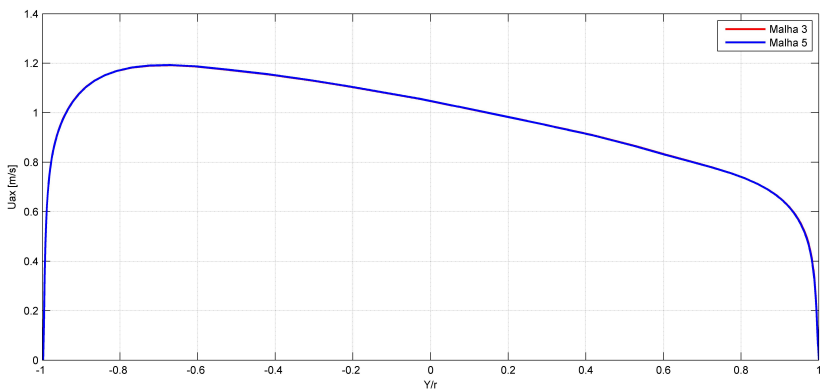
**Figura 4.5:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 2 e 5.



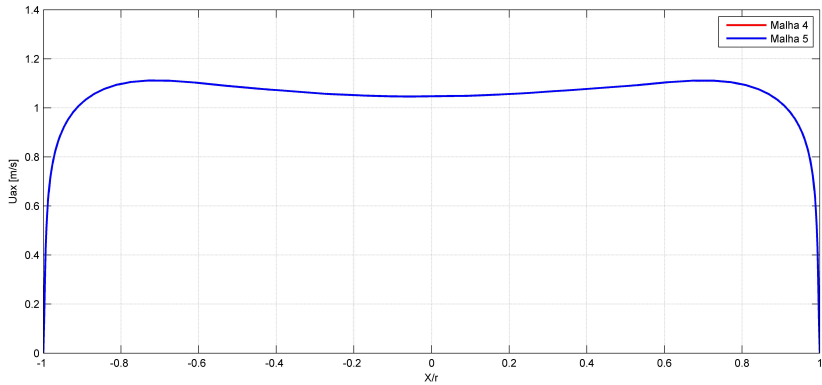
**Figura 4.6:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 2 e 5.



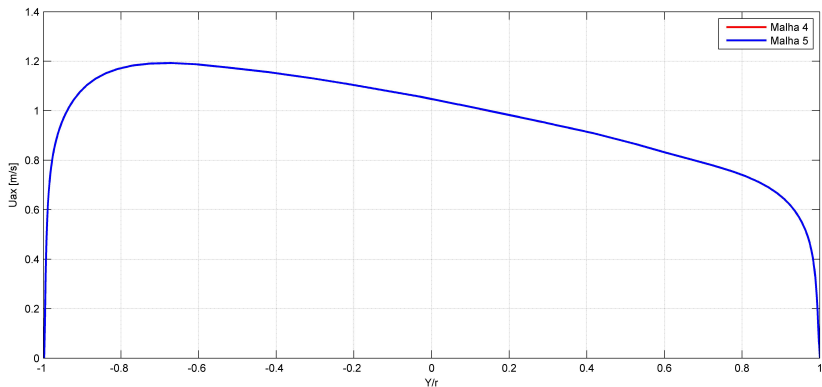
**Figura 4.7:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 3 e 5.



**Figura 4.8:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 3 e 5.



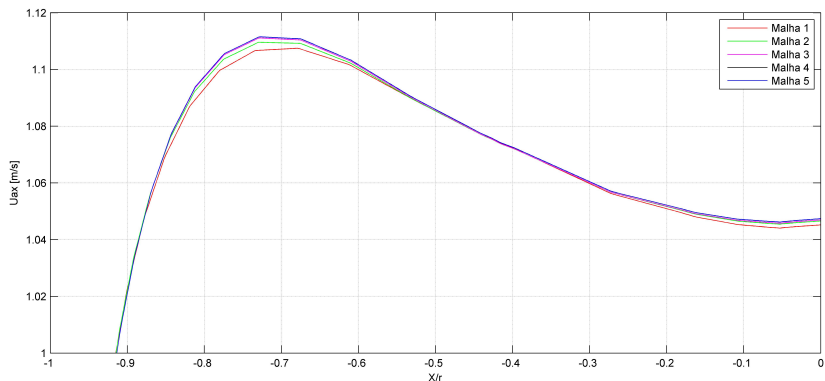
**Figura 4.9:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 4 e 5.



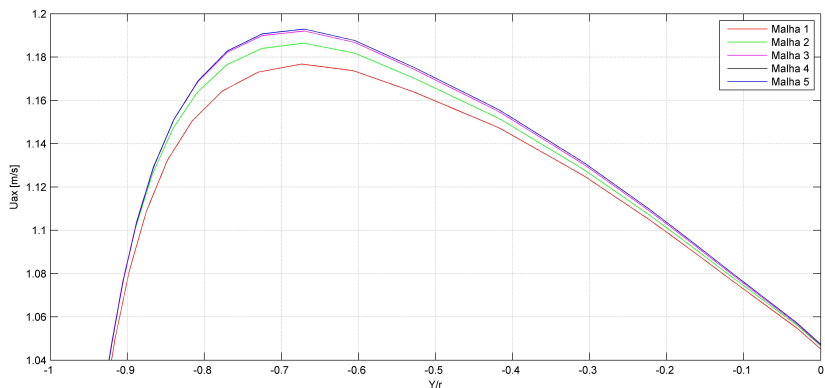
**Figura 4.10:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em uma linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 4 e 5.

Quando observados os EQMN, nota-se, como esperado, que os maiores valores foram aqueles obtidos com o emprego da malha menos refinada. Porém estes valores não ultrapassaram 0,4%, indicando, mais uma vez, a eficácia do método de geração de malha empregado. Para a melhor observação do perfil de velocidade axial, as Figuras 4.11 e 4.12 representam as curvas de velocidades adquiridas sob parte das linhas horizontal e vertical (seção transversal do duto, plano C,  $180^\circ$ )

para cada malha, respectivamente. Desta maneira, nota-se claramente a diferença entre os perfis gerados com o emprego das malhas menos refinadas (1 e 2).



**Figura 4.11:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em parte da linha horizontal coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 1, 2, 3, 4 e a malha de referência (5).



**Figura 4.12:** Comparação dos resultados de velocidade axial, amostrados em parte da linha vertical coincidente com o diâmetro do duto, no plano C ( $180^\circ$ ), empregando-se as malhas 1, 2, 3, 4 e a malha de referência (5).

Ainda resta analisar o custo computacional para a solução o escoamento em relação às malhas utilizadas. Para tanto, na Tabela 4.2 dispõe-se do tempo para se conseguir a convergência da solução empregando-se cada malha.

**Tabela 4.2:** Tempo de convergência para cada malha empregada.

Malha	Tempo de Convergência [h:min:s]
1	03:40:26
2	05:12:24
3	06:54:07
4	08:49:39
5	11:14:33

Assim, após se analisar os dados relativos ao Ypuls, ao EQMN e ao custo computacional das malhas geradas, decidiu-se utilizar a malha 3 (40 camadas) para a realização das demais simulações. Vale ressaltar que nos testes de malha foi determinado um escoamento monofásico de água, logo é evidente que o custo computacional para uma simulação com escoamento trifásico será maior que aqueles expostos na Tabela 4.2.

## 4.2 Validação do Modelo

A modelagem numérica é uma ferramenta que tem ajudado a melhor compreender e dimensionar os mais diversos tipos de equipamentos. Porém, como já dito anteriormente, estes modelos só podem ser considerados válidos, quando a comparação destes resultados com resultados experimentais apresentem determinado grau de concordância, estabelecido conforme o grau de detalhe que se necessita para compreensão dos fenômenos de interesse.

Por falta de dados experimentais que representassem o fenômeno aqui estudado (segregação de fases em dutos helicoidais), empregaram-se trabalhos que apresentam maior relevância para esta investigação. Dentre as publicações, os trabalhos de Yu et al., Webster e Humphrey e Patankar et al. são os que mais reúnem informações sobre experimentos de escoamentos em configurações helicoidais.

### 4.2.1 Trabalho 1 - Yu et al. [78]

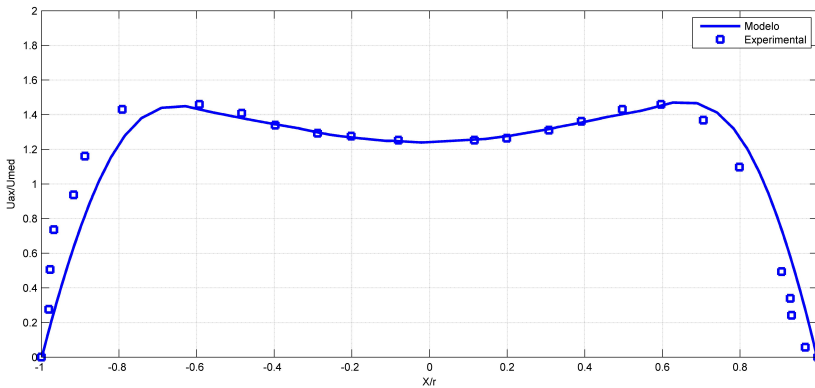
Estes autores mediram o campo de velocidade utilizando um LDA (*Laser Doppler Anemometry*) em três configurações de tubos helicoidalmente enrolados em um intervalo de número de Reynolds de 500 a 2000.

Eles mediram a velocidade na terceira volta do enrolamento, na posição correspondente a  $180^\circ$  a partir do início desta volta. Para

estas medidas, os autores estabeleceram duas linhas de amostragem na seção do duto: uma vertical e outra horizontal. Deste modo, os dados numéricos aqui gerados também foram analisados adotando-se esta mesma metodologia.

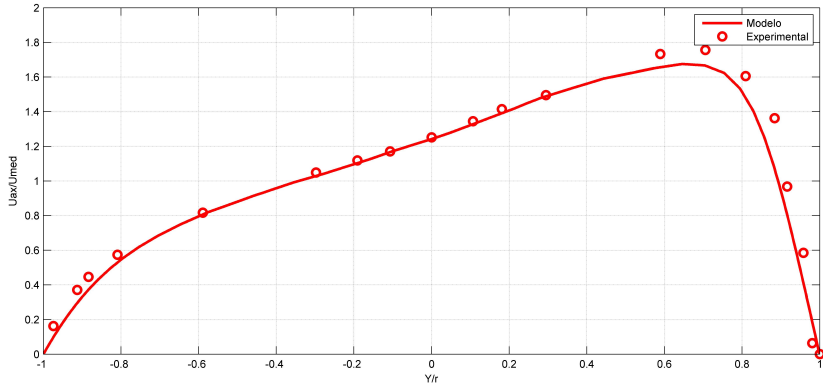
Para a comparação, simulou-se a configuração estudada por Yu et al. que apresenta raio interno do duto de  $0,0047\text{ m}$ , passo de  $0,0318\text{ m}$  e raio de curvatura (enrolamento) de  $0,0637\text{ m}$ . Fez-se a análise para os valores de números de Reynolds de 500, 1000, e 2000. Seguindo a mesma metodologia adotada pelos os autores em suas simulações numéricas, a geometria gerada apresenta três voltas, estando as linhas alocadas na terceira, numa distância angular de  $180^\circ$  desde o início desta volta.

As Figuras 4.13 e 4.18 ilustram os perfis de velocidades originados a partir dos dados experimentais coletados por Yu et al. e aqueles obtidos nas simulações realizadas utilizando o modelo gerado nesta investigação.

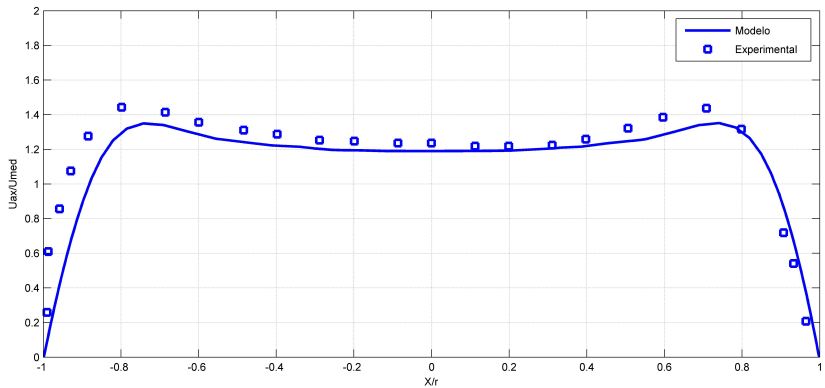


**Figura 4.13:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 500$ ; linha de amostragem horizontal.

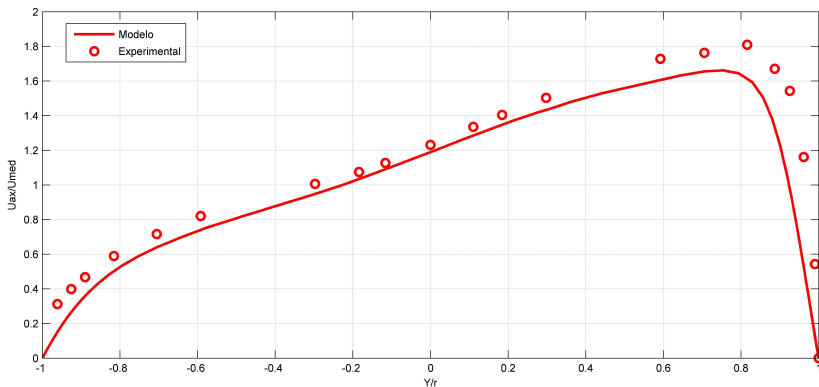




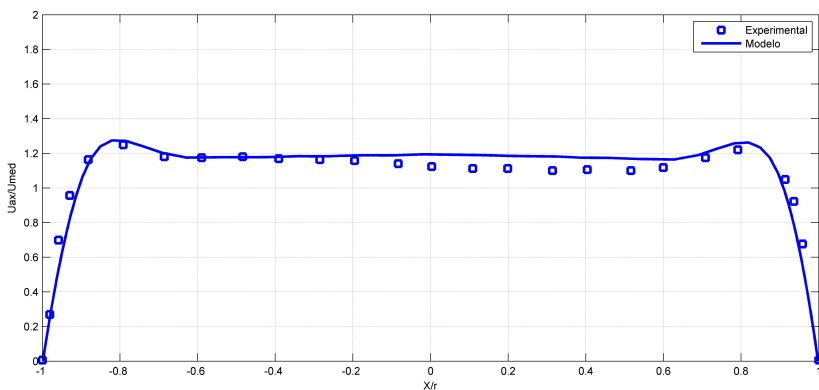
**Figura 4.14:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 500$ ; linha de amostragem vertical.



**Figura 4.15:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 1000$ ; linha de amostragem horizontal.



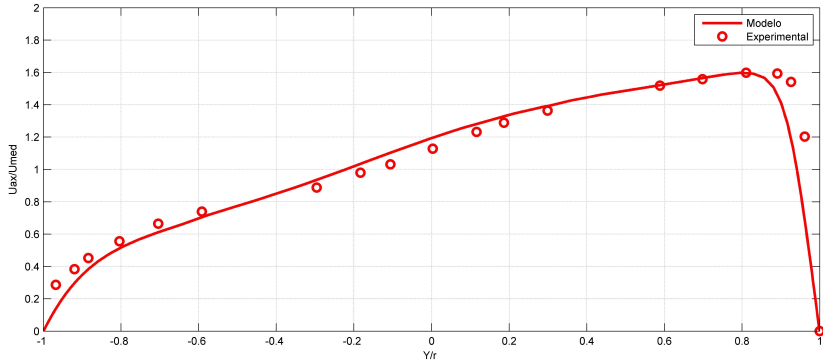
**Figura 4.16:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 1000$ ; linha de amostragem vertical.



**Figura 4.17:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 2000$ ; linha de amostragem horizontal.

A Tabela 4.3 apresenta os valores do Resíduo Médio Quadrático (RMS) obtidos a partir da comparação dos perfis de velocidade nas linhas horizontal e horizontal para os três valores de Reynolds estudados.

Comparando-se as curvas de velocidade axial obtidas pelo modelo numérico com aquelas originadas a partir dos valores medidos pelos autores, observa-se os menores resíduos para o caso em que o número de Reynolds é igual a 2000 e 500, quando observados nas linhas horizontal e vertical, respectivamente; e os maiores, para a condição de  $Re = 1000$ .



**Figura 4.18:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 2000$ ; linha de amostragem vertical.

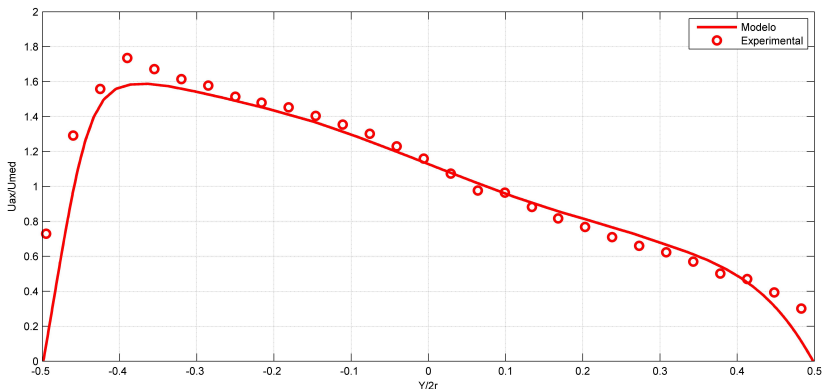
**Tabela 4.3:** Resíduo Médio Quadrático entre os valores experimentais de Yu et al. e os obtidos nas simulações.

Linha	Número de Reynolds	RMS
Horizontal	500	0,1403
	1000	0,1380
	2000	0,0807
Vertical	500	0,0689
	1000	0,1558
	2000	0,0980

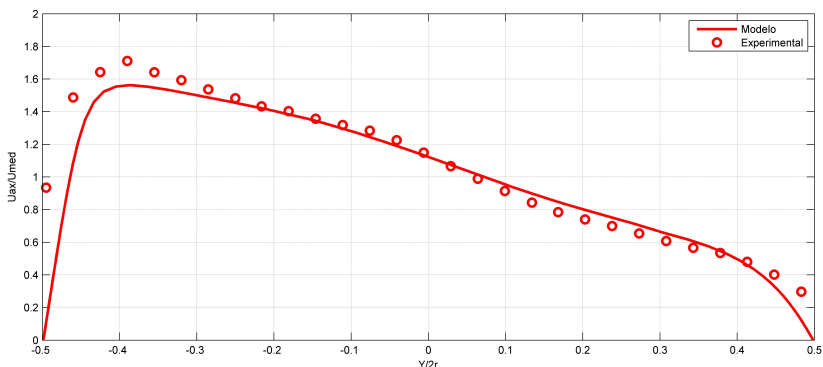
### 4.2.2 trabalho 2 - Webster e Humphrey [27]

Os autores analisaram, experimentalmente, a instabilidade do escoamento completamente desenvolvido em um duto helicoidal com uma razão de curvatura igual a 18, 2 ( $R_c/r = 18, 2$ ). Para a medição da velocidade, utilizaram medidores tipo *Laser-Doppler*. O range do número de Reynolds explorado foi  $3800 < Re < 10500$ , correspondendo a um range para o número de Dean de  $890 < De < 2460$  e garantindo a análise do escoamento tanto no regime laminar quanto no turbulento.

Dos dados coletados pelos autores, aqui foram utilizados somente aqueles referidos aos escoamento caracterizados pelos os números de Reynolds iguais a 3800 e 5480, ou seja, para o caso laminar. As figuras 4.19 e 4.20 ilustram a comparação entre os dados obtidos experimentalmente por Webster e Humphrey e os dados resultantes da simulação utilizando o modelo numérico proposto neste trabalho.



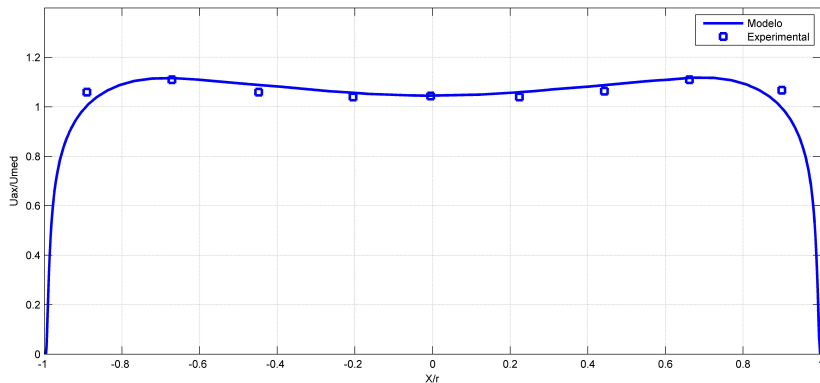
**Figura 4.19:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 3800$ ; linha de amostragem vertical.



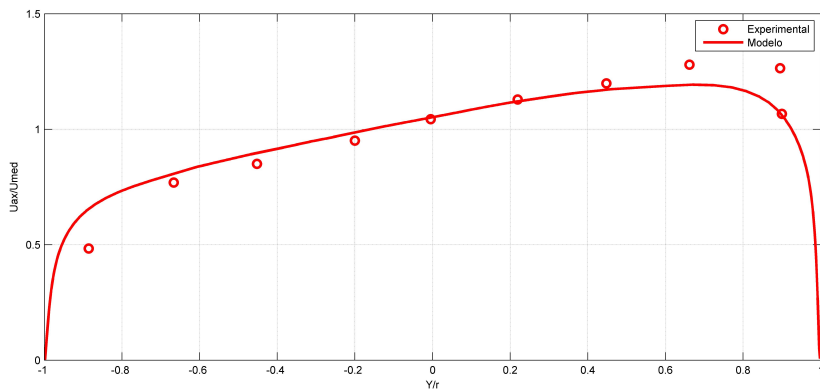
**Figura 4.20:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 2460$ ; linha de amostragem vertical.

### 4.2.3 Trabalho 3 - Patankar et al. [71]

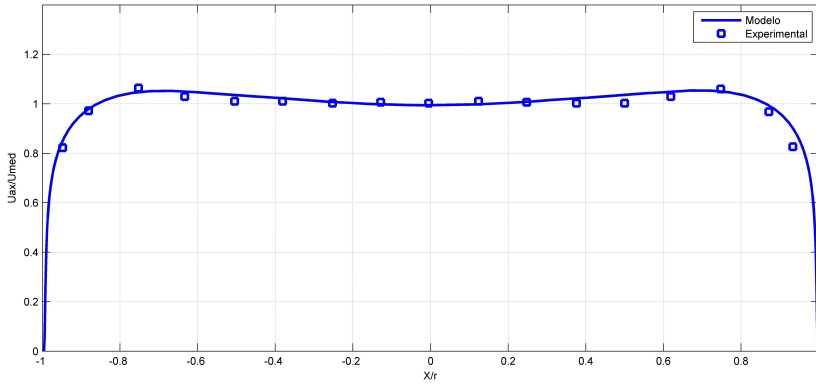
Utilizando o método de Diferenças Finitas, os autores investigaram o desenvolvimento do escoamento turbulento em dutos curvados (toroidal e helicoidal). O modelo de turbulência adotado foi o modelo de duas equações  $k - \varepsilon$ . O range de número de Reynolds foi de  $2,5 \times 10^4 < Re < 8,4 \times 10^4$ , caracterizando, desta maneira, o regime turbulento. As figuras 4.21 - 4.26 ilustram as comparações entre os resultados experimentais realizados por Patankar et al. e os obtidos usando o modelo numérico implementado no ANSYS-CFX.



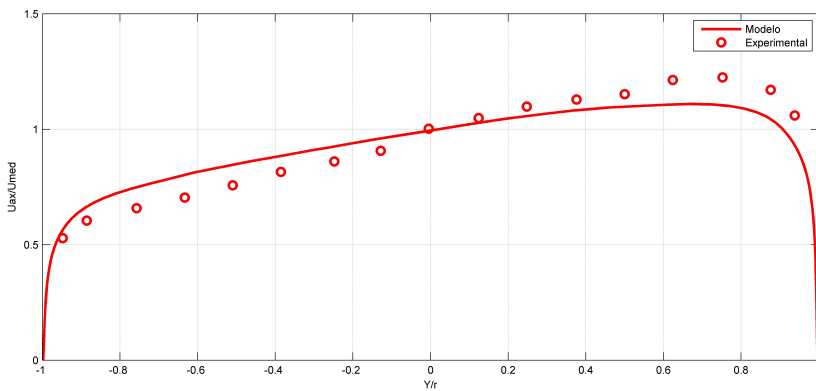
**Figura 4.21:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 25000$ ; linha de amostragem horizontal.  $R_c/r = 40$ .



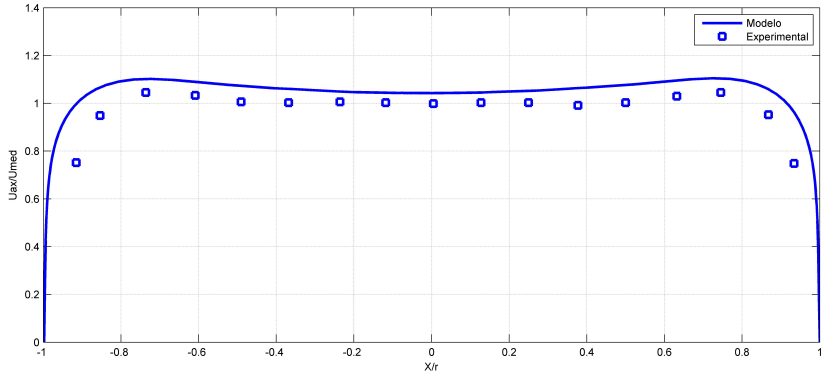
**Figura 4.22:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 25000$ ; linha de amostragem vertical.  $R_c/r = 40$ .



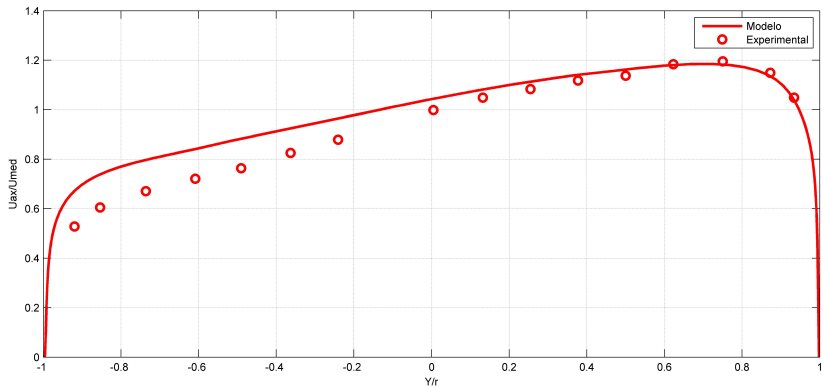
**Figura 4.23:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 68000$ ; linha de amostragem horizontal.  $R_c/r = 25, 9$ .



**Figura 4.24:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 68000$ ; linha de amostragem vertical.  $R_c/r = 25, 9$ .



**Figura 4.25:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 89000$ ; linha de amostragem horizontal.  $R_c/r = 25, 9$ .



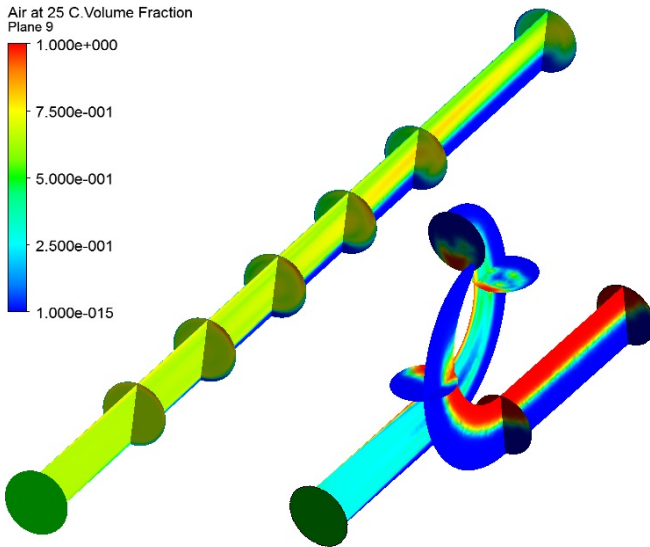
**Figura 4.26:** Comparação dos dados gerados pelo modelo numérico com os dados amostrais:  $Re = 89000$ ; linha de amostragem vertical.  $R_c/r = 25, 9$ .

Nota-se que, mesmo para números de Reynolds referentes à escoamentos em regime turbulento completamente desenvolvido, os perfis de velocidade axial obtidos com o modelo implementado mantiveram uma boa concordância com os dados experimentais.

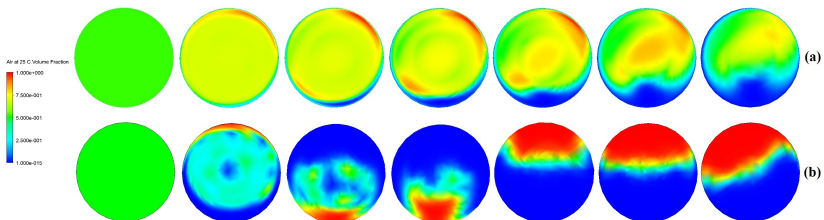
De posse do modelo numérico e das malhas que representam a discretização das geometrias propostas, partiu-se para a solução do escoamento. Como o foco principal deste trabalho é avaliar a separação gás-líquido em configurações helicoidais, buscou-se primeiramente, comparar as soluções obtidas para o escoamento trifásico (água-óleo-

gás) quando utilizada a configuração base (helicoidal) e um duto reto de mesmo comprimento.

As Figuras 4.27 e 4.28 ilustram a distribuição da fração de gás ao longo do duto helicoidal (geometria base) e de um duto reto de mesmo comprimento.



**Figura 4.27:** Fração volumétrica de gás ao longo de um duto reto e de um duto helicoidal. Vermelho: aproximadamente 100% de gás; Azul escuro: aproximadamente 0% de gás.



**Figura 4.28:** Fração volumétrica de gás para diferentes seções transversais ao longo de um duto reto (a) e de um duto helicoidal (b).

Tal como previsto teoricamente, há um acúmulo de líquido, devido a ação da gravidade, na região inferior ao longo do duto reto. Porém



o que percebe-se é a formação de um padrão de fluxo caracterizado por um maior acúmulo de líquido escoando junto à parede inferior e ao longo da seção transversal, uma mistura gás-líquido.

No entanto, para o escoamento no interior do duto helicoidal, percebe-se, claramente, que a partir de um quarto de volta (plano 3) pode-se considerar que o escoamento assume o padrão estratificado com uma interface gás-líquido muito bem definida. Este fenômeno, normalmente denominado segregação ou separação de fases, é, basicamente, causado pela constante mudança de direção imposta ao escoamento e a força centrífuga que atua de diferente maneira sob as fases líquidas e a fase gasosa, fazendo com que o fluido mais denso (líquidos) seja “empurrado” em direção à parede externa e o menos denso, à parede interna (região mais próxima ao eixo de enrolamento do duto).

Devido a escassez de trabalhos que abordem o tema da separação de fases em dutos helicoidais, também não se encontrou uma metodologia, além da distribuição das frações volumétrica em seções do duto (como representado na Figura 4.28), para representar mais facilmente os dados obtidos a partir das análises em questão. Pensando nisto, resolveu-se adaptar a mesma metodologia aplicada para se representar os dados relativos à velocidade axial: sobre uma linha, coincidente com o diâmetro do duto, foram dispostos 1000 pontos de aquisição para a coleta da fração de gás.

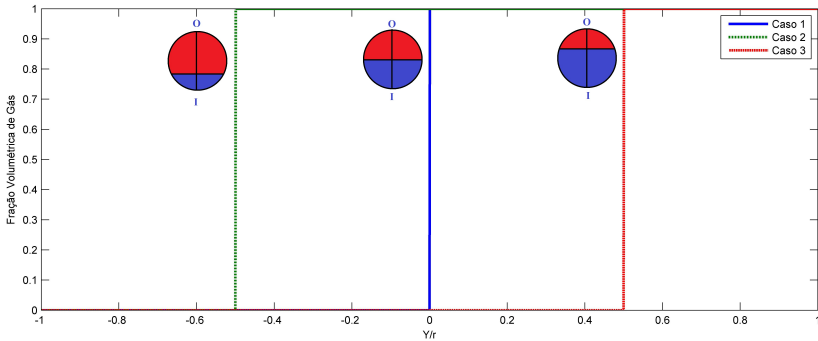
Sabe-se que, para o caso em que se consiga separar completamente o gás do líquido, não haveria uma interface de mistura gás-líquido entre as fases. Ou seja, os dados coletados a partir da linha alocada sobre a seção transversal seriam representados por uma função degrau, como ilustrado na Figura 4.29. A transição entre a fase líquida e fase gasosa ocorreria instantaneamente em um determinado ponto sob a linha de acordo com os parâmetros geométricos e/ou operacionais atribuídos ao separador helicoidal.

No entanto, para os resultados mostrados ao longo deste capítulo, nota-se uma interface entre as fases. Isto uma vez que a separação não é perfeita.

O método adotado é, portanto, uma maneira de condensar as informações e melhor avaliar os distintos casos para os quais se realizaram as simulações. Para os casos em que a interface gás-líquido não se encontra paralela ao eixo de enrolamento do duto, faz-se melhor uso dos mapas de distribuição de fração volumétrica de gás nas seções, visto que estes representam melhor o fenômeno.

Para a melhor comparação e visualização dos resultados, normalizou-se o diâmetro do duto (coordenada Y, representada no eixo das abscis-

nas nos gráficos apresentados). Assim, tem-se para o eixo das abscissas,  $-1 < y/r < 1$ .



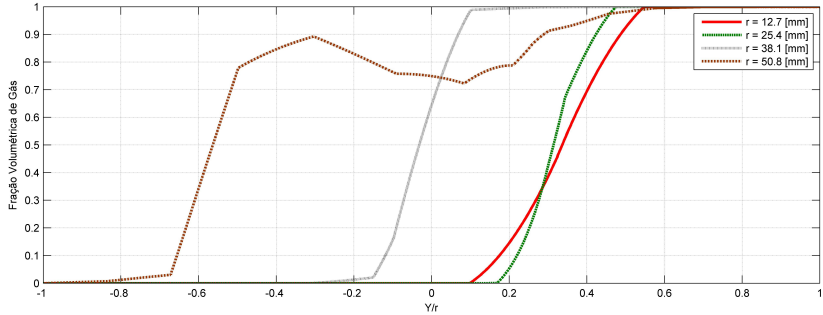
**Figura 4.29:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de parâmetros geométricos e/ou operacionais, considerando-se a completa separação das fase.

## 4.3 Influência da Geometria na Separação Gás-Líquido

### 4.3.1 Influência do Diâmetro

Para a análise da influência do diâmetro, quatro configurações helicoidais caracterizadas por diâmetros internos de 25,4 mm (1"), 50,8 mm (2"), 76,2 mm (3") e 101,6 mm (4"). Decidiu-se utilizar tais valores devido estes serem considerados tamanhos padrões quando se trata de dimensionamento de tubulações laboratoriais e industriais.

Ao observar a Figura 4.30, nota-se a grande influência do diâmetro na segregação da fase gasosa. Fato atribuído a dependência diâmetro-velocidade: ao diminuir-se o diâmetro, há um aumento da velocidade do escoamento e um deslocamento da interface gás líquido. Teoricamente, ao diminuir-se o diâmetro e, conseqüentemente, aumentar-se a velocidade, haveria uma melhor segregação da fase líquida junto à parede externa devido a maior intensidade da força centrífuga sob esta. No entanto, para o diâmetro de 1" (menor valor adotado), percebe-se um alargamento da interface gás-líquido, indicando uma redução na qualidade da separação. Para o diâmetro de 2", nota-se o estreitamento da interface, mas para os diâmetros de 3" e 4", esta volta a alargar-se.



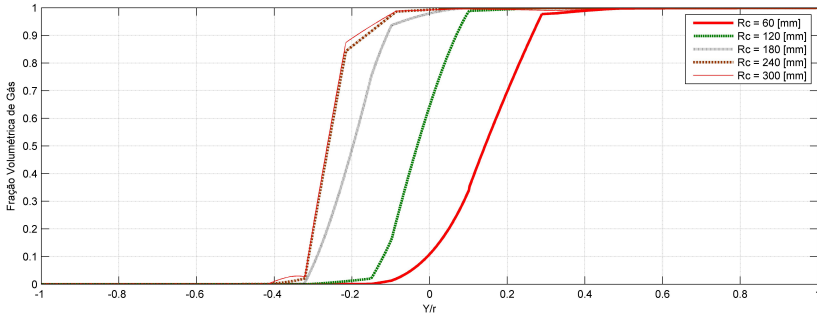
**Figura 4.30:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de diâmetro interno do duto. Plano E (Saída).

### 4.3.2 Influência do Raio de Curvatura

Teoricamente, a variação do raio de curvatura é inversamente proporcional à intensidade da força centrífuga. Assim, como para a diminuição do diâmetro, a diminuição do raio de curvatura aumenta a intensidade da força centrífuga, causando o alargamento a interface gás-líquido, Figura 4.31.

Para o duto com raio de curvatura de 180 mm e 300 mm, nota-se o desprendimento da porção de gás, anteriormente localizada na região inferior do duto, movimentando-se em direção a região externa, Figura 4.33(b), casos 2 e 3, plano C. A literatura denomina este fenômeno de inversão de fase, sendo caracterizado pela baixa intensidade da força centrífuga e maior influência da gravidade sob as fases.

Mesmo com a inversão das fases, não percebe-se na saída do duto (Figura 4.33(b), caso 3, plano E) grande variação do regime. Isto pode ser explicado pelo fato de quando ocorre a inversão, a maior parte do gás presente no escoamento já se encontra segregado na região inferior do duto. Em outras palavras, ao se inverter as fases gás-líquido não ocorre a mistura destas, necessitando somente que ocorra novamente uma mudança de direção no escoamento (seções próximas à saída do helicóide) para que a bolsa de gás retorne à sua região.



**Figura 4.31:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de raio de curvatura. Plano E (Saída).

### 4.3.3 Influência do Passo

Dos parâmetros geométricos, o passo é o que menos influencia no fenômeno de separação, Figura 4.32. O que se nota é o deslocamento da bolsa de gás na mesma direção em que ocorre a torção. Um fenômeno parecido, ocorre no escoamento monofásico em dutos também helicoidais: o par de vórtices, característicos do escoamento em geometrias toroidais (passo igual a zero), sofre variações, tornando-se apenas um vórtice ao aumenta-se a torção (consequência de se aumentar o passo). Na verdade, inicialmente, há um deslocamento do vórtice que se encontra próximo a região onde será aplicada a torção e, posteriormente, o crescimento deste fazendo com que o outro vórtice diminua seu tamanho e desapareça.

O surgimento do fenômeno de deslocamento da bolsa de gás serve também para avaliar a acurácia do modelo numérico utilizado, visto que este fenômeno é fisicamente comprovado. Ao aumentar-se infinitamente a tendência é de que o escoamento se aproxime do observado em dutos retos, explicando, assim, o deslocamento da fase gasosa desde a região inferior até a região superior do duto, Figura 4.33.

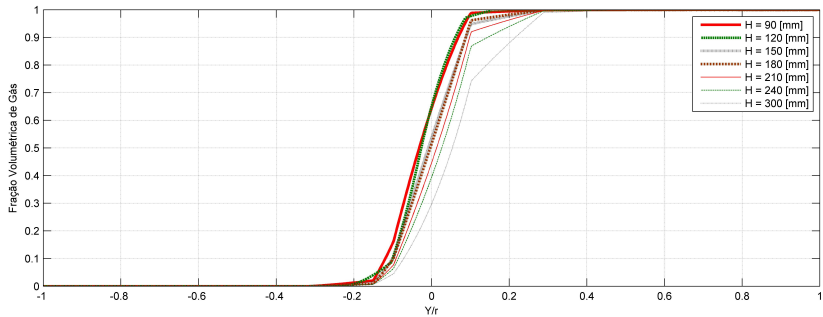


Figura 4.32: Fração volumétrica de gás para diferentes valores de passo. Plano E (Saída).

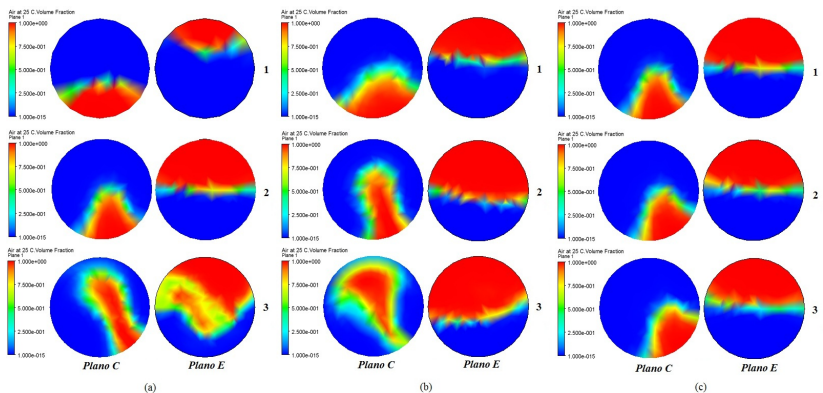
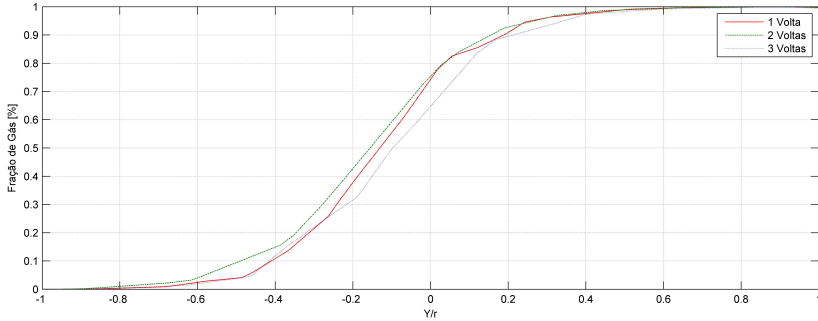


Figura 4.33: Fração volumétrica de gás para diferentes valores de raio (a)[1: 12.7 mm; 2: 25.4 mm e 3: 50.8 mm], raio de curvatura (b)[1: 60 mm; 2: 180 mm e 3: 300 mm] e passo (c)[1: 90 mm; 2: 180 mm e 3: 270 mm], amostrados nas seções C e D.

### 4.3.4 Influência do Número de Voltas

Uma pergunta que surge ao se implementar as simulações utilizando apenas uma volta é: mais voltas melhoraria a separação? Para responder a esta pergunta, foram realizadas simulações considerando-se dutos helicoidais com uma, duas e três voltas. O resultados obtidos apresentam somente uma pequena variação na interface gás-líquido, Figura 4.34.

Aumentar o número de voltas faria sentido se o gás fosse retirado constantemente ao longo do duto, assim como nos separadores ciclônicos. Desta forma, a cada volta, parte do gás seria retirado do interior do duto.



**Figura 4.34:** Fração volumétrica de gás para diferentes número de voltas. Plano E (Saída).

## 4.4 Influência dos Parâmetros Operacionais na Separação Gás-Líquido

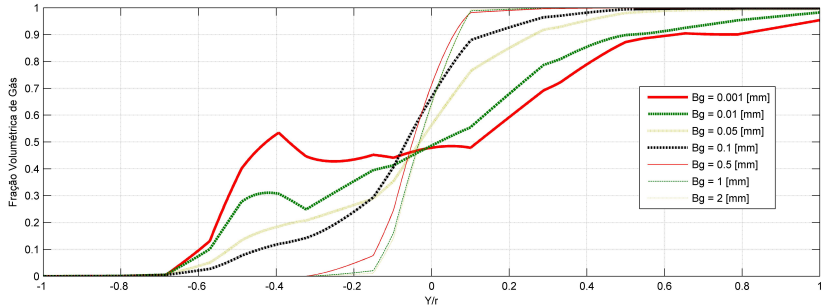
### 4.4.1 Influência do Tamanho de Bolha de Gás e de Gota de Óleo

No escoamentos adotados para a realização das simulações considerou-se a água como fase contínua e as demais (gás e óleo) como fase distribuída (ou dispersa) em forma de bolhas (gás) e gotas (óleo) caracterizadas por tamanhos definidos pelo usuário.

Sabe-se que em separadores gravitacionais (bifásicos e trifásicos) este parâmetro afeta consideravelmente a qualidade da separação e, neste caso específico, o valor adotado para o tempo de residência.

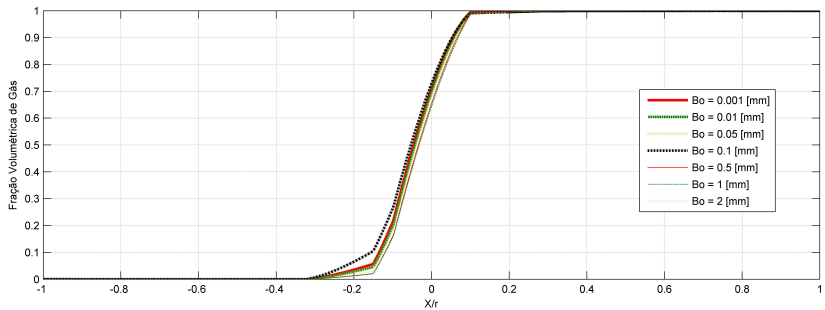
A Figura 4.35 ilustra a distribuição da fração de gás na saída do helicóide (plano E) e disposta ao longo duma reta coincidente com o diâmetro do duto. Nesta figura, nota-se, claramente, a forte influência desse parâmetro: para bolhas com 0,001 mm, há somente uma pequena parte da região inferior da seção do duto (aproximadamente 15 %) ocupada unicamente pela fase líquida. Com o aumento do tamanho da bolha, forma-se a interfase gás-líquido que divide a seção observada em duas regiões de segregação bem definidas: líquido na parte inferior e gás, na superior.

Para valores de tamanho de bolha maiores que 0,5 mm, o que percebe-se é o estreitamento da interface onde os fluidos todavia permanecem misturados. Na Figura 4.37, pode-se melhor observar a influência da variação do tamanho da bolha de gás.

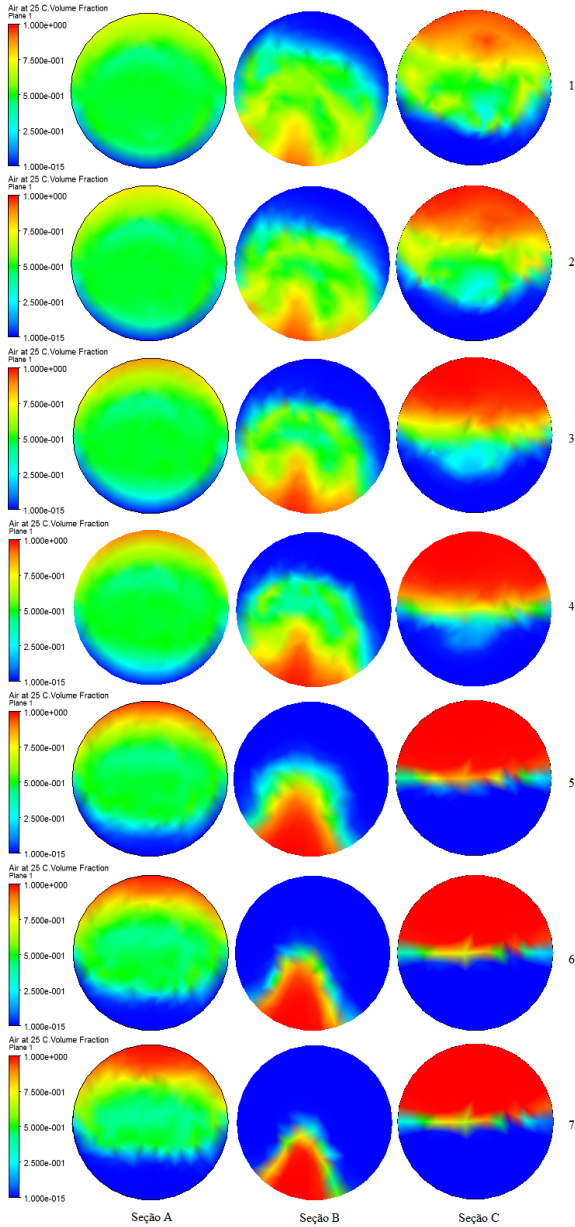


**Figura 4.35:** Fração volumétrica de gás para diferentes tamanhos de bolha de gás. Plano E (Saída).

Já, quando variado o tamanho da gota de óleo, não se observa variações consideráveis no escoamento. Nota-se somente uma pequena variação na concentração de gás ao longo da interface gás-líquido, mantendo-a praticamente com a mesma largura, Figuras 4.36 e 4.38.

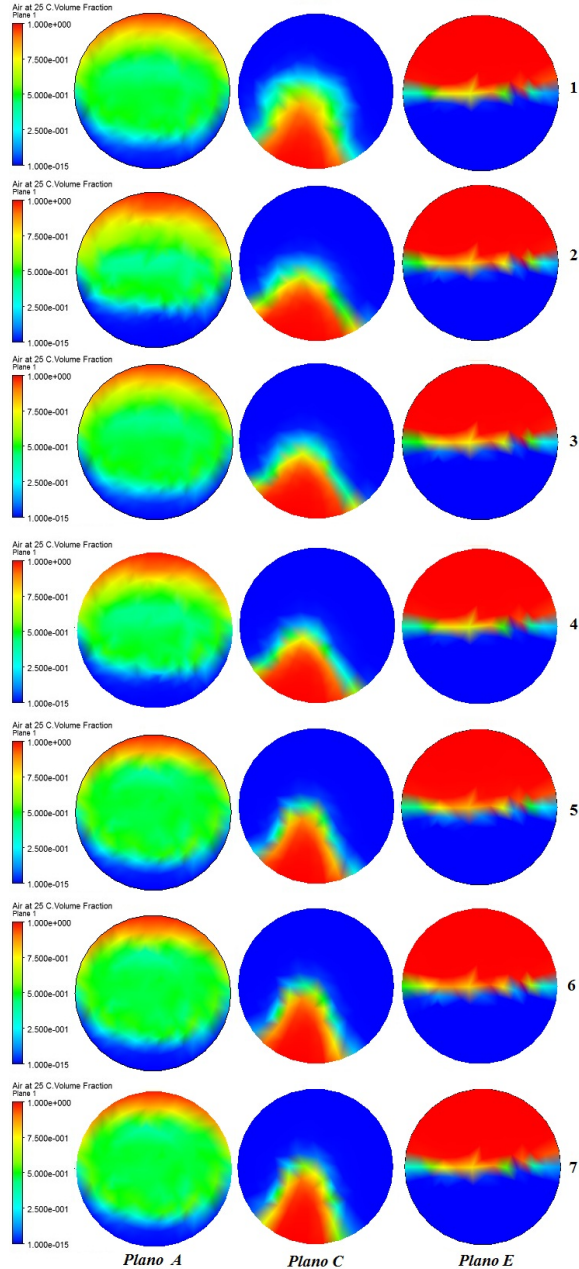


**Figura 4.36:** Fração volumétrica de gás para diferentes tamanhos de gota de óleo. Plano E (Saída).



**Figura 4.37:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de tamanhos de bolha de gás. (1) 0,001 mm; (2) 0,01 mm, (3) 0,05 mm, (4) 0,1 mm, (5) 0,5 mm, (6) 1 mm, (7) 2 mm.





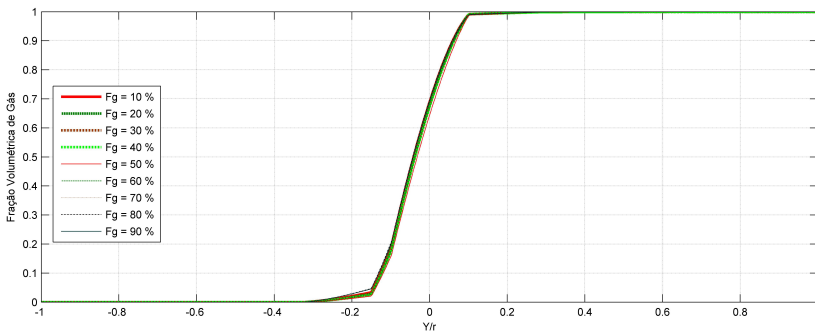
**Figura 4.38:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de tamanhos de gota de óleo. (1) 0,001 mm; (2) 0,01 mm, (3) 0.05 mm, (4) 0.1 mm, (5) 0.5 mm, (6) 1 mm, (7) 2 mm.

Talvez, a influência do diâmetro da gota de óleo seria melhor observada em experimentos laboratoriais, pois no software CFD são determinadas somente as características entre as fases dispersas e a fase contínua, ou seja, neste caso, entre o gás e a água e entre o óleo e a água.

#### 4.4.2 Influência da Fração de Gás Imposta na Entrada do Duto

No CFX, pode-se atribuir-se à condição de contorno do tipo entrada não somente uma vazão específica, mas também pode-se atribuir a fração volumétrica de cada fase. O software então considera que em cada volume de controle há a fração especificada pelo usuário para cada fluido que constitui o escoamento.

Desta forma, foram simulados casos com distintos valores de fração de gás na entrada do duto (seção reta, plano F). O que se observa é que este parâmetro pode até ser desconsiderado, uma vez que não se encontra praticamente diferença alguma entre os resultados, Figura 4.39. Isso pode ser explicado pelo fato de que logo após a entrada, a fração de gás em cada volume de controle é imposta pelo escoamento e não pelos valores estabelecidos inicialmente.



**Figura 4.39:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de fração de gás imposta ao escoamento na entrada do duto. Plano E (Saída).

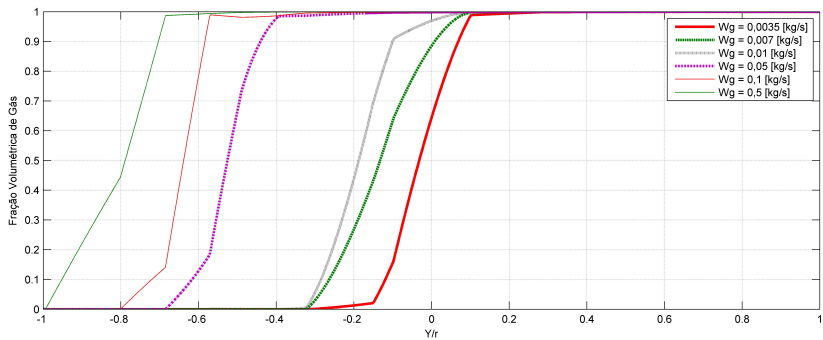
#### 4.4.3 Influência da Vazão de Gás e de Líquido

Para avaliar a influência das vazões de gás e líquido (água-óleo), estabelecidas na entrada do duto, na segregação das fases foram reali-

zadas simulações com ranges de 0,0035-0,5  $Kg/s$  e 0,5-8  $kg/s$  para a vazão de gás e de líquido, respectivamente.

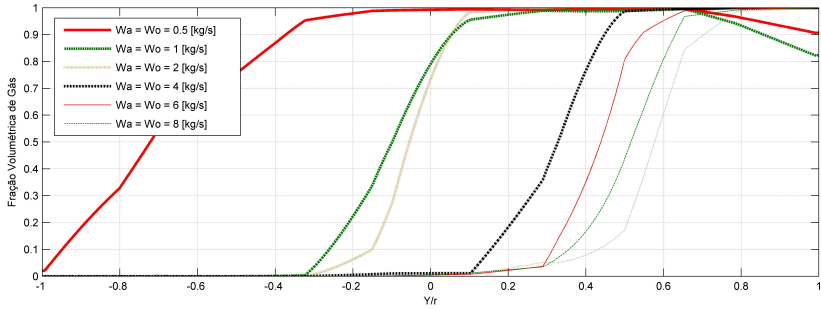
Como pode-se observar na Figura 4.40, com o aumento da vazão de gás até 0,01  $kg/s$  obtém-se uma melhoria na segregação com o estreitamento da interface gás-líquido. Para vazões acima deste valor, nota-se o alargamento da interface, ocasionando, para valores acima de 0,5  $kg/s$ , a tendência da total ocupação da seção pela fase gasosa, Figura 4.42.

O deslocamento da interface em direção a região superior (plano C, 180°) e inferior (plano E, saída do helicóide) é causado pelo acúmulo excessivo de gás devido as altas vazões.

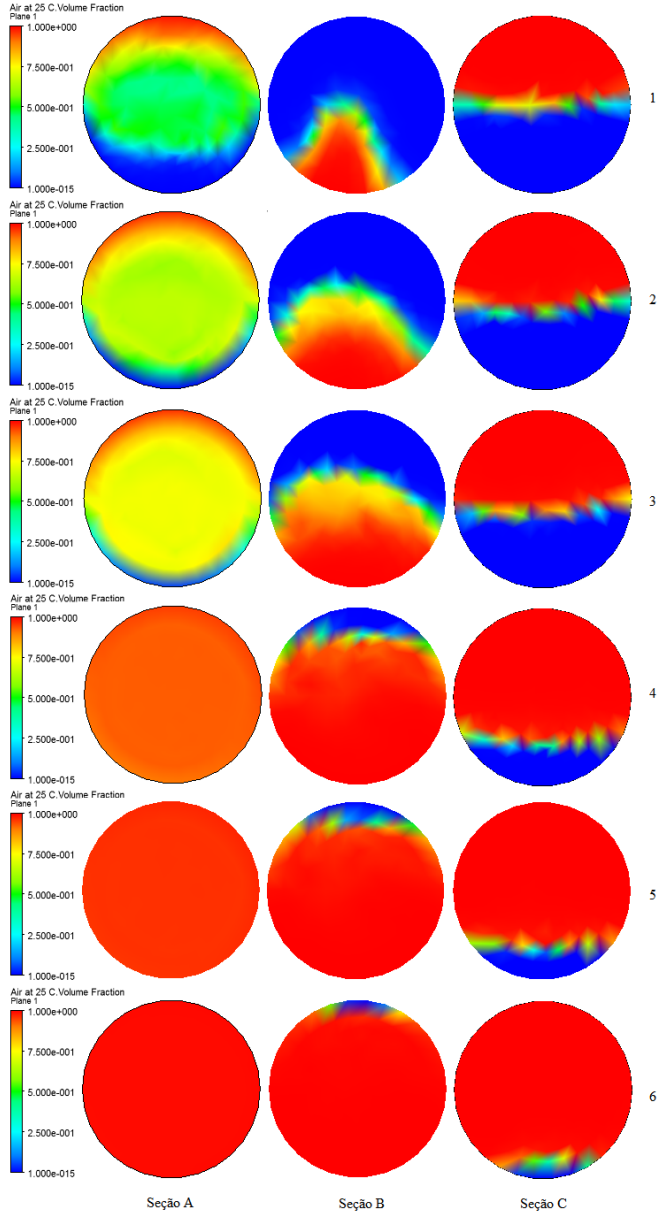


**Figura 4.40:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de gás. Plano E (Saída).

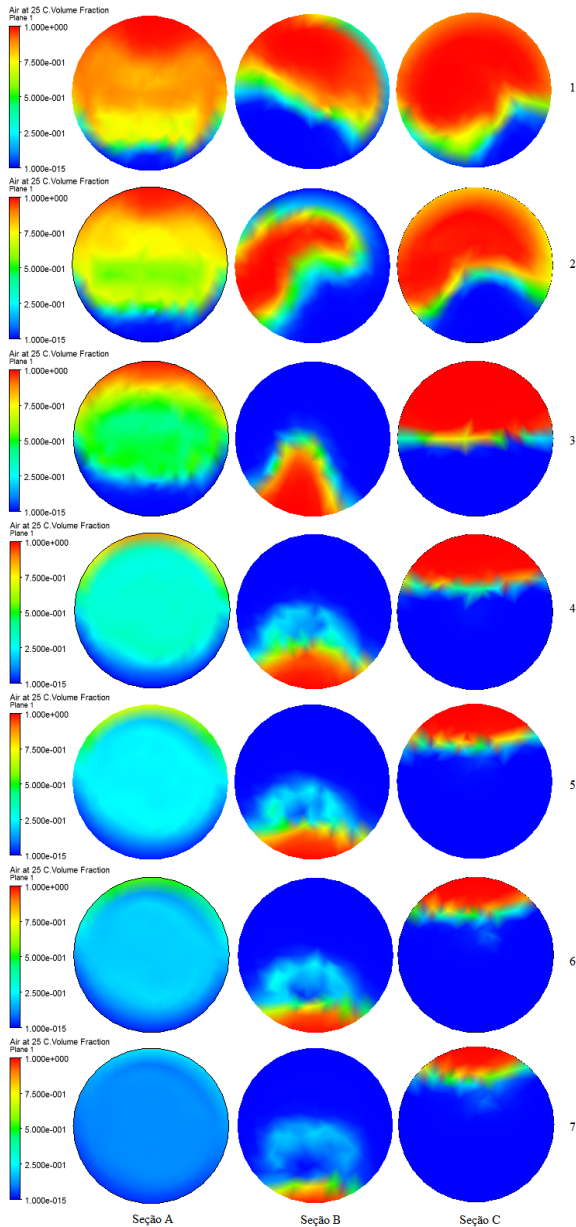
Para o caso da variação da vazão líquido, Figuras 4.41 e 4.43, percebe-se uma não conformidade com a teoria. Ao aumentar-se a vazão de líquido, mantendo-se constante o diâmetro interno do duto, teoricamente haveria uma melhoria na segregação das fases visto que a ação da força centrífuga, principal agente causador deste fenômeno, sob a fase mais densa é intensificada. Este fato também foi observado nas simulações e experimentos realizados por Jun et al. [67] para o caso da separação líquido-líquido em dutos helicoidais.



**Figura 4.41:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de líquido. Plano E (Saída).



**Figura 4.42:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de gás. (1)  $W_g = 0,0035$  [kg/s]; (2)  $W_g = 0,007$  [kg/s], (3)  $W_g = 0,01$  [kg/s], (4)  $W_g = 0,05$  [kg/s], (5)  $W_g = 0,1$  [kg/s], (6)  $W_g = 0,5$  [kg/s].



**Figura 4.43:** Fração volumétrica de gás para diferentes valores de vazão de líquido. (1)  $Wa = Wo = 0,5$  [kg/s]; (2)  $Wa = Wo = 1$  [kg/s], (3)  $Wa = Wo = 1$  [kg/s], (4)  $Wa = Wo = 2$  [kg/s], (5)  $Wa = Wo = 4$  [kg/s], (6)  $Wa = Wo = 6$  [kg/s], (7)  $Wa = Wo = 8$  [kg/s].

## 4.5 Surgimento dos Fenômenos de Gas Carry-under e Liquid Carry-over

Como visto no decorrer deste documento, o duto helicoidal é usado para promover a separação gás líquido. No entanto as fases ainda permanecem, mesmo que caracterizem um padrão de fluxo estratificado, na mesma tubulação. Como, de acordo com a proposta, após a separação há a medição das vazões de gás e da mistura de líquidos (água e óleo), faz-se necessário o uso de um tanque acoplado ao separador. Desta forma, consegue-se direcionar as fases, então separadas, para distintas tubulações onde serão realizadas as medições.

Os fenômenos denominados *gas carry-under* (presença de gás na saída de líquido) e *liquid carry-over* (presença de líquido na saída de gás) ocorrem nas unidades de separação bi e trifásica sob determinadas condições operacionais e são um indicativo de má separação ou perda de eficiência destas unidades.

Quando se considera o acoplamento do separador helicoidal à um tanque cilíndrico tem-se um cenário correspondente, do ponto de vista do surgimento desses fenômenos, ao estabelecido quando se faz uso de separadores gravitacionais verticais. Dos parâmetros operacionais que influenciam no surgimento de tais fenômenos, decidiu-se analisar somente a variação do nível e da vazão de entrada de líquido, visto que os parâmetros (operacionais e geométricos) que influenciam a qualidade da separação já foram previamente analisados.

Para melhor representar o sistema, implementou-se na saída de líquido do separador uma condição de contorno do tipo vazão mássica prescrita, atribuindo-a a uma expressão que relaciona a pressão de fundo do tanque, o nível e a vazão de entrada de líquido. Assim, conseguiu-se, de certa forma, simular uma válvula de controle que atua na vazão de saída, buscando deixá-la igual à vazão de entrada.

O valor de referência para o nível de líquido foi estabelecido por meio da pressão de fundo (pressão exercida pela coluna de líquido sobre a base do tanque). Assim, um ponto de medição de pressão foi alocado no fundo do tanque. O valor medido era então comparado com aquele estabelecido para uma determinada coluna de líquido, gerando um sinal de erro que foi usado na seguinte expressão:

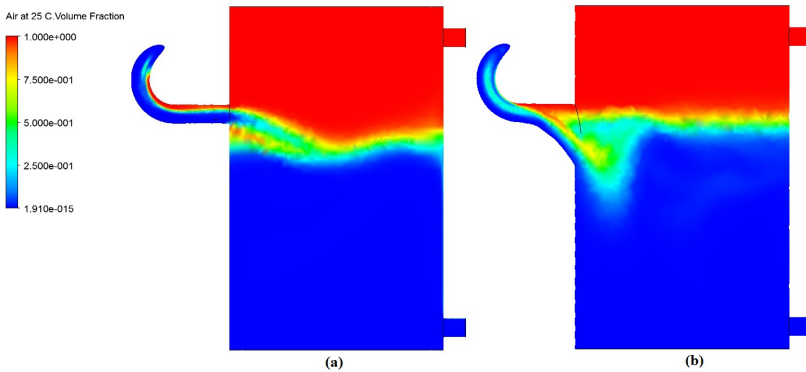
$$vazao_{saida} = vazao_{offset} + ganho \cdot erro \cdot step(CurrentTimeStep - It0) \quad (4.1)$$

sendo

$$\text{erro} = Pref - \text{pressaofundo} \quad (4.2)$$

em que  $vazaoffset$  representa a vazão de líquido estabelecida na entrada,  $ganho$  representa um ganho e a expressão  $step(\text{Current Time Step} - It0)$  foi estabelecida para que o controle de nível comece atuar somente após  $It0$  iterações do *solver*.

Pontos para a medição de fração de gás e de líquido foram alocados na saída de líquido e de gás, respectivamente, possibilitando o monitoramento das variações de nível e de vazão de entrada de líquido e o surgimento dos fenômenos de *gas carry-under* e *liquid carry-over*. As Figuras 4.44 e 4.45 representam a distribuição da fração volumétrica de gás no interior do separador (com e sem o redutor de velocidade) e as variáveis monitoradas para o regime de operação elegido como base, respectivamente.

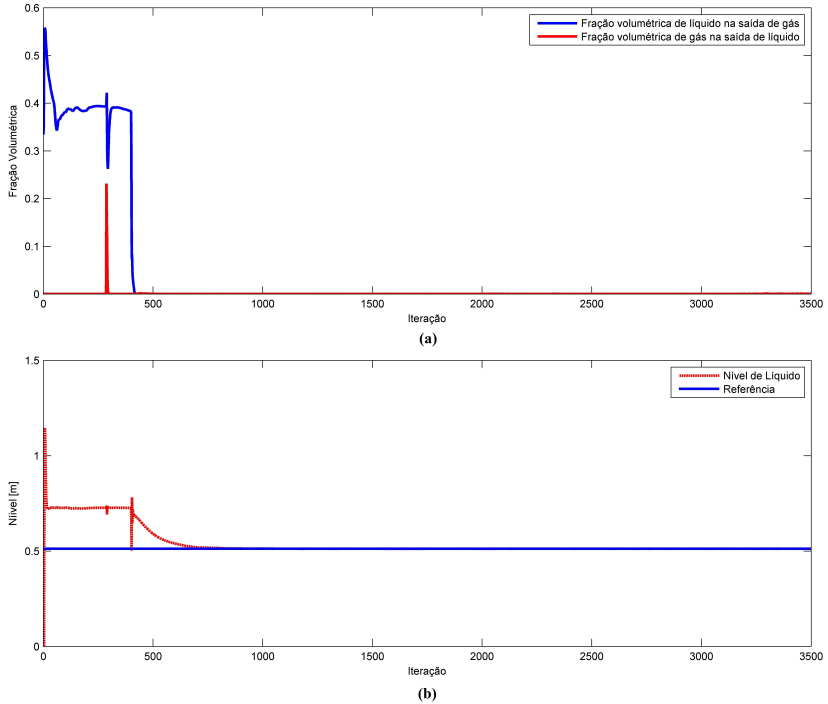


**Figura 4.44:** Distribuição da fração volumétrica de gás em um plano de corte do separador. Regime operacional base:  $Wg = 0,0035\text{kg/s}$ ,  $Wa = Wo = 1\text{kg/s}$ . Tanque sem redutor (a) e com redutor de velocidade (b).

Na Figura 4.44, nota-se que ao instalar-se o redutor de velocidade (a), consegue-se reduzir a turbulência presente na interface gás-líquido observada no caso no qual o duto helicoidal é diretamente acoplado ao tanque (b). As demais simulações foram realizadas considerando-se a geometria do tanque com o redutor de velocidade.

Na figura 4.45, observa-se a ação do controle a partir da iteração  $It0 = 400$ , fazendo com que o nível permaneça na referência estabelecida ( $h = 0.5\text{ m}$ ). Para este caso, as frações de gás na saída de líquido (*gas carry-under*) e de líquido na saída de gás (*liquid carry-over*) são aproximadamente zero.



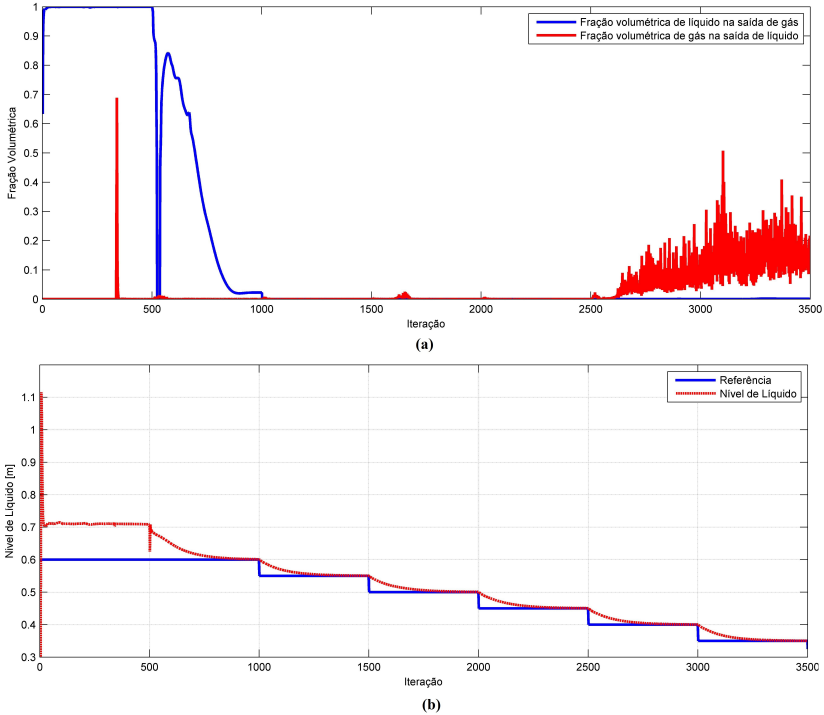


**Figura 4.45:** Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e nível de líquido no tanque (b). Regime operacional base:  $Wg = 0,0035 kg/s$ ,  $Wa = Wo = 1 kg/s$ .

As Figuras 4.46 e 4.47 ilustram os resultados obtidos a partir das simulações nas quais variou-se os parâmetros nível e vazão de líquido, respectivamente.

De acordo com a Figura 4.46, nota-se o aumento da fração de gás na saída de líquido do tanque para referências de nível menores que  $0,45 m$ , chegando a valores de picos de até aproximadamente 50%. Como esperado, a fração de líquido na saída de gás permanece aproximadamente zero. Para a referência de nível de  $0,6 m$  já pode-se perceber um pequeno aumento da fração de líquido na saída de gás (Figura 4.46(a)).

A Figura 4.47 representa a fração de gás na saída de líquido e de água na saída de gás para diferentes *setpoints* de vazão de líquido (vazão de água + vazão de óleo). Nota-se que para vazões acima de  $4.5 kg/s$ , há grande quantidade de gás na saída de líquido, caracterizando a baixa



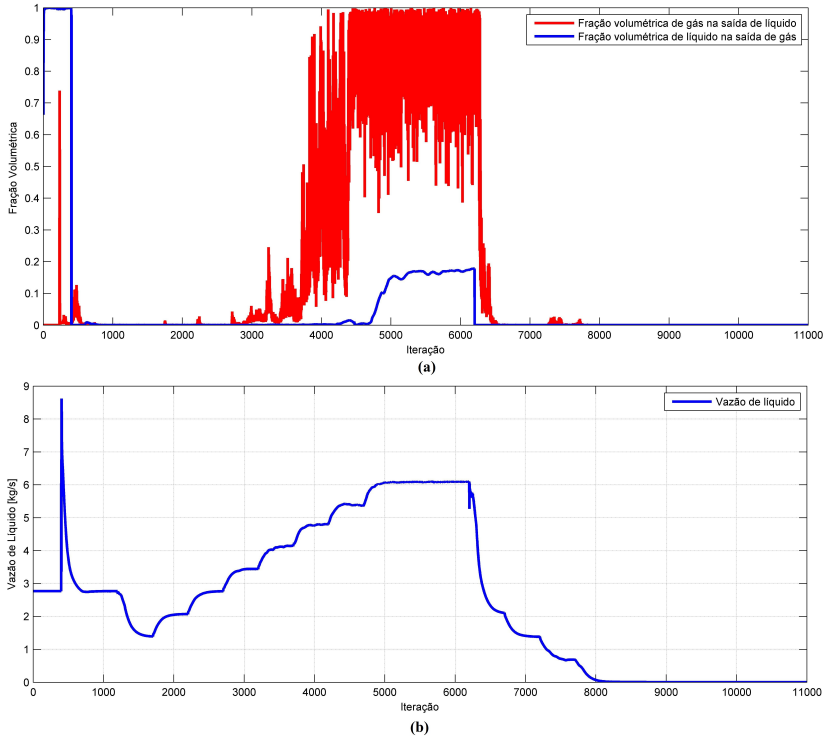
**Figura 4.46:** Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e nível de líquido no tanque para diferentes *setpoints* (b). Regime operacional base:  $Wg = 0,0035 kg/s$ ,  $Wa = Wo = 1 kg/s$ .

eficiência do separador. Para vazões acima de  $5.5 kg/s$  também observa-se o aumento da fração de líquido na saída de gás.

## 4.6 Conclusões

Neste capítulo, foram apresentados os resultados obtidos, por meio de simulações, para o teste de independência de malha, para a validação do modelo numérico, para a análise da influência dos parâmetros geométricos e operacionais na qualidade da separação gás líquido em dutos helicoidais e para a análise do surgimento dos fenômenos de *gas carry-under* e *liquid carry-over*.

Para a malha menos refinada (Malha 1, 20 camadas), obteve-se para o parâmetro  $y^+$  o valor máximo de aproximadamente 7, muito



**Figura 4.47:** Fração volumétrica de gás de líquido e de água na saída de gás (a) e vazão de líquido na entrada do tanque para diferentes *setpoints* (b).

menor que o valor máximo exigido pelo pacote CFX para o uso correto do modelo de turbulência SST,  $y^+ \leq 200$ . Quanto a comparação entre perfis de velocidade axial obtidos para cada malha (Malhas 1, 2, 3 e 4) e o perfil obtido para a malha de referência (Malha 5, 60 camadas), observou-se, como esperado, maior discordância entre as malhas 1 e 5 (EQMN máximo de aproximadamente 0.37%). Com o aumento do número de divisões da camada de prismas, observou-se melhor concordância entre os perfis. Visando a obtenção de resultados que não dependessem da malha utilizada e baixo tempo de simulação, selecionou-se a Malha 3 (40 camadas, EQMN máximo de aproximadamente  $9 \times 10^{-3}\%$ ) como Malha Base para realizar-se as demais simulações.

Os resultados obtidos na validação do modelo apresentaram boa concordância com os valores experimentais apresentados na literatura, tanto para o regime laminar quanto para o turbulento, garantindo,

assim, a validade do modelo numérico para o escoamento monofásico. Como não foram encontrados, na literatura, dados experimentais de medição de velocidade em escoamentos bi/trifásicos em configurações helicoidais, não foi possível a validação do modelo para estes casos.

Quanto a análise da influência dos parâmetros geométricos e de operação, notou-se, claramente, uma forte relação entre estes e a qualidade da separação, inclusive quando analisado o surgimento dos fenômenos *gas carry-under* e *liquid carry-over*. Desta forma, segundo os resultados aqui obtidos, pode-se dizer que a melhor maneira de se obter alta eficiência no processo de separação é realizando uma busca de parâmetros geométricos que melhor se adaptem aos parâmetros operacionais ou vice-versa.

No próximo capítulo serão apresentados os resultados referentes aos ensaios experimentais, realizados de maneira a verificar a validade do modelo computacional empregado no pacote CFX.

# Capítulo 5

## Resultados Experimentais

Com o intuito de se verificar os resultados obtidos numericamente, ao menos no que se refere à separação, foram realizados experimentos na Unidade Experimental de Escoamento Multifásico (UEEM-DAS), nos quais buscou-se analisar o fenômeno de segregação da fase gasosa e sua dependência em relação à vazão de entrada dos fluidos em questão. Este capítulo apresenta, portanto, as informações mais relevantes sobre a UEEM, sobre a instrumentação empregada e sobre o procedimento adotado para a realização dos ensaios experimentais. Aclara-se que o aparato experimental desenvolvido diz respeito somente ao duto helicoidal e não ao sistema (duto e tanque).

### 5.1 Unidade Experimental de Escoamento Multifásico e Aparato Experimental

O projeto UEEM, atualmente em fase de finalização, consiste no desenvolvimento de uma unidade experimental para a investigação de novas tecnologias e/ou aprimoramento das já existentes nas áreas de medição e controle para escoamentos multifásicos. Detalhes do projeto como dimensionamento de tubulações e instrumentação, fluidos utilizados, malhas de controle e comunicação podem ser encontrados em Almeida [17].

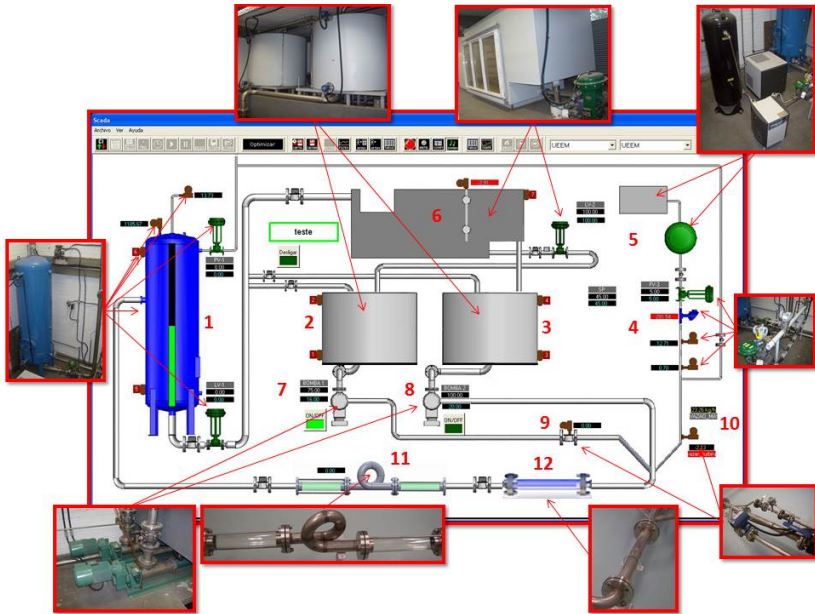
Com o auxílio de um software supervisor, pôde-se atribuir valores para as variáveis de interesse e monitorar todo o processo remota-

mente. A Figura 5.1 ilustra o supervisor e seus respectivos instrumentos e equipamentos, estando estes identificados da seguinte maneira:

1. Separador gás-líquido e instrumentos responsáveis pela medição e controle de nível e de pressão deste equipamento;
2. Tanque de Água;
3. Tanque de óleo. Nos ensaios desenvolvidos este tanque foi utilizado para armazenar água, pois assim conseguiu-se utilizar as duas bombas e, conseqüentemente, valores maiores de vazão de líquido;
4. Válvula de controle de vazão de gás e medidores de vazão volumétrica, temperatura e pressão para o cálculo da vazão mássica de gás;
5. Unidade de produção e tratamento de ar comprimido;
6. Separador bifásico água-óleo. Este equipamento não foi utilizado neste trabalho, visto que se trabalhou somente com escoamentos bifásicos gás-líquido (água);
7. Bomba de água;
8. Bomba de óleo. Assim como o tanque de armazenamento de óleo, este equipamento foi utilizado para o bombeio de água;
9. Medidor de vazão volumétrica de água;
10. Medidor de vazão volumétrica de gás;
11. Separador helicoidal (aparato experimental);
12. Misturador estático.

Obedecendo a metodologia de projeto e montagem, primeiramente modelou-se o aparato experimental em um software CAD (*Computer-aided design*), dando um maior grau de abstração para a concepção da geometria e da montagem das peças que o constituem e evitando possíveis retrabalhos. A Figura 5.2 ilustra a proposta que, dentre as diversas modeladas, mais se adequa às características da UEEM.

A geometria adotada na modelagem CAD foi a mesma determinada como base para as simulações fluidodinâmicas. Como a verificação do fenômeno de separação seria verificada somente por visualização, foi de fundamental importância o desenvolvimento de seções de duto

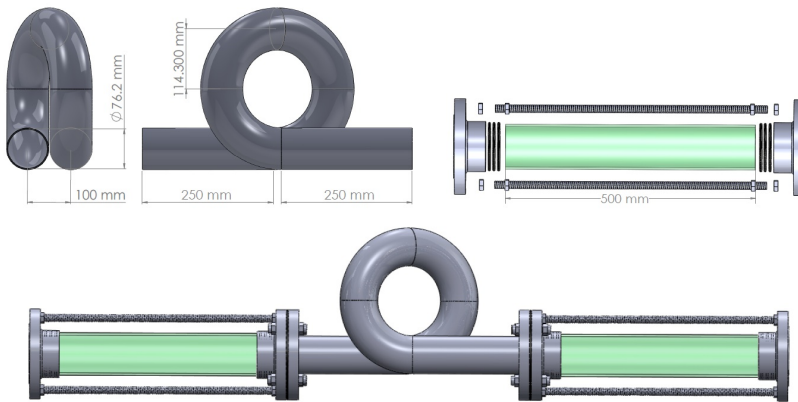


**Figura 5.1:** Software supervisor e identificação dos instrumentos e equipamentos da UEEM.

que possibilitassem tal observação. Assim, decidiu-se utilizar dutos de acrílico acoplados ao duto helicoidal por meio de flanges. Nestes foram feitos rasgos internos para o posicionamento de anéis de vedação (*o-rings*). Esta se mostrou uma ótima solução para o acoplamento e vedação das partes que compõem o aparato.

Em virtude das fortes vibrações devido o escoamento na tubulação, decidiu-se dotar os dutos visualizadores de um sistema que garantisse sua integridade. Assim, foram feitos furos adicionais nos flanges nas extremidades do duto, possibilitando a passagem de um parafuso que os conectaria. Na parte interna e externa dos flanges, foram posicionadas porcas, formando uma espécie de trava e tornado o conjunto duto-flange uma única peça. A Figura 5.2 ilustra o modelo do aparato desenvolvido no software CAD.

Logo, o aparato experimental consiste em um duto helicoidal, formado por quatro curvas de  $90^\circ$  e duas pequenas seções de duto reto nas extremidades, acoplado à duas seções de dutos de acrílico (a montante e a jusante), permitindo, assim, a visualização dos escoamento antes e depois de se realizar a separação. Tanto as curvas, utilizadas para



**Figura 5.2:** Aparato experimental modelado no software CAD.

formar o helicóide, quanto os demais dutos possuem diâmetro interno de 3", buscando padronizá-los de acordo a configuração da UEEM. As Figuras 5.3e 5.4 ilustram o aparato construído a partir da modelagem CAD e este instalado.



**Figura 5.3:** Aparato experimental Laboratorial.

## 5.2 Procedimento Experimental

Até o presente momento, a UEEM não permite operar com escoamentos trifásicos (água-óleo-gás). Desta maneira, foi possível realizar somente ensaios com escoamento bifásico. Porém, o foco deste trabalho é dirigido à separação gás-líquido e, como apontado por diversos autores (por exemplo, [19, 57, 109, 110]), o escoamento trifásico água-óleo-gás pode ser considerado como um escoamento bifásico composto por uma fase gasosa e uma fase líquida (mistura água-óleo).





**Figura 5.4:** Aparato experimental Laboratorial instalado na UEEM.

Primeiramente, realizou-se uma bateria de testes para se analisar a performance do misturador estático e quais vazões de gás e de líquido (água) forneciam os padrões de fluxo a jusante do duto helicoidal, caracterizados pela mistura das fases, neste caso, o regime de bolhas (bolhas de gás distribuídas em água contínua).

Desta maneira, determinou-se o range de  $10 - 20 \text{ m}^3/\text{h}$  para o líquido. Para a vazão de gás, em virtude de problemas no controlador de vazão do compressor, conseguiu-se somente estabilizar as vazões de  $9,5$  e  $10,5 \text{ ft}^3/\text{min}$ , justificando, portanto, o range adotado para a vazão de líquido, pois somente com valores acima de  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  de vazão de água que conseguiu-se o padrão de fluxo do tipo bolhas a montante do separador.

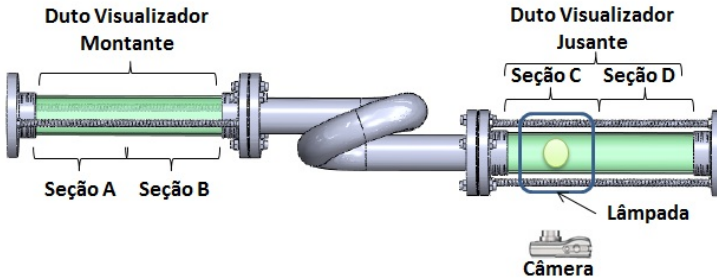
Uma vez especificadas as vazões, foram realizadas duas baterias de testes. Na primeira, a vazão de gás foi mantida constante em  $9,5 \text{ ft}^3/\text{min}$  e variou-se a vazão de água, em passos de  $1 \text{ m}^3/\text{h}$  de acordo com o intervalo especificado anteriormente. Na segunda, as vazões de líquido e de gás foram mantidas constantes em  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $10,5 \text{ ft}^3/\text{min}$ , buscando, assim, avaliar a influência da vazão de gás sobre a separação gás-líquido. A Tabela 5.1 sumariza os ensaios reali-

zados.

**Tabela 5.1:** Valores de vazão de gás ( $Q_G$  [ $ft^3/min$ ]) e de água ( $Q_L$  [ $m^3/h$ ]) para os ensaios realizados.

Ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$Q_G$	9,5											10,5
$Q_L$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	20

Para cada ensaio, o escoamento a montante e a jusante do duto helicoidal foi fotografado, tal como ilustrado na Figura 5.5. Para a melhor visualização do fenômeno, posicionou-se uma lâmpada logo abaixo das seções A, B e C dos dutos de acrílico (visualizadores) e fotografou-se somente esta região.



**Figura 5.5:** Localização das regiões adotadas para se fotografar o escoamento.

Em resumo, o procedimento de realização do ensaio pode ser explicado da seguinte forma: inicialmente atribui-se, por meio dos comandos no sistema supervisor, os valores de vazão de gás e de líquido previamente determinados. As bombas, portanto, direcionam os fluidos, em suas respectivas tubulações, para a sala de medição. Aqui, as linhas de gás e líquido se juntam através de uma conexão três-uma via e logo adiante são submetidos à uma série de anteparos distribuídos helicoidalmente dentro de um duto metálico (misturador estático). Na sequência, a mistura segue para o separador helicoidal. Nesta etapa, o escoamento é fotografado e segue em direção ao separador gás-líquido da UEEM. O gás é então enviado à um filtro e depois descartado e a água segue para os tanques de armazenagem, fechando, assim, o circuito.

## 5.3 Resultados Experimentais

Tal como relatado anteriormente, projetou-se e construiu-se um protótipo laboratorial para a verificação do fenômeno de separação observados nos resultados das simulações CFD aqui realizadas.

A Figura 5.6 ilustra a visualização do escoamento gás líquido a montante e a jusante do duto helicoidal. Observa-se que somente para vazões de líquido acima de  $16 \text{ m}^3/h$  obtém-se uma considerável mistura entre as fases. Na saída, observa-se o mantimento do padrão de fluxo estratificado caracterizado pela maior concentração de líquido na região inferior sob uma camada (interface) de mistura gás-líquido. este cenário é muito parecido com aqueles resultantes das simulações, indicando, desta forma, que o modelo numérico implementado representa bem o fenômeno em questão.

Para a melhor observação do fenômeno, as Figuras 5.6 e 5.7 ilustram a visualização do escoamento em parte dos dutos a montante e a jusante do helicóide. Assim, pode-se confirmar as observações apontadas anteriormente. Além disso, observa-se também que na primeira parte do duto (seções A e B) a mistura ocupa toda a seção e, como previsto, ao longo do duto há uma tendência das bolhas migrarem desde a região inferior até a região superior.

Uma característica observada tanto nos resultados de simulação como nos experimentos é a capacidade da configuração helicoidal reter a turbulência do escoamento, fato já observado por outros autores. Tal característica pode muito bem ser investigada para casos de escoamentos com padrão de fluxo do tipo golfada, indesejável em aplicações na indústria, visando a concepção de uma possível solução para redução de golfadas.

## 5.4 Conclusões

Neste capítulo foram apresentados os resultados obtidos por meio dos ensaios experimentais realizados na Unidade Experimental de Escoamento Multifásico.

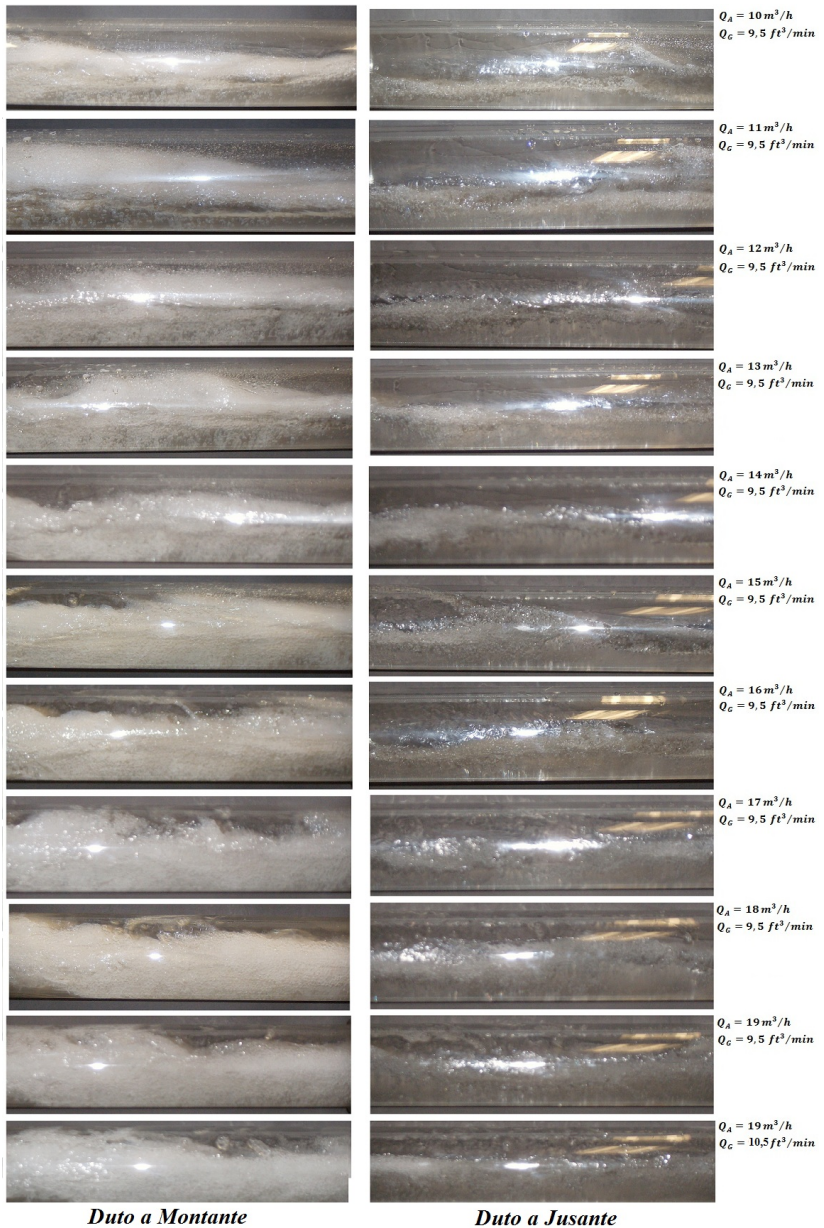
O Aparato experimental, construído de acordo com a geometria base usada para realizar as simulações, é composto por quatro curvas de  $90^\circ$  soldadas de tal maneira a formar um helicóide. Dutos de acrílico foram acoplados a montante e jusante do helicóide, permitindo, assim, a visualização do escoamento.

Como, até o momento, a UEEM não permite a operação com escoamento trifásico água-óleo-gás, os experimentos foram realizados

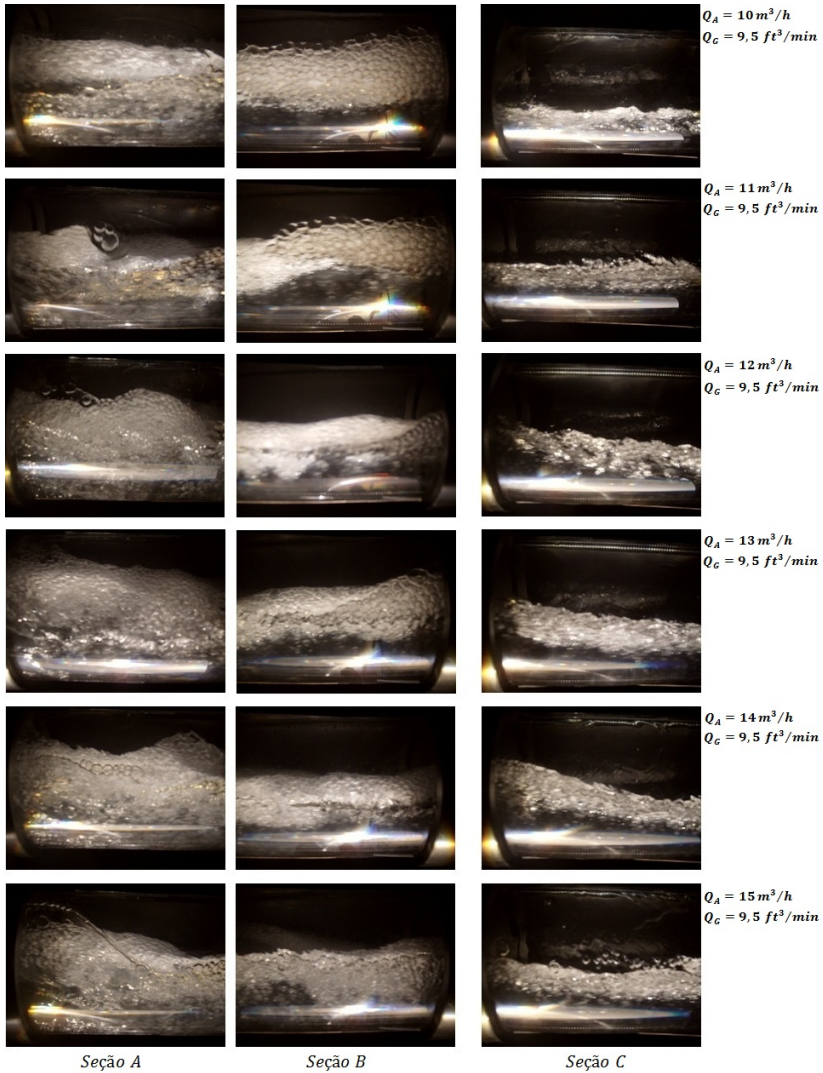
somente com escoamento bifásico gás-líquido. outro problema encontrado foi devido a faixa de vazão de gás. Somente as vazões de 9,5 e 10,5  $ft^3/min$  foram estabelecidas, impossibilitando, assim, uma melhor análise da influência deste parâmetro na separação gás-líquido.

Portanto, uma vez fixados os parâmetros geométricos (diâmetro interno do duto, raio de curvatura, passo e número de voltas), realizou-se somente a análise do fenômeno de separação quanto a variação da vazão de líquido.

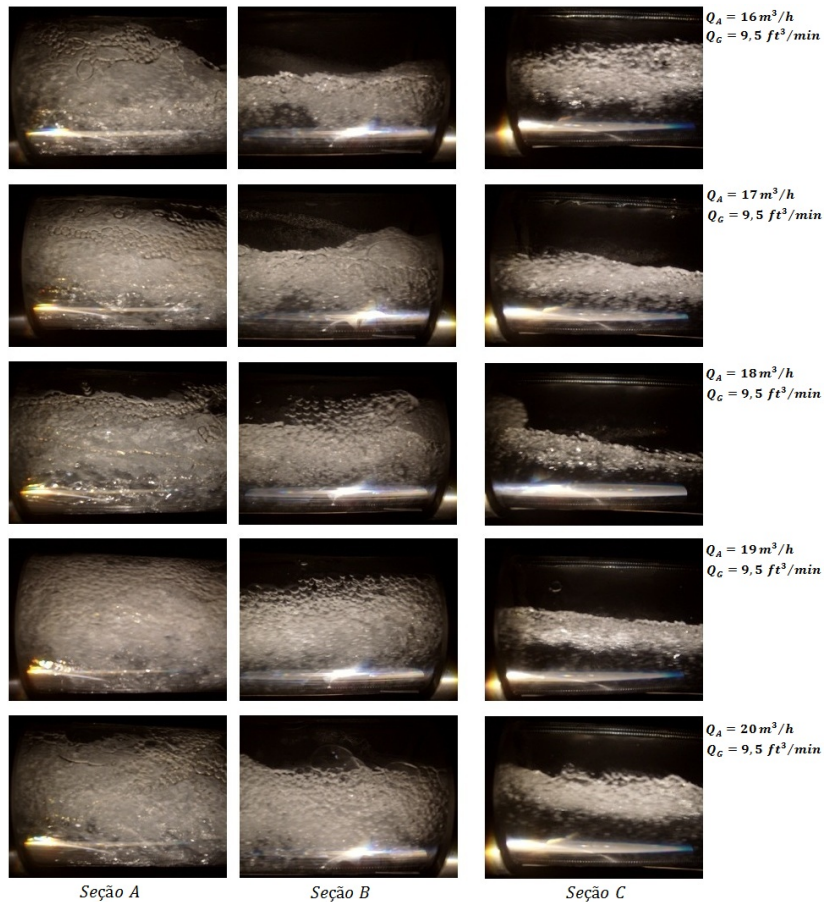
Os resultados obtidos apresentaram boa concordância com as análises realizadas nas simulações, principalmente quando se diz respeito ao princípio físico do fenômeno de separação.



**Figura 5.6:** Visualização do escoamento gás-líquido a montante e a jusante do duto helicoidal para diferentes valores de vazão.



**Figura 5.7:** Visualização do escoamento gás-líquido nas seções A, B (a montante) e C (a jusante) do duto helicoidal para diferentes valores de vazão.



**Figura 5.8:** Visualização do escoamento gás-líquido nas seções A, B (a montante) e C (a jusante) do duto helicoidal para diferentes valores de vazão. Continuação.





# Capítulo 6

## Conclusão

Ao avaliar-se o cenário convencional da produção de petróleo, identifica-se ao menos duas áreas nas quais pode-se implementar novas soluções: o processo de separação e medição dos fluidos. Pensando nisto, este trabalho teve como principal objetivo contribuir para o desenvolvimento de um sistema de separação parcial e medição multifásica que incorpore as características necessárias para a sua aplicação nos novos cenários de exploração e produção de gás e petróleo. Visto que outros trabalhos, também inseridos neste projeto, já abordaram o tema da medição, o foco desta investigação foi direcionado para a área de separação, precisamente em respeito à separação gás-líquido.

Em resumo, propõe-se a utilização de um duto helicoidal para promover a separação entre as fases gasosa e líquida por meio da ação das forças centrífuga e de gravidade.

Em virtude da complexidade da geometria e dos diversos parâmetros operacionais que teoricamente influenciam no processo de separação, decidiu-se fazer uso da simulação CFD, consagrada na concepção e desenvolvimento de projetos, para se avaliar o quanto e de que maneira estes parâmetros estão relacionados com a qualidade da separação.

Uma vez que diferentes parâmetros geométricos seriam utilizados para a configuração do duto helicoidal, houve a necessidade de se adotar uma metodologia para a geração de malha que mantivesse uma determinada proporcionalidade entre elas. Assim, fixou-se que o maior valor para os elementos tetraédricos e para a espessura da camada composta por prismas seria 8 e 24% do valor do diâmetro interno do duto. Os resultados obtidos no teste de malha comprovaram a eficácia deste método que possibilitou a rápida seleção de qual entre as malhas propostas

seria de fato utilizada no decorrer das simulações.

Como não foram encontrados, na literatura, trabalhos que tratassem da separação gás-líquido em dutos helicoidais, a validação do modelo para este caso tornou-se impossível. No entanto, buscou-se validar o modelo numérico para o caso monofásico por meio de comparações entre os perfis de velocidade axial resultantes da aplicação do modelo e aquelas medidas pelos autores Yu et al. [78], Webster e Humphrey [27] e Patankar et al. [71] apresentaram apreciável concordância.

Da análise da influência dos parâmetros geométricos e operacionais, pode-se afirmar que, assim como qualquer outro separador, há a necessidade de se adequar a geometria (diâmetro, passo e raio de curvatura) de acordo com o cenário de operação. Uma boa solução seria o desenvolvimento de equações que relacionassem o dimensionamento da estrutura (duto helicoidal) com os parâmetros operacionais, objetivando determinado grau de eficiência na separação.

Sabe-se que o fenômeno de segregação de fases de diferentes densidades em geometrias curvas é causado principalmente pela intensidade da força centrífuga sob estas fases; e que o maior acúmulo das fases junto às regiões externa (fase mais densa) e interna (fase menos densa) se daria com o aumento da intensidade desta força. No entanto, os resultados obtidos nos casos em que teoricamente haveria melhor separação gás-líquido, apresentaram-se de maneira discordante ao estabelecido pela teoria. Também foram comprovados, mas desta vez, em acordo com a teoria, o surgimento do fenômeno de inversão de fase, estabelecido quando o efeito da força de gravidade se sobrepõe ao efeito da força centrífuga. Fato identificado para os casos de baixa vazão de líquido, e altos valores de raio de curvatura e de passo.

Em relação aos ensaios experimentais, devido à problemas técnicos na UEEM, não foi possível a realizar-se experimentos com escoamentos trifásicos (gás-água-óleo). Porém, de acordo com alguns autores e com os resultados das simulações aqui efetuadas, o fenômeno também é válido para tal condição.

Em poucas palavras, a implementação de configurações helicoidais para a concepção de separadores baseados em diferença de densidade entre as fases apresenta-se como uma promissora proposta, pois se bem dimensionadas incorporam as principais características (alta eficiência, fácil fabricação e instalação, baixo custo e pequenas dimensões estruturais, por exemplo) para sua implementação nos mais diversos ambientes industriais.

Como contribuição para a teoria de escoamentos em dutos helicoidais, este trabalho gerou as seguintes publicações:

- E. Scussiato, D. Pagano and F. R. Moreira da Mota. Medidor de fração de água para aplicações de controle e automação da produção de poços de petróleo. Rio Oil and Gas, 2010, Rio de Janeiro/RJ - Brasil;
- F. R. M. da Mota, D. J. Pagano and A. Plucenio. Numerical simulation of curved pipe used as an inlet device of a gravitational separator to reduce the residence time. Rio Pipeline Conference & Exposition, 2011, Rio de Janeiro/RJ - Brasil;
- F. R. M. da Mota, D. J. Pagano and A. Plucenio. Fenômeno de separação gás-líquido (água-óleo) em dutos helicoidais: um estudo CFD. 6° Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 6° PDPETRO, 2011, Florianópolis/SC - Brasil.
- F. R. M. da Mota, D. J. Pagano and A. Plucenio. Análise CFD do efeito da geometria na separação gás-líquido (água-óleo) em dutos helicoidais. 6° Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 6° PDPETRO, 2011, Florianópolis/SC - Brasil.

## 6.1 Diretrizes para Trabalhos Futuros

Mesmo que as primeiras publicações sobre escoamentos em dutos curvados datem do início do século 19, pôde-se, ao longo desta investigação, constatar o quanto ainda há por fazer neste tema. Um exemplo é a falta de dados experimentais, motivo pelo qual não se pôde validar os resultados de simulação referentes ao escoamento trifásico em dutos helicoidais obtidos. Pensando nisto, elaborou-se uma lista de possíveis investigações que buscariam entender e aplicar melhor as promissoras características deste tipo de escoamento.

- **Montar o protótipo do sistema de medição multifásica.** Com a montagem do protótipo poderão ser realizadas mais detalhas, considerando-se condições de operação mais realistas. Assim, também poderia realizar-se a implementação de algoritmos de controle que visam a otimização das variáveis do processo (Controle Preditivo, por exemplo) como a pressão e nível de líquido no interior do tanque;
- **Realizar simulações considerando-se características de fluidos que melhor representem o fenômeno real.** Uma vez sabido que o princípio de separação por força centrífuga é uma

característica do escoamento de fluidos de diferentes densidades em configurações helicoidais, pode-se melhor avaliar tal fenômeno considerando-se características dos fluidos de simulação mais próximas daquelas realmente encontradas. Para tanto, o software ANSYS-CFX permite que o usuário crie fluidos de acordo com características predeterminadas;

- **Desenvolver equações para o dimensionamento de separadores helicoidais.** Como qualquer outro separador, a qualidade da separação em separadores helicoidais é obtida com um “casamento” entre os parâmetros geométricos e operacionais, logo faz-se necessário desenvolver equações para o dimensionamento destes separadores, relacionando, desta maneira a qualidade da separação (máximo valor de fração de gás na saída de líquido, por exemplo) com os demais parâmetros de projeto;
- **Estudar o fenômeno de redução de golfadas em dutos helicoidais.** Há fortes indícios de que as configurações helicoidais podem ser utilizadas para se reduzir o efeito do padrão de escoamento do tipo golfadas. Portanto, uma boa proposta seria a adequação de um modelo de simulação que melhor representasse o fenômeno de golfada e então analisar-se, por meio de simulação fluidodinâmica, que parâmetros influenciam este fenômeno;
- **Avaliar a implementação de dutos helicoidais como dispositivos de entrada em separadores gravitacionais.** Atualmente, são utilizados defletores na entrada dos separadores gravitacionais para promover a separação gás-líquido. Nota-se uma tendência em se substituir esses defletores por separadores com princípio de separação mais eficaz como os hidrociclones. Propõe-se, portanto, realizar-se uma investigação sobre as melhorias alcançadas se os defletores forem substituídos por dutos helicoidais;
- **Usar seções de dutos helicoidais para condicionamento de escoamento.** Com a realização dos experimentos, pôde-se perceber que o escoamento bifásico gás-líquido, quando submetido à passagem pelo duto helicoidal, perdia as características de fluxo observadas a montante, mantendo, ao menos nos experimentos aqui realizados, características observadas em padrões de fluxo do tipo estratificado, ajusante do duto.

Estudos aprofundados e a implementação destes tópicos certamente gerariam resultados inovadores, que agregariam muito conheci-

mento ao tema discutido neste trabalho.



# Apêndice A

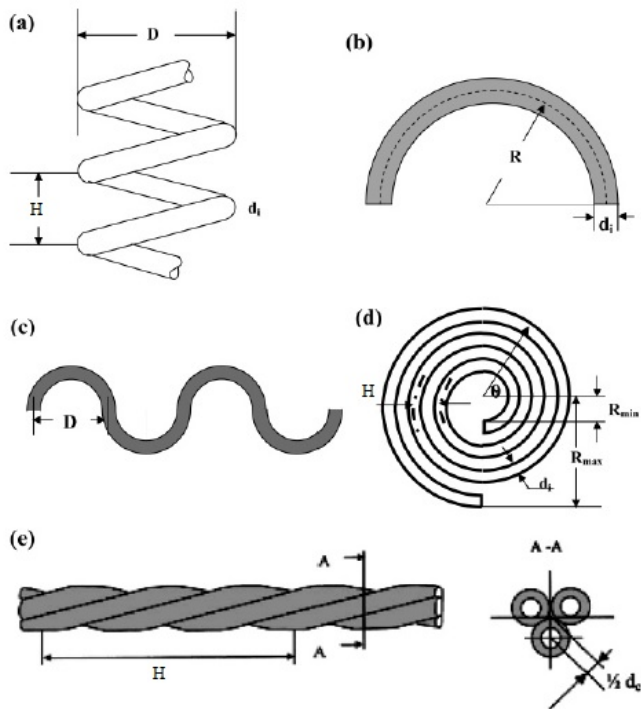
## Escoamento em Dutos Curvados

Desde as primeiras observações realizadas por Grindley e Gibson [32], Eustice [79, 80] e Dean [22, 23], muitos trabalhos sobre escoamento em dutos curvados (toroidais, helicoidais, espirais e serpentinas) têm sido desenvolvidos. Fato que pode ser atribuído às diversas aplicações dadas à este tipo de configuração. Este texto tem por finalidade a revisão dos trabalhos mais relevantes, buscando, desta forma, constituir um elo entre os fundamentos teóricos e os experimentos práticos que será a base para comparações e resultados qualitativos.

### A.1 Introdução

Escoamentos forçados em dutos curvos (toroidais, helicoidais, serpentinas, espirais e dutos entrançados) são de larga aplicação no campo de engenharia para a implementação de sistemas com trocas térmicas ou transferência de massa, incluindo equipamentos para viscometria, difusores, trocadores de calor, concentradores espirais, geradores de vapor, refrigeradores entre outros equipamentos. A Figura A.1 representa as diversas configurações de dutos curvados.

Quando um fluido escoar através de um duto curvo de qualquer seção transversal, observa-se que um escoamento secundário ocorre nos planos perpendiculares ao eixo central de curvatura do duto, fazendo, assim, com que o escoamento neste tipo de configuração seja unicamente diferente daqueles observados em dutos retos. De acordo com



**Figura A.1:** Configurações de dutos curvados: (a) helicoidal, (b) toroidal, (c) serpentina, (d) aspiral e (e) dutos entrançados (extraído de [125]).

Thomson [121], deve haver um gradiente de pressão através do duto para equilibrar a força centrífuga sobre o fluido devido à sua curvatura, sendo que a pressão é maior na parede externa e menor na parede interna do duto. O fluido próximo às regiões superior e inferior se move mais lentamente que o fluido que se encontra na região central devido à viscosidade, requerendo, assim, um gradiente de pressão menor para equilibrar a força exercida sobre ele. Conseqüentemente, a porção do fluido próximo às paredes inferior e superior se desloca em direção à região central, e o fluido que antes se encontrava nesta região se desloca em direção às paredes, modificando a velocidade axial e originando um escoamento secundário.

Na literatura, pode-se encontrar vários trabalhos sobre escoamentos forçados em dutos toroidais e helicoidais, aplicados à diversas áreas industriais. Em Berger et al [112], Shah e Joshi [45] e Ito [95], encontra-



se um ótima revisão dos trabalhos realizados sobre escoamento em dutos curvados, particularmente dutos toroidais, datados desde 1876 até 1987.

Nas próximas seções é apresentada uma revisão sobre trabalhos disponíveis na literatura, levantando, desta maneira, os principais aspectos teóricos do escoamento em dutos toroidais e helicoidais.

## A.2 Escoamento em Dutos Toroidais

As primeiras observações do efeito da curvatura sobre o escoamento em dutos curvados datam da virada do século 20. Grindley e Gibson [32] notaram o efeito da curvatura no escoamento em um duto curvado enquanto realizavam experimentos sobre a viscosidade do ar. Foi observado por Williams et al [82] que a localização da velocidade axial máxima é afastada em direção à parede externa do duto.

Um dos primeiros pesquisadores a estudar o escoamento em dutos curvados foi Eustice [79, 80]. Este autor desenvolveu uma série de estudos qualitativos, aplicando a técnica de traçadores, para a visualização do escoamento no interior de dutos toroidais (sem passo). Desta maneira, foi possível visualizar as linhas de fluxo e observar que, diferentemente do escoamento em dutos retos, o fluido no interior de configurações toroidais descreve trajetórias helicoidais. Também foi observado que a porção do fluido que inicia seu escoamento na metade superior da seção, descreve uma trajetória helicoidal apenas na região localizada entre o centro do duto e a parede externa superior; e, do mesmo modo, a porção que inicia seu escoamento na região inferior, continuará nela até ser descarregada no final do duto.

A primeira tentativa de se descrever matematicamente o escoamento em um duto curvado foi feita por Dean [22, 23]. Em seu primeiro trabalho, Dean [22] descreveu uma primeira aproximação do escoamento permanece de um fluido incompressível no interior de um duto toroidal de seção circular, demonstrando a existência do escoamento secundário observado experimentalmente por Eustice. De acordo com o autor, esse escoamento seria composto por dois vórtices simétricos com respeito ao plano de simetria e de rotações contrárias, onde, na região interna, o escoamento se move para a parte externa do duto, tal como representado na figura A.2. No entanto, mesmo apresentando concordância qualitativa com observações experimentais, esta aproximação falhou ao demonstrar a relação entre o gradiente de pressão, a vazão e a curvatura do duto. Em seu trabalho seguinte, Dean [23] observou que a relação entre a redução da vazão e a curvatura dependia

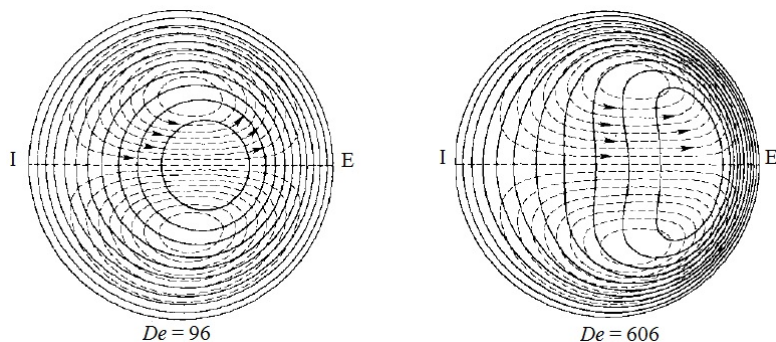
somente de uma variável,  $K$ , dada por:

$$K = 2Re^2 \frac{r}{R} \quad (\text{A.1})$$

e

$$Re = \frac{\rho U_m 2r}{\mu} \quad (\text{A.2})$$

em que  $Re$  representa o número de Reynolds,  $r$  representa o raio interno e  $R$ , o raio de curvatura do duto. Esta redução se deve, principalmente, ao fato de que no duto curvado, o fluido está continuamente oscilando entre a parte central, onde a velocidade é elevada, e as vizinhanças da parede, onde a velocidade é baixa, devido à tendência centrífuga do fluido, implicando em uma perda de energia que não tem contrapartida no escoamento em dutos retos. Porém, este trabalho foi realizado considerando-se que a razão de curvatura ( $r/R$ ) é pequena, simplificando as quatro equações fundamentais (equação da continuidade e as três equações de momento), sendo suas análises válidas para valores de  $K$  menores que 576, o que foi confirmado experimentalmente por White [129]. Posteriormente, os parâmetros  $K$  e  $De$  (no caso de dutos helicoidais) foram denominados de número de Dean e passaram a representar a magnitude do escoamento secundário.



**Figura A.2:** Escoamento secundário e contornos da velocidade axial para baixos e intermediários números de Reynolds (extraído de [112]). I representa parede interna e E, parede externa.

Topakoglu [123] usou uma solução aproximada para determinar os padrões de fluxo para escoamentos laminares de um fluido incompressível em dutos toroidais. Os resultados mostraram que a vazão depende de duas variáveis independentes, o número de Reynolds e a curvatura

do duto.

McConalogue e Srivastava [42] realizaram estudos numéricos para determinar as características do escoamento secundário para o escoamento laminar completamente desenvolvido. Os autores reduziram as equações diferenciais parciais de transporte à equações diferenciais ordinárias através de análises de Fourier e então solucionaram-as numericamente para valores de  $De$  variando de 96 a 606, onde 96 correspondia ao limite superior,  $K = 576$ , utilizado por Dean. Seus resultados mostraram que houve um aumento na velocidade axial, sendo que o máximo valor se desloca, juntamente com os vórtices, em direção à parede externa.

Patankar [71] empregou um procedimento numérico para prever os campos de velocidades e de temperatura. Os resultados referentes ao campo de velocidades obtidos apresentaram boa concordância com os valores obtidos experimentalmente por Ito [95], Mori e Nakayama [53] e Akiyama e Cheng [37].

Dennis e Ng [44] estudaram numericamente o escoamento laminar em dutos toroidais usando o método de diferenças finitas com ênfase nos padrões de dois e quatro-vórtices. Os autores realizaram simulações para números de Dean entre 96 e 5000. O padrão quatro-vórtices só foi alcançado para números de Dean superiores a 956. Masliyah [104] estudou o escoamento secundário para o regime laminar em dutos semi-circulares usando métodos numéricos e experimentais. Seus resultados numéricos mostraram que para números de Dean superiores a 105, o escoamento secundário pode apresentar tanto o padrão dois-vórtices quanto o padrão quatro-vórtice.

Bara et al. [62] realizaram um estudo experimental, utilizando a técnica de LDV (*Laser Doppler Velocimetry*), e numérico do escoamento em um duto curvado de seção quadrada, abordando tanto a região não desenvolvida quanto a região desenvolvida. Os autores notaram a existência de dois ou quatro vórtices na região desenvolvida. De acordo com eles, a determinação da quantidade de quatro vórtices depende do número de Dean e da existência de perturbação simétrica ou assimétrica. O comprimento para o completo desenvolvimento do escoamento foi determinado como dependente do número de Dean, podendo variar entre  $150^\circ$  e  $300^\circ$ .

Boersma e Nieuwstadt [26] estudaram os padrões de escoamentos para o regime turbulento completamente desenvolvido em dutos toroidais usando simulações de larga escala. Eles compararam seus resultados numéricos com resultados experimentais presentes na literatura e mostraram que este tipo de abordagem é aceitável para se determinar

os padrões de escoamento secundário.

Park et al. [70] usaram o método LPV (*Laser Photochromic Velocimetry*) para medir a velocidade do escoamento em dutos curvados com número de Reynolds igual a 250 e razão de curvatura de 1:6. Os resultados experimentais apresentaram boa concordância quando comparados com os resultados numéricos.

Masud et al. [68] realizaram estudos numéricos para examinar a solução estável no escoamento completamente desenvolvido em um duto toroidal. Os autores analisaram o efeito causado por altos números de Dean combinado à altos valores de razão de curvatura. Observaram que velocidade axial é diretamente proporcional ao número de Dean e inversamente proporcional a razão de curvatura. Para um alto valor de  $De$  e uma pequena curvatura, a maioria das partículas deixaram a parte inferior da seção transversal do duto. A região para a solução estável aumentou com o aumento da curvatura até um determinado limite, então decresceu.

Outros aspectos, teóricos e práticos, do escoamento em dutos toroidais como queda de pressão, fator de atrito, transição laminar-turbulento e escoamento multifásico serão abordados no decorrer do capítulo.

### A.3 Escoamento em Dutos Helicoidais

Até 1970, a grande maioria dos trabalhos sobre escoamento em dutos curvados foram realizados considerando a configuração toroidal. A maior dificuldade no estudo do escoamento em dutos helicoidais está no tratamento matemático. O número de Dean, nesse caso, é função não somente da curvatura, mas também da torção (parâmetro característico dos helicóides):

$$De = Re \left( \frac{R}{R^2 + p^2} r \right)^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

e

$$p = \frac{H}{2\pi} \quad (\text{A.4})$$

em que  $H$  representa o passo, distância entre duas voltas consecutivas.

Como apontado por Berger [112], as observações e análises relatadas anteriormente são, estritamente falando, válidas somente para escoamentos em toróides. Mas seria possível estas análises serem aplicadas

ao caso helicoidal? Com intuito de responder a esta pergunta, Truesdell e Adler [38], analisaram, numericamente, o escoamento no interior de um duto helicoidal partindo do tratamento matemático dado ao caso toroidal. Eles concluíram que as soluções numéricas para o escoamento em dutos toroidais podem ser aplicadas ao helicoidais caracterizados por pequenas torções se a razão de curvatura destes for substituída pela razão de curvatura desses. Wang [127] e Murata et al. [64] obtiveram, adotando um sistema de coordenadas helicoidal não-ortogonal, soluções para o escoamento estacionário e completamente desenvolvido em dutos helicoidais com pequenas curvaturas. Em ambos os trabalhos, os autores obtiveram soluções analíticas para baixos números de Dean; e Murata et al. também resolveram o problema para altos valores de Dean, utilizando métodos numéricos. Seus resultados indicaram que o escoamento apresenta diferenças significantes daquele encontrado em dutos toroidais, principalmente em relação ao escoamento secundário; e que a fórmula de resistência para um duto toroidal pode ser aplicada ao caso helicoidal desde que seja substituído o valor da curvatura da hélice no lugar da curvatura do toróide, como sugerido por Truesdell e Adler.

### A.3.1 Influência da Torção

Para o escoamento em dutos helicoidais, além do efeito da curvatura existe o efeito da torção que é introduzido ao se transformar um toróide em um helicóide. Uma das primeiras pesquisas desenvolvidas para se analisar o efeito da torção no escoamento em dutos helicoidais foi apresentada por Germano [85, 86].

Germano [85] introduziu um sistema de coordenadas ortogonal para estudar o efeito da torção e da curvatura no escoamento em dutos helicoidais. Os resultados indicaram que a torção tem um efeito de segunda ordem e a curvatura, um efeito de primeira ordem, contrariando os resultados de Wang [127] em que a torção tem um efeito de primeira ordem. A diferença entre os dois estudos é atribuída ao sistema de coordenada; Germano usou um sistema ortogonal, enquanto Wang usou um sistema não ortogonal. Mais tarde, estudos conduzidos por Tuttle [124] indicaram que o sistema de coordenadas adotado determina se o efeito da torção é de primeira ou segunda ordem; entretanto, Tuttle concorda com as conclusões de Wang. Porém Germano [86] realizou novos estudos os quais confirmaram que o efeito da torção é de primeira ordem.

Chen e Fan [31] resolveram a equação de Navier Stokes pelo mé-

todo de elementos finitos. Os autores investigaram o efeito da torção sobre o escoamento em dutos helicoidais de seção quadrangular, com curvatura e torção finitas. Seus resultados mostraram que à medida que a torção aumenta o vórtice, localizado na região inferior do duto, aumentou de tamanho, diminuindo o vórtice superior podendo até mesmo desaparecer. Com o aumento da torção, os picos de velocidade axial giram em relação ao centro da seção.

Kao [96] estudou o efeito da torção para um escoamento completamente desenvolvido em um duto helicoidal usando um método de expansão em séries para resolver as equações diferenciais governantes. Foi mostrado na expansão que os padrões do escoamento secundário foram afetados pela torção, levando à distorções nos padrões da forma clássica (vórtices simétricos). Além disso, também foi mostrado que a vazão para um dado gradiente de pressão pode ser afetado pela torção; embora este não apareça nas primeiras duas ordens da expansão da série, sendo estas idênticas as apresentadas por Dean. No entanto, ao traçar os perfis do escoamento secundário e de velocidade axial, alguns desvios foram encontrados entre as séries e as soluções numéricas, principalmente devido à anomalia da solução de série. Quanto a ordem do efeito da torção, Kao concluiu que este está entre a ordem 1 e 2, sendo portanto da magnitude de uma potência 1,5 do parâmetro de perturbação.

O efeito do passo na transferência de calor e na queda de pressão foi estudado por Austen e Soliman [14] para o caso de fluxo de calor uniforme nas paredes. Os resultados mostraram que o passo afetou significativamente tanto o fator de atrito quanto o número de Nusselt para baixos números de Reynolds, embora este efeito tenha enfraquecido à medida que o número de Reynolds foi aumentado. Os autores sugeriram que esses efeitos são devido à convecção livre, sendo então diminuídos à medida que a convecção forçada se torna mais dominante para altos números de Reynolds.

Xie [130] usou o método de perturbação para estudar o escoamento laminar completamente desenvolvido em dutos helicoidais usando um sistema de coordenadas helicoidais. Os resultados sugerem que a curvatura não tem efeito algum sobre a vazão dentro da ordem do parâmetro de perturbação ( $r \cdot Rc$ ) ao quadrado, e a torção exerce um efeito de segunda ordem sobre os vórtices secundários. O efeito da torção pode ser grande o suficiente para girar a linha que separa os dois vórtices da vertical para a horizontal, para números de Reynolds muito pequenos.

Liu e Masliyah [33] investigaram o efeito do passo e da torção nos

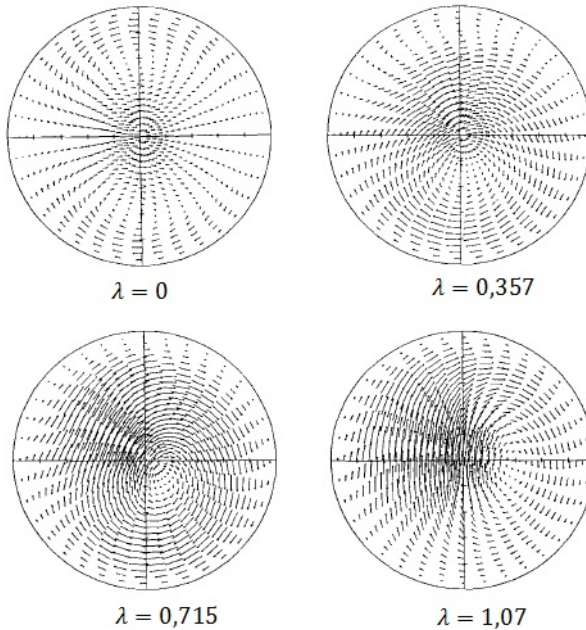
campos do escoamento secundário para o escoamento laminar completamente desenvolvido. Eles determinaram que o valor crítico para a transição do regime com dois vórtices para o regime com apenas um foi com base no número de Reynolds, na razão de curvatura normalizada e na torção normalizada. A queda de pressão e o fator de atrito também foram estudados para o escoamento completamente desenvolvido e suas análises validadas por resultados experimentais [34]. Os autores estudaram numericamente o desenvolvimento do escoamento laminar e da transferência de calor usando equações parabólicas na direção axial. As simulações foram realizadas para número de Reynolds e de Prandtl entre 20 a 5000 e 0.1 a 500, respectivamente. Eles mostraram que a mudança do regime um-dois vórtices acontece para altos números de Reynolds. Eles também mostraram que a distribuição de temperatura é função não somente do número de Prandtl, mas também do número de Dean.

O efeito do passo no número de Nusselt no escoamento laminar em dutos helicoidais foi determinado por Yang et al [83]. Resultados numéricos para o escoamento completamente desenvolvido, considerando-se passo finito, mostraram que o gradiente de temperatura em um lado do duto aumenta ao se aumentar a torção; entretanto diminui no lado oposto. O número de Nusselt diminui suavemente com o aumento da torção para baixos números de Prandtl, mas diminui significativamente para altos números de Prandtl. Yang e Ebdian [39] estenderam a investigação para o regime turbulento usando o modelo  $k - \varepsilon$ . Tal como no regime laminar, a torção rotacionou e distorceu os perfis de temperatura, sendo que o efeito da torção reforçado com o aumento da velocidade axial.

Wang e Andrews [35] estudaram numericamente o escoamento laminar de um fluido incompressível em um duto com seção retangular usando o método de diferenças finitas. Seus estudos foram para estabelecer os efeitos do passo, do gradiente de pressão e da razão de curvatura na distribuição dos perfis de velocidade e na resistência do fluido para o escoamento completamente desenvolvido. Eles concluíram que o passo afeta os padrões do escoamento secundário e o fator de atrito. À medida que o passo foi aumentado, o padrão mudou de dois para um-vórtice, assim como para dutos helicoidais de seção circular. Já o fator de atrito teve seus valores influenciados principalmente pela curvatura do duto.

Yamamoto et. al [76, 77] estudaram, numerica e experimentalmente, o efeito da torção no escoamento em dutos helicoidais de seção circular. Eles observaram que, para curvatura constante, ao aumentar

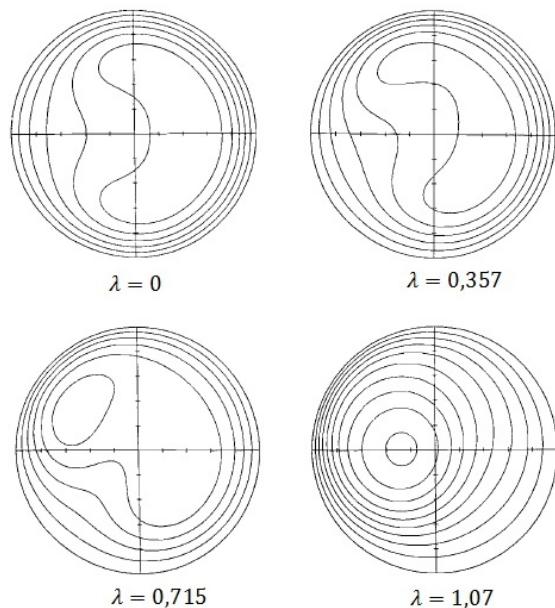
a torção, o fator de atrito do escoamento desviou-se dos valores encontrados para dutos toroidais. E, ao aumentar ainda mais o valor desse parâmetro, os resultados aproximaram-se daqueles encontrados no escoamento em dutos retos, uma vez que, se a torção tender a infinito, o duto helicoidal tende a um duto reto. As figuras A.3 e A.4 representam o escoamento secundário e o perfil de velocidade axial para dutos curvados com diferentes passos e mesma curvatura.



**Figura A.3:** Escoamento secundário para diferentes valores de torção.  $De = 1000$  e  $\delta = 1,2$  (extraído de [76]).

Hüttl e Friedrich [47, 48] investigaram, usando simulação numérica direta, o escoamento turbulento em dutos helicoidais para determinar os efeitos da curvatura e da torção. Eles mostraram que a curvatura do tudo (que induz o escoamento secundário) exibiu um forte efeito nas quantidades do escoamento, inibindo significativamente a turbulência, se comparado com um duto reto de mesmo diâmetro interno. Para elevados valores da razão de curvatura, o escoamento tendeu ao regime laminar e apresentou níveis de energia cinética turbulenta muito menores que aqueles obtidos em dutos retos. No entanto, ao manter a curvatura constante e aumentar a torção, os autores observaram que





**Figura A.4:** Perfil de velocidade axial para diferentes valores de torção.  $De = 1000$  e  $\delta = 1, 2$  (extraído de [76]).

a energia cinética turbulenta aumentou; a componente axial da velocidade não sofreu alterações significativas, enquanto que as variações do escoamento secundário tornaram-se mais evidentes.

Palazoglu e Sandeep [49, 50] determinaram o efeito da curvatura e da torção sobre a distribuição do tempo de residência para o escoamento de partículas em dutos helicoidais. Eles concluíram que a razão de curvatura e a vazão foram os parâmetros que mais afetaram o escoamento das partículas.

Naphon e Suwagrai [36] analisaram, numericamente e experimentalmente, o efeito da razão de curvatura sobre desenvolvimento do escoamento e sobre a transferência de calor em dutos espirais. Os experimentos foram realizados utilizando dutos espirais com três diferentes razões de curvatura (0,02, 0,04 e 0,05) e temperatura constante nas paredes. A simulação foi realizada utilizando o método dos volumes finitos com uma malha não-estruturada e o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$ . Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Os autores observaram que a força centrífuga desempenhou um efeito significativo na transferência de calor e na queda

de pressão que apresentaram maiores valores quando comparados com dutos retos.

Hayamizu et. al [66] investigaram o efeito da torção sobre a velocidade e a turbulência no escoamento em dutos curvados. Os autores utilizaram seis configurações helicoidais com a mesma razão de curvatura e diferentes passos. A distribuição da velocidade e a turbulência do escoamento foram medidas usando um anemômetro *hot-wire* para números de Reynolds entre 200 e 20000. Eles observaram, tal como os autores anteriormente citados, que, com o aumento do passo, o padrão dois-vórtices (característico do escoamento em configurações toroidais) sofre distorções ao ponto de apresentar apenas um vórtice; sendo que sua direção de circulação é a mesma da torção aplicada ao duto. Também observaram que, para pequenas torções, o perfil de velocidade do escoamento secundário apresenta as mesmas características do duto toroidal; porém ao aumentar este parâmetro o perfil apresentou características mais próximas daquelas apresentadas em dutos retos. Quanto a turbulência, observaram que, ao aumentar a torção, o número de Reynolds crítico decresceu até um valor mínimo e depois voltou a crescer.

## A.4 Número de Reynolds Crítico e Regime de Transição Laminar-Turbulento

O escoamento secundário em dutos curvados é apontado como sendo o principal responsável pela estabilidade do escoamento laminar, resultando em altos números de Reynolds crítico ( $Re_c$ ). Experimentos [4, 119, 129] também confirmaram que o escoamento em dutos curvados é muito mais estável que em dutos retos. Enquanto que para dutos retos o número de Reynolds crítico é aproximadamente 2000, em dutos curvados, mesmo de pequena curvatura, esse número pode ser o dobro ou mais. Por exemplo, Taylor observou que para  $r/R = 1/31.9$ , o número de Reynolds crítico foi aproximadamente 5000.

White [129] aprofundou o estudo de Dean para o escoamento laminar de água e óleo de diferentes viscosidades no interior de dutos com razões de curvatura de  $1/15$  e  $1/2050$ . O Autor demonstrou que o surgimento da turbulência não depende somente do número de Reynolds, nem do critério de Dean [ $De = Re\sqrt{r/R}$ ]. Para o duto de curvatura igual a  $1/15$ , um número de Reynold igual a 9000 foi necessário para sustentar a turbulência; ao passo que para o duto com curvatura de  $1/2050$  diferença considerável de velocidade foi necessário para alcançar a turbulência em comparação com um duto reto. Portanto, o autor

concluiu que o escoamento em dutos curvados é mais estável que em dutos retos. White também estudou a resistência do fluxo, figura A.5, em função do critério de Dean e do número de Reynolds. Para valores de  $De$  menores que 11.6, não houve diferença na resistência do fluxo em comparação com os dutos retos. A tabela A.1 sumariza algumas das correlações mais utilizadas para o cálculo de  $Re_c$  em função da razão de curvatura ( $\delta = d/D$ ) em dutos curvados.

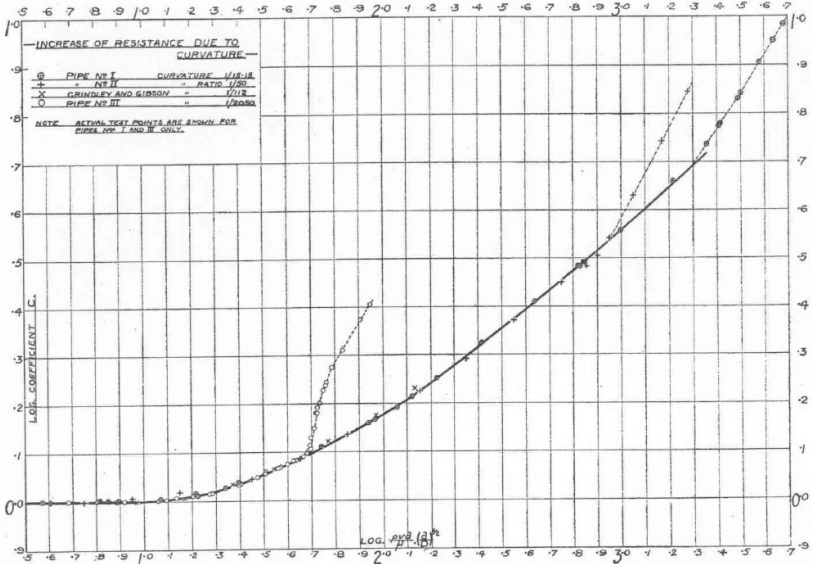
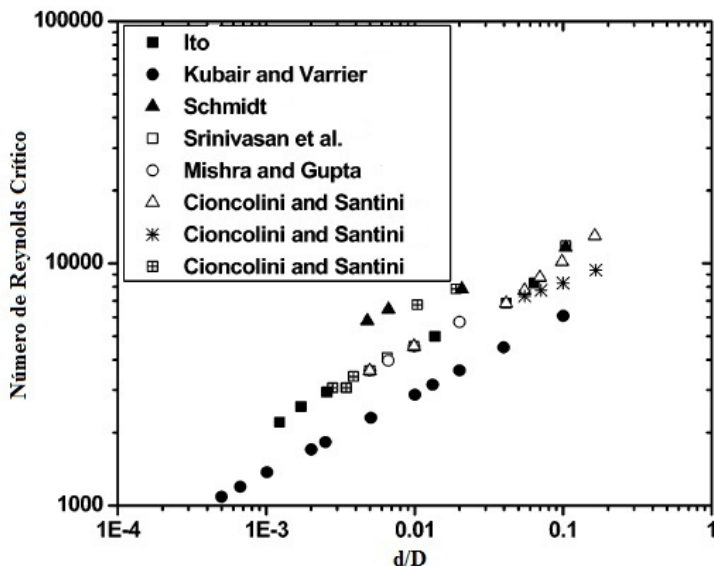


Figura A.5: Aumento da resistência devido à curvatura do duto (extraído de [129]).

O regime de transição laminar-turbulento foi estudado detalhadamente nos trabalhos de Sreenivasan e Strykowski [56] e Webster e Humphrey [27]. Os primeiros, observaram que o número de Reynolds crítico é diferente para distintas regiões quando se realiza a medição da perturbação numa seção transversal ou ao longo do duto. Eles também concluíram que o valor de  $Re_c$ , que corresponde a primeira observação do regime turbulento presente em todas as seções do duto, atinge seu valor máximo e então decresce a medida que se aumenta a curvatura.

Webster e Humphrey [27] realizaram medições da velocidade, utilizando um velocímetro do tipo laser-Doppler, para dutos helicoidais com razão de curvatura de 1/18,2. Eles observaram a existência de uma oscilação de baixa frequência, para números de Reynolds entre

5060 e 6330, presente na região interna na seção transversal do tudo, enquanto o escoamento próximo à parede externa permanecia estável. No entanto, para  $Re > 6330$ , o escoamento apresentou flutuações turbulentas de alta frequência.



**Figura A.6:** Número Crítico de Reynolds em função da razão de curvatura (extraído de [126]).

## A.5 Queda de Pressão e Fator de Fricção (Atrito)

Quando um fluido escoa através de um duto curvado, observa-se o surgimento de um gradiente de pressão positivo na direção radial devido à força centrífuga, que pode ser descrito como

$$\Delta P_{radial} = 2\rho U_m^2 \left( \frac{d}{D} \right). \quad (\text{A.5})$$

A queda de pressão na direção axial pode ser obtida a partir da equação para o escoamento em dutos retos, mas para tanto o fator de fricção de Fanning ( $f$ ) de ser substituído por  $f_c$ , ou seja

$$\Delta P_{axial} = 2f_c \rho U_m^2 \left( \frac{L}{d} \right) \quad (\text{A.6})$$

em que  $f_c$  representa o fator de fricção para dutos curvados,  $\rho$  representa a densidade do fluido e  $U_m$ , a velocidade média do escoamento.

Diversos autores propuseram correlações para o fator de atrito em dutos curvados, porém até agora não foi estabelecida uma que satisfaça todo o domínio do número de Reynolds. Em Vashisth [126] et al. pode-se encontrar uma intensa lista das correlações propostas tanto para escoamento laminar quanto para o turbulento. Nesta investigação serão apontados somente os trabalhos mais relevantes, visto que aqui não se pretende analisar este fenômeno.

A maioria das correlações estabelecidas para o regime laminar são obtidas por meio da razão entre o fator de fricção de Fanning (dutos retos) e o fator de fricção para dutos curvados. Mas neste caso, os modelos são válidos somente para escoamentos caracterizados por  $Re < Re_c$ , sendo  $Re_c$  relacionado ao escoamento em dutos retos. Em outras palavras, não se pode garantir a validade do modelo próximo à região de transição laminar-turbulento uma vez que o  $Re_c$  para dutos curvados podem ser da ordem de duas vezes (ou mais) do valor daqueles observados em dutos retos.

Ito [94] realizou vários experimentos com objetivo de obter dados sobre o fator de atrito para serem utilizados nos cálculos de perdas de pressão em escoamentos turbulentos em configurações toroidais lisas. As fórmulas empíricas propostas, baseadas em considerações teóricas, parecem definir a influência da curvatura na lei de resistência com precisão melhor que a apresentada por White [129].

A correlação proposta por White [129] é dada por

$$f_c = f \left\{ 1 - \left[ 1 - \left( \frac{11,6}{De} \right)^{0,45} \right]^{2,2} \right\}^{-1} \quad (\text{A.7})$$

sendo válida para  $11,6 \leq De \leq 2000$ . E a correlação proposta por Ito [94] dada por

$$f_c = 0,00725 + 0,076 \left[ Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} \right] \quad (\text{A.8})$$

válida para  $0,034 < Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} < 300$ . Para valores de  $Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2}$  abaixo de 0,034, o fator de atrito é equivalente ao de Fanning.

Posteriormente, Srinivasan et al. [74] propuseram outra correlação para escoamento turbulento:

$$f_c = 0,084 \left[ Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} \right]^{-0,2} \quad (\text{A.9})$$

válida para  $\left(\frac{R}{r}\right)^{-2} < 700$  e  $7 < \frac{R}{r} < 104$ .

As correlações dadas por White [129] e Ito [94] não consideram o efeito do passo, ou seja a diferença entre o fator de atrito para dutos toroidais e helicoidais se dava somente pela substituição da razão de curvatura. Trusdell e Adler [38] e Mishra e Gupta [40], no entanto, investigaram o efeito do passo no fator de fricção. Trusdell e Adler [38] substituiu o número de Dean ( $De$ ) por um novo parâmetro ( $N_H$ ), visando incorporar o efeito do passo em suas correlações empíricas para o cálculo do fator de fricção. O parâmetro  $N_H$  é dado por

$$N_H = Re \left[ \frac{d/D}{1 + (p/2\pi D)^2} \right]^{1/2} \quad (\text{A.10})$$

em que  $p$  representa o passo do helicóide. Desta maneira, o diâmetro de curvatura é dado por  $D = 1 + (p/2\pi D)^2$ ; quando  $p = 0$  tem-se que  $N_H = De$  tal como previsto para o caso toroidal.

Liu e Masaliyah [33] e Yamamoto et al. calcularam, numericamente, os padrões de fluxo do escoamento secundário e o fator de atrito para dutos curvados caracterizados por grandes passos. Eles reportaram que o fator de fricção, em dutos com grandes curvaturas, ao se variar o passo (aumentar a torção), primeiramente cresce quando comparados aos dutos toroidais; e então, acima de um determinado valor, decresce aproximando-se do valor encontrado em dutos retos.

As correlações apresentadas até então, como apontado por Vashisth et al. [126], apresentam as seguintes desvantagens: (a) são válidas somente para um limitado domínio de  $De$ , (b) não satisfazem a condição de contorno  $f_c \rightarrow f$  se  $De \rightarrow 0$ . Pensando em solucionar esse problema, Hart et al. [65] propuseram que o fator de fricção poderia ser melhor calculado se aplicada a seguinte correlação empírica

$$f_c = f \left( 1 + \frac{0,09De^{1,5}}{70 + De} \right) \quad (\text{A.11})$$

satisfazendo, assim, a condição de contorno e podendo ser aplicada a todo o domínio de  $Re$  que caracteriza o regime laminar.

Quanto ao regime turbulento, as correlações desenvolvidas por

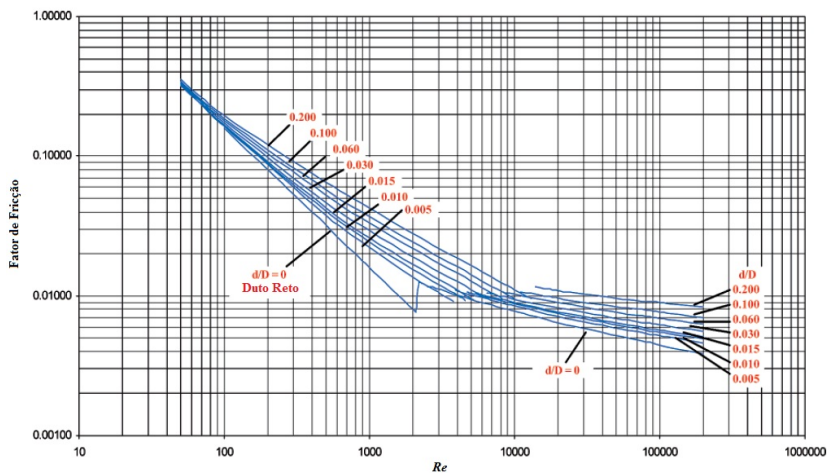
White [129] e por Mishra e Gupta [40] são as que melhor representam o fenômeno desde o ponto de vista prático. São dadas, respectivamente, por

$$f_c = 0,08Re^{-1/4} + 0,012 \left( \frac{d}{D} \right)^{1/2} \quad (\text{A.12})$$

e

$$f_c = 0,0791Re^{-1/4} + 0,0075 \left( \frac{d}{D} \right)^{1/2}. \quad (\text{A.13})$$

Hart et al. [65] desenvolveram um diagrama para a predição do fator de fricção em dutos helicoidais semelhante aos apresentados para dutos retos, figura A.7.



**Figura A.7:** Diagrama para a predição do fator de fricção em dutos helicoidais ( $0 \leq d/D < 0,2$ ) e  $0 \leq Re < 2 \times 10^5$  (extraído de [65]).

A queda de pressão e as correlações desenvolvidas para o cálculo do fator de fricção para escoamentos multifásicos serão abordados na seção referente à este tipo de escoamento.

## A.6 Escoamento Multifásico em Dutos Curvados

Diferentemente do caso monofásico, existem consideráveis complicações ao se descrever e quantificar a natureza do escoamento multifásico, seja bifásico, trifásico ou polifásico. Na maioria dos casos, a fase gasosa, que escoar com velocidade maior em relação a fase líquida, acelera continuamente o líquido, causando, assim, transferência de energia. O escoamento secundário induzido pelo núcleo de gás age, através do cisalhamento interfacial, para distribuir a fase líquida em torno de toda a superfície. Além da inércia, forças viscosas e de pressão presentes no escoamento monofásico, o escoamento multifásico também é afetado por forças de tensão superficiais, pelas características do líquido quando em contacto com as paredes e a troca de momento entre as fases líquidas e gasosas.

Outro fenômeno observado ao se considerar o escoamento multifásico em geometrias helicoidais é a separação (segregação) de fases devido às diferenças das forças centrífuga, de gravidade e o escoamento secundário entre a fase mais leve e a mais pesada. A existência deste fenômeno é de fundamental importância para a investigação aqui desenvolvida, uma vez que é a base para o desenvolvimento do sistema de separação parcial proposto.

Mesmo existindo inúmeras aplicações de escoamento multifásico na indústria, ainda são poucas as informações disponíveis sobre escoamentos gás-líquido, líquido-líquido, líquido-sólido e gás-sólido em configurações helicoidais.

De um modo geral, escoamentos gás-líquido-líquido pode ser tratado como um tipo de escoamento gás-líquido. Desta forma, um escoamento gás-líquido ou gás-líquido-líquido são considerados escoamentos bifásicos, sendo o segundo composto de um gás e uma mistura de líquidos. Portanto os métodos, teorias, correlações, conclusões, etc., desenvolvidas para escoamentos bifásicos gás-líquido (abordadas no decorrer das próximas subseções) podem ser usados como base ou referência para a análise de escoamentos trifásicos [54].

### A.6.1 Queda de Pressão em Escoamentos Bifásicos em Dutos Helicoidais

A grande maioria das correlações propostas para se prever a queda de pressão e fração de vazio em escoamentos bifásicos gás-líquido em dutos helicoidais são baseadas nos parâmetros de Lockhart-Martinieli



(L-M) [43]. Ripple et al. [72] realizaram trabalhos experimentais em sistemas helicoidais e observaram que a queda de pressão e a fração de vazio para estes sistemas pode ser prevista pelas correlações L-M. Os autores usaram o coeficiente de arrasto para correlacionar a queda de pressão, obtendo correlações para os padrões de fluxo estratificado (A.14), anular (A.15) e bolhas (A.16), considerando-se um duto helicoidal com razão de curvatura de 0,0625.

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_{TP} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_G + 4,44 \frac{\rho_G U^2}{gd} \gamma^{0,86} \quad (\text{A.14})$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_{TP} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_G + 31,3 \frac{\rho_G U^2}{gd} \gamma^{1,25} \quad (\text{A.15})$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_{TP} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta l}\right)_G + 3,20 \frac{\rho_G U^2}{gd} \gamma^{0,875} \quad (\text{A.16})$$

em que  $\gamma$  representa a fração de líquido na entrada do sistema  $\gamma = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G}$ ,  $Q[m^3/h]$  representa a vazão volumétrica de entrada e  $U[m/s]$ , a velocidade do líquido.

Akagawa et al. [58] mediram a queda de pressão e propuseram correlações para o caso bifásico (gás-líquido) em dutos helicoidais. Eles concluíram que o fator de fricção, para os casos investigados, foram da ordem de 1,1 a 1,5 vezes que nos dutos retos.

Saxena e Nigam[73] conduziram experimentos para analisar os padrões de fluxo, queda de pressão e *holdup* em escoamentos gás-líquido em dutos helicoidais. Eles encontraram significantes similaridades entre os padrões de fluxos observados nas configurações estudadas e os observados em dutos retos inclinados. Desta maneira, os autores, propuseram uma nova abordagem o cálculo da queda de pressão em dutos helicoidais, usando o método L-M. uma notável vantagem deste modelo é que cada fase é identificada e, separadamente, são avaliados os efeitos da curvatura e da inclinação do duto resultante da torção.

Awaad et al. [60] investigaram o escoamento gás-líquido em dutos helicoidais horizontais e verticais. Para o caso horizontal, os autores observaram que a velocidade superficial do gás ou da água afeta significativamente a queda de pressão, enquanto que o efeito do ângulo da hélice pode ser desconsiderado.

Xin et al. [75] mediram a queda de pressão e a fração de vazio para escoamentos bifásicos (gás-líquido) em dutos helicoidais orientados verticalmente e apresentaram correlações para o cálculo da perda de carga com base nos parâmetros L-M. Porém, os autores observaram

que a queda de pressão não depende somente dos parâmetros L-M, mas também das vazões de cada fase.

Ali [6] desenvolveu uma correlação entre a queda de pressão e a vazão em dutos helicoidais usando os números de Euler, de Reynolds e um novo parâmetro geométrico que é em função do diâmetro de curvatura equivalente (considerando o passo), do diâmetro interno e do comprimento do duto.

Correlações para escoamento bifásico gás-sólido em dutos helicoidais de seção transversal circular e quadrada pode ser encontrada em Vashisth [126].

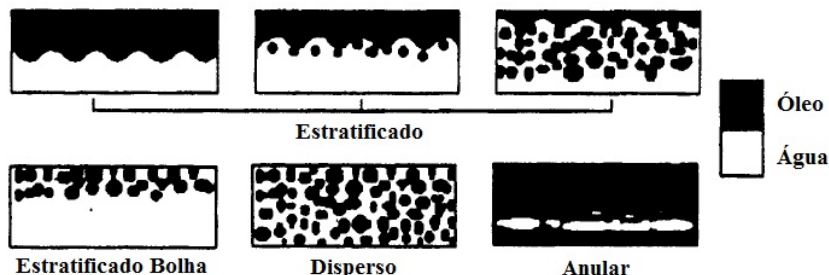
### A.6.2 Padrões de Fluxo em Escoamentos Bifásicos e Trifásicos

Um termo usado para descrever a distribuição das diferentes fases presentes em um sistema multifásico é denominado Padrões de Fluxo ou Regime de Fluxo. Métodos de observações visuais são geralmente utilizados para se distinguir os diferentes padrões de fluxo. Porém o conceito de padrões de fluxo é útil não somente quando se deseja caracterizar a aparência física do sistema, mas também quando se deseja comparar dados experimentais obtidos a partir de análises em escoamentos multifásicos com aqueles já estabelecidos para um determinado padrão de fluxo [3].

A complexidade do escoamento multifásico requer detecção, monitoramento e descrição dos padrões de fluxo. Estes quando observados em dutos helicoidais envolve uma combinação dos padrões encontrados em dutos retos horizontais e verticais. Quando, por exemplo, uma mistura gás-líquido escoar nesse tipo de geometria, vários padrões podem ser identificados tais como bolha, bolha alongada, estratificado liso, estratificado ondulado, golfada e anular.

Chen e Guo [54] investigaram experimentalmente o escoamento bifásico água-óleo e o escoamento trifásico gás-água-óleo em dutos helicoidais. Os autores reportaram que as características do escoamento podem ser classificadas em mais de quatro padrões de fluxo; e também sugeriram um mapa de regime e correlações para cálculo da perda de carga. De acordo com os autores, e em concordância com a figura A.8, os padrões de fluxo que caracterizam o escoamento bifásico água-óleo são classificados e descritos da seguinte forma:

1. **Fluxo Estratificado (ST)**. Ocorre para as menores condições de velocidade da mistura, sendo caracterizado pela existência de uma interface bem definida entre as fases e um filme contínuo



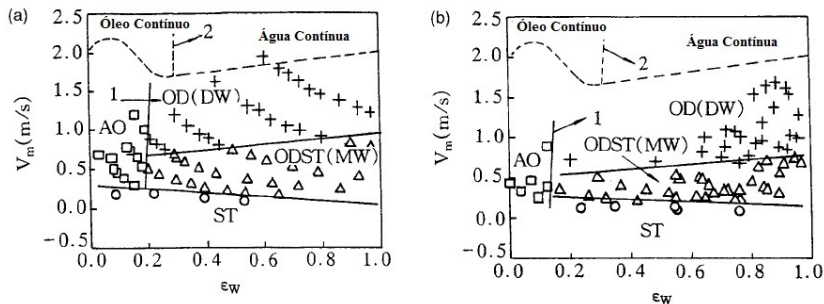
**Figura A.8:** Classificação dos padrões de fluxo para o escoamento bifásico água-óleo em dutos helicoidais (extraído de[54]).

de líquido ao longo da parede do duto para cada fase. O óleo escoam na região superior do duto, enquanto a água escoam na região inferior. Desde que a velocidade de ambas as fases seja suficientemente baixa, existe uma interface que nitidamente separa-as e não se observa camada alguma de mistura próximo à ela. Também pode-se observar ondulações ao longo da interface, correspondendo, assim, ao padrão de fluxo estratificado ondulado descrito para escoamentos em dutos retos. Aumentando-se a velocidade da mistura, a transferência de momento entre as fases através da interface também aumenta. Em determinada condição, parte do óleo contínuo se torna gotas dispersas e localizadas próximo à interface. Aumentando-se ainda mais a velocidade da mistura, a quantidade de gotas de óleo aumenta, reduzindo a camada de óleo contínuo;

2. **Fluxo Estratificado - Bolha (ODST).** Ocorre em condições caracterizadas por altos valores de fração de água. Neste padrão, a fase oleosa, formada por diferentes tamanhos de gotas, está dispersa na fase contínua de água. Devido à diferença de densidade, todas as gotas de óleo se aglomeram na região superior do duto;
3. **Fluxo Disperso (OD).** Neste caso, a fase oleosa está completamente dispersa, em formas de gotas, e homoganeamente distribuída na fase contínua de água. Este padrão ocorre sob altas velocidades da mistura e altos valores de fração de água;
4. **Fluxo Anular (AO).** Ocorre sob altas vazões de óleo e baixas vazões de água. A fase oleosa compõe o meio contínuo e escoam ao longo das paredes do duto, enquanto a fase aquosa escoam, em

forma de gotas, ao longo do núcleo.

A figura A.9 representa os mapas de padrões de fluxos propostos por Chen e Guo [54] para escoamento bifásico água-óleo em dutos helicoidais verticais (figura A.9(a)) e horizontais (figura A.9(b)). A curva , na figura, representa a condição para a inversão de fase. As linhas tracejadas representam os resultados obtidos por Arirachakaran et al. [59] em dutos retos horizontais, sendo que a curva 2 representa a condição para inversão de fase encontradas pelos mesmos. Abaixo da linha tracejada, observa-se o padrão estratificado. Nas regiões que se encontram acima da linha tracejada e à esquerda da curva 2, observa-se padrões cuja fase contínua é a água; e à direita, padrões cuja fase contínua é o óleo. Os padrões de fluxo observados para dutos helicoidais horizontais podem mudar ao longo do comprimento axial devido aos efeitos combinados das forças de gravidade e centrífuga. De acordo com Chen et al., o padrão observado é o mesmo para a mesma posição em cada volta do duto.



**Figura A.9:** Mapa de regime de fluxo para escoamento bifásico água-óleo em dutos helicoidais.  $\varepsilon_w$  representa a fração de água. (extraído de[54]).

Chen e Guo [54] também investigaram e classificaram os padrões de fluxo para o escoamento trifásico gás-água-óleo em dutos helicoidais. Segundo eles, as diferenças mais importantes entre os padrões de fluxo observados em escoamentos trifásicos e bifásicos são devido ao comportamento da fase líquida, neste caso da mistura. Basicamente, a fase líquida se apresenta nas formas separada e dispersa. No caso do escoamento separado, observa-se diferentes camadas de água e óleo. Na forma dispersa, por outro lado, uma das fases líquidas está completamente dispersa, em forma de gotas, na outra fase.

Quatro principais padrões de fluxo, para escoamento trifásico,

forma identificados e descritos por Chen et al., tal como ilustrado na figura A.10 e descritos da seguinte maneira:

1. **Estratificado/Estratificado Ondulado com Óleo Contínuo.** Como ilustrado na figura A.10(a), este padrão se assemelha ao padrão de fluxo estratificado para escoamento bifásico, no qual a fase gasosa está completamente separada da fase líquida. O gás escoo ao longo da região superior e o líquido, na região inferior do duto;
2. **Golfada com Óleo Disperso.** Para vazões relativamente baixas de gás e altas de água, bolhas de gás (em formato de calda) são observadas. Para este padrão, figura A.10(b), o gás é a fase "guia" do escoamento;
3. **Anular com Óleo Disperso.** Neste padrão, figura A.10(c), o perímetro do duto é molhado constantemente pelo filme de água que contém pequenas gotas de óleo. A diferença entre a camada de água que ocupa a região superior e inferior do duto pode ser melhor observada em condições de baixa velocidade superficial do gás. Exceto pela presença de gotas de óleo, este padrão é bastante semelhante ao padrão estratificado anular observados em escoamentos bifásicos gás-líquido;
4. **Disperso.** Como pode ser observado na figura A.10(d), este padrão é similar, com exceção das gotas de óleo, ao padrão de bolha em escoamentos bifásicos.

A figura A.11 representa o mapa de regime de fluxo para o escoamento trifásico gás-água-óleo observados na saída de uma configuração helicoidal com 265 mm (a) e 533,5 mm (b) de diâmetro de enrolamento.

Murai et al. [69] investigaram experimentalmente o escoamento bifásico gás-água em dutos helicoidais. A figura A.12 ilustra os mapas de regime de fluxo para o escoamento gás-água em dutos helicoidais de diferentes raios de curvatura. Como pode ser observados, os autores identificaram três tipos de padrão de fluxo: bolha, bolha alongada e golfada. Para a figura A.12(a), os autores compararam os regimes encontrados em dutos retos horizontais com os observados, em seus experimentos, para dutos retos levemente inclinados, caracterizando, assim, um duto helicoidal de raio de curvatura infinito.

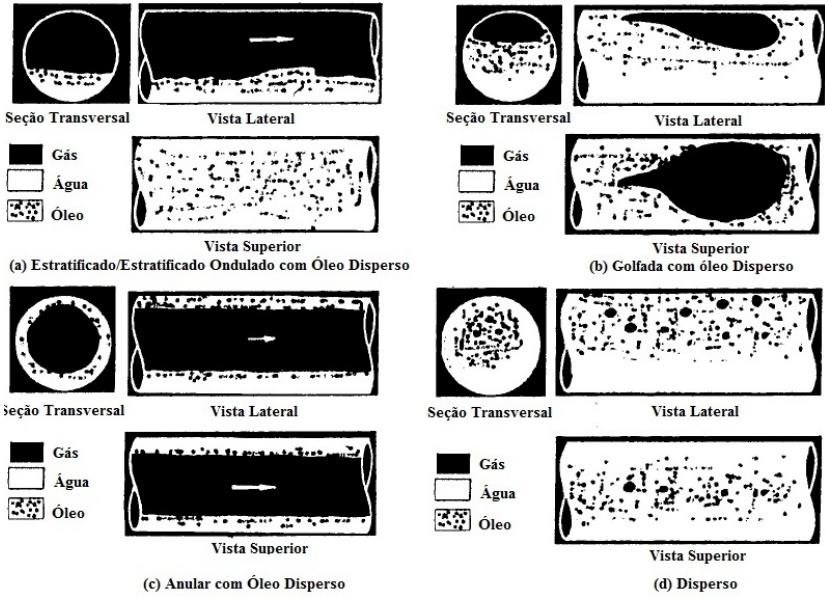
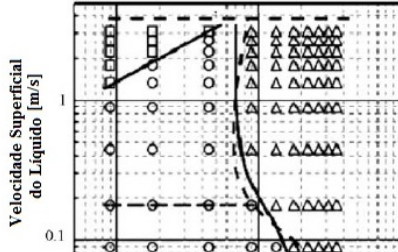
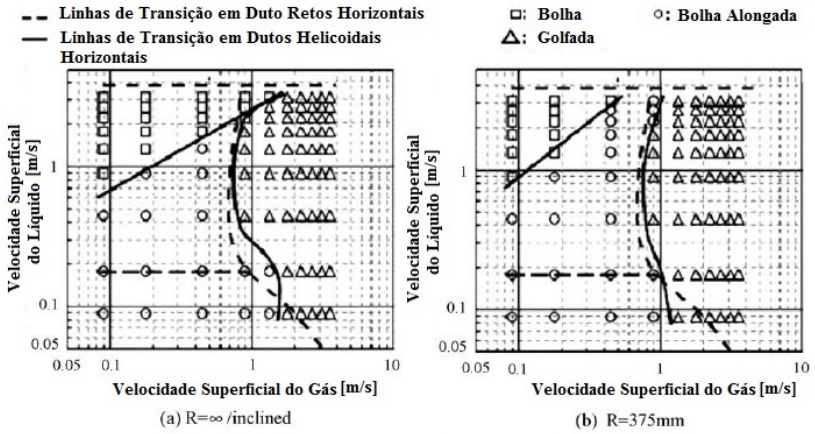
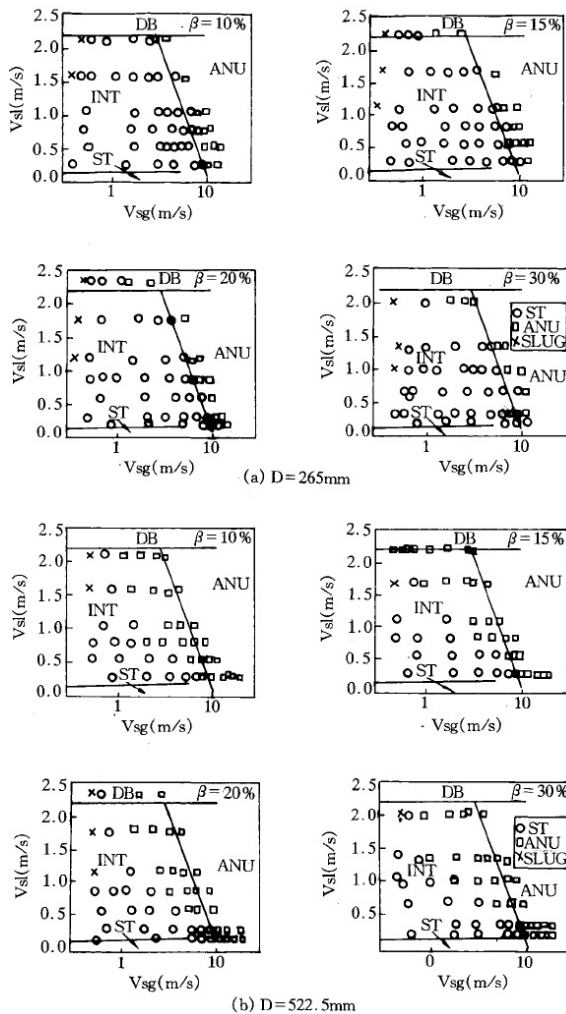


Figura A.10: Classificação dos padrões de fluxo para o escoamento trifásico gás-água-óleos (extraído de [54]).





**Figura A.11:** Mapa de regime de fluxo para escoamento trifásico gás-água-óleo em dutos helicoidais horizontais (extraído de [54]).

### A.6.3 Separação de Fases em Dutos Curvados

A separação de fases ocorre em todos os tipos de dutos curvados devido às diferenças na força centrífuga, força da gravidade e efeito do escoamento secundário entre as fases. Desta maneira, algumas singu-

laridades presente nas tubulações, como Tês e curvas, são utilizados como separadores parciais. A separação de fases em Tês, também chamada de mal-distribuição, ocorre devido à ação de vários mecanismos, dependendo do padrão de escoamento da mistura na entrada neste tipo de singularidade [8, 25, 30, 61].

Curvas do tipo U, se bem dimensionadas, também podem atuar como separadores parciais. Neste caso, o principal responsável pela segregação das fases é a ação da força centrífuga gerada pela curvatura do duto. A fase mais leve se desloca desde a região central em direção a parede interna do duto, enquanto a mais pesada permanece na região externa. Se apenas uma curva não for suficiente para promover a separação, pode-se usar uma sucessão de curvas, formando, assim, uma trajetória helicoidal.

Issa e Oliveira [41] desenvolveram um método numérico para avaliar o fenômeno de separação de fases em um escoamento bifásico através de uma junção do tipo T. O mapa de contornos da fração volumétrica revelou a presença de uma bolsa com alta concentração de gás na entrada do braço lateral, concordando com os resultados obtidos em experimentos. Azzopardi [61] usou uma junção T como um separador parcial vapor-líquido instalado na entrada de uma coluna de destilação. Seus resultados mostraram boa concordância com Issa e Oliveira [41].

Gao et al. [91] investigaram (numérica e experimentalmente) a separação líquido-sólido de um escoamento bifásico turbulento em um canal curvo. O escoamento bifásico no interior do canal curvo bidimensional (2D) foi simulado usando um esquema de acoplamento Euler-Lagrange. A distribuição das fases foi examinada sob diferentes características do escoamento e da geometria como tamanho de bolha da fase dispersa, vazão e raio de curvatura do canal. Eles concluíram que há um aumento da eficiência de separação ao aumentar a vazão e ao diminuir o raio de curvatura. Os autores concluíram também que a separação de fases é resultado da combinação dos efeitos da força centrífuga, das várias forças hidráulicas e do escoamento secundário. Sendo a força centrífuga, que promove o deslocamento das partículas desde o centro de curvatura à parede externa do canal, a principal causadora do fenômeno. Porém a força de arrasto e o escoamento secundário desempenham um papel negativo quanto a separação.

Jun et al. [67] estudaram (numérica e experimentalmente) o escoamento bifásico água-óleo no interior de um duto helicoidal, afim de desenvolverem um separador líquido-líquido que combinasse diversos princípios de separação mecânica. O método Euler-Euler e o modelo de Euler foram aplicados para conduzir as simulações numéricas. Eles



concluíram que a eficiência de separação dos dutos helicoidais está em função do raio de curvatura, tempo de residência, pressão na entrada e saída do duto, diferença das densidades das fases, diâmetro da gota de líquido, etc. Também observaram que a força centrífuga é diretamente proporcional ao quadrado da vazão e inversamente proporcional ao raio de curvatura. Portanto, ao aumentar a vazão e reduzir o raio de curvatura pode-se eficientemente, melhorar o processo de separação.

Tabela A.1: Correlações para o Cálculo do Número de Reynolds Crítico,  $Re_c$  (extrairado de [126]).

Autor	Correlação	Condições
Ito [94]	$Re_c = 20000/\lambda^{0,32}$	$15 < \lambda < 860$
Kubair e Varrier [51]	$Re_c = 12730/\lambda^{0,32}$	$10 < \lambda < 2000$
Schmidt [114]	$Re_c = 2300[1 + 8,6/\lambda^{0,32}]$	$< 200$
Srinivasan et al. [74]	$Re_c = 2100[1 + 12/\lambda^{0,25}]$	$a < 200$
Mishra e Gupta [40]	$Re_c = 20000 \left[ \frac{d}{D} / \left( 1 + \left( \frac{P}{5\pi D} \right)^2 \right) \right]^{0,32}$	passo finito incorporado
Cioncolini e Santini [24]	$Re_c = 30000 (D/d)^{-0,47}$	$D/d < 24$
	$Re_c = 12500 (D/d)^{0,31}$	$30 \leq D/d \leq 110$
	$Re_c = 120000 (D/d)^{0,37}$	$30 \leq D/d \leq 110$
	$Re_c = 2300 [1 + 210 (D/d)^{0,31}]$	$D/d \geq 150$

# Referências

## Bibliográficas

- [1] ANSYS, Inc., *ANSYS CFX-Solver theory guide, Release 12.0, USA, 2009.*
- [2] M. Abdulkadir and V. Hernandez-Perez. The effect of mixture velocity and droplet diameter on oil-water separator using computational fluid dynamics. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, page 9, 2010.
- [3] A. G. ADEDIGBA. *TWO-PHASE FLOW OF GAS-LIQUID MIXTURES IN HORIZONTAL HELICAL PIPES*. PhD thesis, Cranfield University - SCHOOL OF ENGINEERING, 2007.
- [4] M. Adler. Stromung in gekrümmten röhren. *Z. Angew. Math. Mech.*, 14:257–275, 1934.
- [5] Agar. *Multiphase Flow Meters*, 2009. URL <http://www.agarcorp.com/Flowmeters.html>.
- [6] S. Ali. Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes. *Fluid Dynamics Research*, 28:295–310, 2001.
- [7] J. Amdal, H. Danielsen, E. Dykesteen, D. Flolo, J. Grendstad, HO Hide, H. Moestue, and BH Torkildsen. Handbook of multiphase metering. *The Norwegian Society for Oil and Gas Measurement, Oslo, Norway*, 2005.
- [8] B. J. AZZOPARDI. Phase separation at T-junctions. *Multiphase Science and Technology*, 11:223–329, 2000b.
- [9] J. P. Bentley. *Principles of Measurement Systems*. Pearson Prentice Hall, 2005.

- [10] P.A. Berbert and B.C. Stenning. Determinação do teor de umidade de sementes de trigo por meio da medição simultânea de dois parâmetros dielétricos em uma única frequência. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, 2(3):329–334, 1998.
- [11] M. Sommerfeld e T. Yutaka C. Crowe. *Multiphase Flows with Droplets and Particles*. CRC Press, 1998.
- [12] R. H. Cannon. *Dynamics of Physical Systems*. McGraw Hill, 1967.
- [13] Fundação CERTI. Estudo de viabilidade para pesquisa em tomografia computadorizada para a medição de vazão em escoamentos multifásicos (tc-vem). Technical report, Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- [14] e H. M. Soliman D. S. Austen. Laminar flow and heat transfer in helically coiled tubes with substantial pitch. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1:183–194, 1988.
- [15] Cleiton Bittencourt da Porciúncula. Simulação fluidodinâmica computacional de processos de separação por membrana. Master's thesis, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2007.
- [16] L. Davison. An introduction to turbulent models. Technical report, Chalmers University of Technology, 2003.
- [17] Cleiton Moya de Almeida. Projeto de uma unidade para pesquisa de medição e controle de escoamento multifásico. Technical report, Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- [18] Lucas de Andrade Kostetzer. Relatório de estágio esss - engineering simulation and scientific software. Technical report, UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- [19] Marcius Ferrari Duarte de Oliveira. Análise da aplicação de um sistema de bombeamento multifásico submarino na produção de petróleo. Master's thesis, PUC-Rio, 2003.
- [20] Armando de Oliveira Fortuna. *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: conceitos básicos e aplicações*. Edusp, 2000.
- [21] Ricardo Vicente de Paula Rezende. Modelagem matemática e desenvolvimento de metodologia computacional para a simulação

- numérica do escoamento bifásico de ar e ferro-gusa em canal de corrida de alto-forno. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- [22] W. R. Dean. Note on the motion of fluid in a curved pipe. *Philosophical Magazine*, 4(20):208–223, 1927.
- [23] W. R. Dean. The streamline motion of fluid in a curved pipe. *Philosophical Magazine*, 5(30):673–695, 1928.
- [24] L. Santini e A. Cioncolini. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes. *Exp. Therm. Fluid Sci*, 30:367, 2006.
- [25] S. Rea e B. J. AZZOPARDI. Phase separation using a simple t-junction. spe annual technical conference and exhibition, 2000a. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, 2000a.
- [26] F. T. M. Nieuwstadt e B. J. Boersma. Large-eddy simulation of turbulent flow in a curved pipe. *International Journal of Fluid Engineering, Transactions of the ASME*, 118(2):248–254, 1996.
- [27] J. A. C. Humphrey e D. R. Webster. Experimental observation of flow instability in a helical coil. *Journal of Fluids Engineering*, 115:436–443, 1993.
- [28] Fatos e Dados. Inovar para crescer, Maio 2011. URL <http://fatosedados.blogspotrobras.com.br/2011/05/06/inovar-para-crescer-entrevista-com-gerente-executivo-do-cenpe>
- [29] J. A. M. Kuipers e W. P. M. Van Swaaij E. Delnoij. A three-dimensional cfd model for gas-liquid bubble columns. *Chemical Engineering Science*, 54:2214–2226, 1999.
- [30] A. Matos e F. A. FRANCA. A. gas segregation in turning flows: analogy with a gas-handler. *SPE Latin and Caribbean Petroleum Engineering Conference*, 2005.
- [31] W. H. Chen e F. C. Fan. Finite element analysis of incompressible viscous flow in a helical pipe. *Comput. Mech.*, 1:281, 1986.
- [32] J. H. Grindley e H. Gibson. On the frictional resistance of air through a pipe. *Proc. R. Soc. London Ser. A.*, 80:114–139, 1908.

- [33] S. Liu e J. H. Masliyah. Axially invariant laminar flow in helical pipes with a finite pitch. *Journal of Fluid Mechanics*, 251:315–353, 1993.
- [34] S. Liu e J. H. Masliyah. Developing convective heat transfer in helical pipes with finite pitch. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(1):66–74, 1994.
- [35] J. W. Wang e J. R. G. Andrews. Numerical simulation of flow in helical ducts. *AIChE Journal*, 41(5):1071–1080, 1995.
- [36] P. Naphon e J. Suwagrai. Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 (3-4):444, 2007.
- [37] M. Akiyama e K. C. Cheng. Boundary vorticity method for laminar forced convection heat transfer in curved pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 14:1659–1675, 1971.
- [38] R. J. Adler e L. C. Truesdell. Numerical treatment of fully developed laminar flow in helically coiled tubes. *A IChE J.*, 16: 1010–1015, 1970.
- [39] G. Yang e M. A. Ebadian. Turbulent forced convection in a helical pipe with substantial pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(10):2015–2022, 1996.
- [40] S.N. Gupta e P. Mishra. Momentum transfer in curved pipes. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 18:130, 1979.
- [41] P. J. Oliveira e R. I. Issa. Numerical prediction of phase separation in two-phase flow through t-junctions. *Computers Fluids*, 23:347–372, 1994.
- [42] D. J. McConalogue e R. S. Srivastava. Motion of fluid in a curved tube. *Proc. R. Soc. London Ser. A*, 307:37–53, 1968.
- [43] R. C. Martineli e R. W. Lockhart. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog.*, 45:39, 1949.
- [44] M. Ng. e S. C. R. Dennis. Dual solutions for steady laminar flow through a curved tube. *Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 35(3):305–324, 1982.

- [45] R. K. Shah e S. D. Joshi. *Convective heat transfer in a curved duct*. John Wiley, 1987.
- [46] D. A. Drew e S. L. Passman. *Theory of Multicomponent Fluids*. Sprin, 1999.
- [47] R. Friedrich e T. J. Hüttl. Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(3):345–353, 2000.
- [48] R. Friedrich e T. J. Hüttl. Direct numerical simulation of turbulent flows in curved and helically coiled pipes. *Comput. Fluids*, 30:591, 2001.
- [49] K. P. Sandeep e T. K. Palazoglu. Effect of holding tube configuration on the residence time distribution of multiple particles in helical tube flow. *Journal of Food Process Engineering*, 25: 337–350, 2002.
- [50] K. P. Sandeep e T. K. Palazoglu. Effect of tube curvature ratio on the residence time distribution of multiple particles in helical tubes. *Lebensm.-Wiss. u.-Technol.*, 37:387–393, 2004.
- [51] C. B. S. Varrier e V. Kubair. Pressure drop for fluid flow in helical coils. *Trans. Indian Inst. Chem. Eng.*, 14:93, 1961.
- [52] K. H. Versteeg e W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Longman Scientific & Technical, 1995.
- [53] Y. Mori e W. Nakayama. Study on forced convective heat transfer in curved pipes ( 1 s t report, laminar region). *Heat Mass Transfer*, 8:67–82, 1965.
- [54] L. Guo e X. Chen. Flow patterns and pressure drop in oil-air-water three-phase flow through helically coiled tubes. *Int. Journal of Multiphase Flow*, 25:1053–1072, 1999.
- [55] Roger Schipmann Eger. Modelação de escoamentos turbulentos sob a ação de rotação alternada. Master’s thesis, Universidade federal de Santa Catarina, 2010.
- [56] P. J. Strykowski e K. R. Sreenivasan. Stabilization effects in flow through helically coiled pipes. *Exp. Fluid*, 1:31, 1983.
- [57] R. T. Lahey Jr. et al. Global volumetric phase fractions in horizontal three-phase flows. *AIChE Journal*, 38:1049–1058, 1992.

- [58] K. et al. Akagawa. Study on a gas-liquid two-phase flow in helically coiled tubes. *Bull. JSME*, 14:564, 1971.
- [59] S. et al. Arirachakaran. An analysis of oil-water phenomena in horizontal pipe. *SPE Productions Operations Symp.*, 1989.
- [60] A. et al. Awaad. Measurement and correlation of the pressure drop in air-water two-phase in horizontal helicoidal pipes. *Int. J. Multiphase Flow*, 21:607, 1995.
- [61] B. J. et al. AZZOPARDI. Plant application of a t-junction as a partial phase separator. *Trans IChemE*, 80:87–96, 2002.
- [62] B. et al. Bara. An experimental and numerical study of the dean problem flow development toward two-dimensional multiple solutions. *Journal of Fluid Mechanics*, 244:339–376, 1992.
- [63] et al. C. B. da C. Silva. Critério para seleção de medidores multifásicos na petrobras. *Bol. téc. PETROBRAS*, 42:45–51, 1999.
- [64] S et al. e Murata. Laminar flow in a helically coiled pipe. *Bull. JSME*, 24:355–362, 1981.
- [65] J. et al. Hart. Single and two-phase flow through helically coiled tubes. *Chem. Eng. Sci.*, 45:775, 1988.
- [66] Y. et. al HAYAMIZU. Experimental study of the flow in helical circular pipes: torsion effect on the flow velocity and turbulence. *Journal of Thermal Science*, 17:193–198, 2008.
- [67] Z. et al. JUN. An investigation on oil/water separation mechanism inside helical pipes. *Conference of Global Chinese Scholars on Hydrodynamics*, 2008.
- [68] M. A. et al Masud. Stable solution zone for fluid flow through curved pipe with circular cross-section. *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering*, 7:19–26, 2010.
- [69] Y. et al. Murai. Structure of air-water two-phase flow in helically coiled tubes. *Nuclear Engineering and Design*, 236:94–106, 2006.
- [70] H. et al Park. Laser photochromic velocimetry estimation of the vorticity and pressure field on two-dimensional flow in a curved vessel. *Experiments in Fluids*, 26:55–62, 1999.



- [71] S. V. et al Patankar. Prediction of turbulent flow in curved pipes. *J. Fluid Mech.*, 67:583–595, 1975.
- [72] G. R. et al. Ripple. Two-phase flow in coiled tubes. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 5:32, 1966.
- [73] A. K. et al. Saxena. Flow regimes, holdup and pressure drop for two-phase flow in helical coils. *Can. J. Chem. Eng.*, 68:553, 1990.
- [74] P. S. et al Srinivasan. Pressure drop and heat transfer in coils. *Chem Eng.*, 113, 1968.
- [75] R. C. et al. Xin. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10:297, 1996.
- [76] K. et. al Yamamoto. Torsion effect on the flow in a helical pipe. *Fluid Dyn. Res.*, 14:259, 1994.
- [77] K. et. al Yamamoto. Experimental study of the flow in a helical circular tube. *Fluid Dyn. Res.*, 16:237–249, 1995.
- [78] B. et al Yu. Laser doppler anemometry measurements of laminar flow in helical pipes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27:855–865, 2003.
- [79] J. Eustice. Flow of water in curved pipes. *Proc*, 84:107–118, 1910.
- [80] J. Eustice. Experiments of streamline motion in curved pipes. *Proc. R. Soc. London Ser. A.*, 85:119–131, 1911.
- [81] C. A. J. Fletcher. *Computational Techniques for Fluid Dynamics*, volume 1. Spri, 2 edition, 1991.
- [82] C. W. Hubbell e G. H. Fenkell G. S. Williams. Experiments at detroit, mich., on the effect of curvature upon the flow of water in pipes. *Trans. ASCE*, 47:1–196, 1902.
- [83] F. Dong e M. A. Ebadian G. Yang. Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(5):853–862, 1995.
- [84] Cláudio Garcia. *Modelagem e Simulação de Sistemas Eletromecânicos*. EDUSP, 2 edition, 2005.
- [85] M. Germano. On the effect of torsion on a helical pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 125:1–8, 1982.

- [86] M. Germano. The dean equations extend to a helical pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 203:289–305, 1989.
- [87] G. F. Hewitt e Claudio Alimonti Gioia Falcone. *Multiphase Flow Metering; principles and applications*. Elsevier, 2009.
- [88] José L. de Medeiros e Ofélia de Queiroz F. Araújo Giovani C. Nunes. *Modelagem e Controle na Produção de Petróleo*. Blucher, 2010.
- [89] E. Peirano e A. Almstedt H. Enwald. Eulerian two-phase flow theory applied to fluidization. *International Journal of Multiphase Flow*, 22:21–66, 1996.
- [90] Haimo. *Haimo Multiphase Meter*, 2009. URL <http://www.haimotech.com/>.
- [91] Liejin Guo e Ximin Zhang Hui Gao. Líquid-solid separation phenomena of two-phase turbulent flow in curved pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002.
- [92] M. Ishii. *Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-phase Flow*. Eyrolles, 1975.
- [93] I. Ismail, JC Gamio, SFA Bukhari, and WQ Yang. Tomography for multi-phase flow measurement in the oil industry. *Flow Measurement and Instrumentation*, 16(2-3):145–155, 2005.
- [94] H. Ito. Friction factors for turbulent flow in curved pipes. *J. Basic Eng. Trans. ASME*, 81:123, 1959.
- [95] H. Ito. Flow in curved pipes. *JSME Int. J.*, 30:543–552, 1969.
- [96] H. C. Kao. Torsion effect on fully developed flow in a helical pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 184:335–356, 1987.
- [97] R. Knochel, F. Daschner, and W. Taute. Resonant microwave sensors for instantaneous determination of moisture in foodstuffs. *Food control*, 12(7):447–458, 2001.
- [98] A.W. Kraszewski, T. You, and S.O. Nelson. Microwave resonator technique for moisture content determination in single soybean seeds. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 38(1):79–84, 1989.

- [99] Rosana Kunert. processamento primário de petróleo. Universidade Petrobras, Março 2007.
- [100] André Bittencourt Leal. Controle multivariável robusto de um sistema térmico; comparação entre técnicas de controle. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 1996.
- [101] Álvaro Luiz De Bortoli. *Introdução à dinâmica de Fluidos Computacional*. Editora da Universidade, 2000.
- [102] Clovis R. Maliska. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC Editora, 2 edition, 2004.
- [103] Andressa Curto Marques. Desenvolvimento de modelo numérico utilizando o método dos volumes finitos em malhas não-estruturadas. Master's thesis, Universidade Federal do Espírito Santo, 2005.
- [104] J. H. Masliyah. On laminar flow in curved semicircular ducts. journal of fluid mechanics. *Journal of Fluid Mechanics*, 99(3): 469–479, 1980.
- [105] F. R. Menter. Zonal two equation  $k - \omega$  turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA*, 1993.
- [106] A. A. Nieckele. *Computação avançada em fenômenos de transporte: programa CFT para solução de problemas bidimensionais elípticos*. 1996.
- [107] Dirceu Noriler. *Modelagem matemática multifásica e simulação tridimensional e transiente para sistemas gás-líquido: o caso do escoamento líquido-vapor em colunas de destilação*. PhD thesis, Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química., 2007.
- [108] G.C. Nunes. Concepção de Unidade de Separação Trifásica Compacta. *Boletim Técnico Petrobrás*, 48:18–24, 2005.
- [109] Emilio Ernesto Paladino. *Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial*. PhD thesis, UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, 2005.
- [110] Fábio Pereira Ribeiro. Simulação numérica do escoamento intermitente trifásico horizontal. Master's thesis, UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, 2008.

- [111] Roxar. *Comercial Roxar Multiphase meter*, 2009. URL <http://www.roxar.com/multiphase/>.
- [112] L. Talbot e L. S. Yao S. A. Berger. Flow in curved pipes. *Ann. Rev. Fluid Mech.*, 15:461–512, 1983.
- [113] Maurício Sartori. Caracterização hidrodinâmica de floculadores tubulares helicoidais por meio de simulação numérica tridimensional. Master's thesis, Universidade Federal do Espírito Santo, 2006.
- [114] D. F. Schimidt. Warmeubargang and druckverlust in rohrshlangen. *Chem Eng. Tech.*, 13:781, 1967.
- [115] Schlumberger. *Vx Technology*, 2009. URL [http://www.slb.com/content/services/testing/multiphase/technology\\_vx.asp](http://www.slb.com/content/services/testing/multiphase/technology_vx.asp).
- [116] Eduardo. Scussiato. Desenvolvimento de um medidor de fração de Água para escoamento bifásico (Água e Óleo) utilizando técnicas de micro-ondas em cavidade ressonante. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.
- [117] C. T. Shaw. *Using Computational Fluid Dynamics*. Pre, 1992.
- [118] Luiz Fernando Lopes Rodrigues Silva. *Desenvolvimento de Metodologias para Simulação de Escoamentos Polidispersos usando Código Livre*. PhD thesis, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008.
- [119] G. I. Taylor. The criterion for turbulence in curved pipes. *Proc. R. Soc. London Ser. A*, 24:243–249, 1929.
- [120] J. Eduardo Thomas. *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*. Editora Interciência, 2004.
- [121] J. Thomson. On the origin of windings of rivers in alluvial plains, with remarks on the flow of water round bands in pipes. *Proc. R. Soc. London Ser. A.*, 25:5–8, 1877.
- [122] R. Thorn, GA Johansen, and EA Hammer. Recent developments in three-phase flow measurement. *Measurement Science and Technology*, 8:691–701, 1997.
- [123] H. C. Topakoglu. Steady laminar flows of an incompressible viscous fluid in curved pipes. *J. Math. Mech.*, 16:321–338, 1967.

- [124] E. R. Tuttle. Laminar flow in twisted pipes. *J. Fluid Mech.*, 219: 545, 1990.
- [125] K. D. P. Nigan e S. Vashisth V. Kumar. A review on the potential applications os curved geometries in process industry. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 47:3291–3337, 2008.
- [126] et al S. Vashisth. A review of the potential of curved geometries in process industriy. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 47:3291–3337, 2008.
- [127] C. Y. Wang. On the low-reynolds-number flow in a helical pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 108:185–194, 1981.
- [128] Shoubo Wang. Dynamic simulation, experimental investigation and control system design of gas-liquid cylindrical cyclone separators. Master’s thesis, The University of Tulsa, 2000.
- [129] C. M. White. Streamline flow through curved pipes. *Proc. R. Soc. London Ser. A*, 23:645–663, 1929.
- [130] D. G. Xie. Torsion effect on secondary flow in a helical pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11(2):114–119, 1990.

