



Universidade Federal
de Campina Grande

Tese de Doutorado

Transporte de Óleos Pesados e Ultraviscosos
Via *Core-flow*: Aspectos Geométricos e
Termofluidodinâmicos

Tony Herbert Freire de Andrade

Orientadores: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Campina Grande, maio de 2013

PB-Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
DOUTORADO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS

Tese de Doutorado

Transporte de Óleos Pesados e Ultraviscosos Via Core-Flow: Aspectos Geométricos e Termofluidodinâmicos

Tese de Doutorado submetida à Coordenação do Curso de Doutorado em Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos.

Campina Grande, maio de 2013

PB-Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

A553t Andrade, Tony Herbert Freire de.
 Transporte de óleos pesados e ultraviscosos via *core-flow*: aspectos geométricos e termofluidodinâmicos/ Tony Herbert Freire de Andrade. – 2013.
 160 f. : il. color.

 Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia.

 "Orientação: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto, Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima".

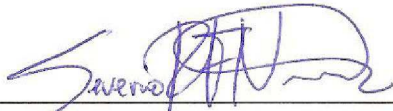
 Referências.

 1. Óleos Pesados. 2. Redução de Atrito. 3. *Core-flow*. 4. Conexão T e Curvadas. I. Farias Neto, Severino Rodrigues de. II. Lima, Antonio Gilson Barbosa de. III. Título.

CDU 66.0(043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE TONY HERBERT FREIRE DE ANDRADE APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS DO CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE.

Tese de Doutorado **Aprovada** em 06 de maio de 2013.



Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto

UAEQ/CCT/UFCG

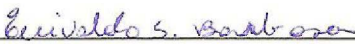
(Orientador)



Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

UAEM/CCT/UFCG

(Orientador)



Prof. Dr. Enivaldo Santos Barbosa

UAEM/CCT/UFCG


(Examinador Externo)



Prof. Dr. Fabiana Pimentel Macêdo Farias

UATEC/CDSA/UFCG

(Examinadora Externa)



Prof. Dr. Fernando Fernandes Vieira

DQ/CCT/UEPB

(Examinador Externo)



Prof. Dr. Geraldo Dantas Silvestre Filho

DEA/CT/UFPB

(Examinador Externo)

**BANCA
EXAMINADORA**

DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho ao meu pai
Ivaldo Machado e minha mãe Sevi Freire, pela paciência e carinho, a minha noiva
Elizabeth Aluska por todo apoio, compreensão e carinho.*

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas, as quais expresso meus agradecimentos:

A Deus pelo auxílio que tem me concedido, pela guia e pelo amor que ele nos tem.

A minha querida mãe Sevi Freire e ao meu querido pai Ivaldo Machado pelo incentivo e apoio dado durante toda minha vida.

A toda minha família pela contribuição dada ao longo deste trabalho.

Ao meu sogro Armando Araújo e minha sogra Elizabeth Luiza pelo apoio e incentivo preciso nesta etapa da minha vida.

A minha noiva Elizabel Aluska pela sua preciosa companhia e pelo seu amor que me brinda.

Aos companheiros Brauner, Filipe, Acto, Enivaldo Barbosa, João Víctor, Fernando e todos aqueles que contribuíram direto e indiretamente para a realização deste trabalho.

Especialmente aos meus orientadores Antonio Gilson e Severino Farias pelos ensinamentos, pela confiança que depositaram em mim para a realização deste trabalho e, sobretudo pelos valores morais que me passaram durante toda essa trajetória.

A Fabiana Pimentel pelo apoio concedido durante esta difícil jornada.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), PETROBRÁS, ANP, FINEP, CTPETRO, CT BRASIL, e CAPES pelo o apoio financeiro na realização deste trabalho.

Ao Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI/UAEQ) e o Laboratório Computacional de Térmica e Fluido (LCTF/UAEM) da Universidade Federal de Campina Grande pela infra-estrutura.

“As grandes realizações se efetuam com o auxílio do alto”
(Chico Xavier)

“A ciência, a educação e o comércio não servem a humanidade se não estiverem associados a ética, ao amor e ao respeito a todo ser sensiente”

(Sai Baba)

Sumário

Resumo.....	xii
Abstract:	xiii
CAPÍTULO I	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivo geral.....	3
1.2 Objetivos específicos	3
CAPÍTULO II	13
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1 escoamentos multifásicos.....	13
2.2 Características do padrão de escoamento <i>core annular flow</i>	16
2.3 Sub-Padrões do <i>Core annular flow</i>	24
2.3.1 Escoamento anular perfeito (PCAF).....	25
2.3.2 Escoamento anular ondulado (WCAF)	30
2.4 Estabilidade do <i>Core-flow</i>	35
2.5 Design do bico injetor	38
2.6.2 Correlações de viscosidade para óleos	45
CAPÍTULO III.....	48
MODELAGEM DE ESCOAMENTO MULTIFÁSICO	48
3.1 Equações matemáticas de conservação.....	48
3.2 Abordagem Euleriana-Euleriana	52
3.2.1 Modelo de Partícula.....	53
3.2.2 Modelo de Mistura	55
3.2.3 Modelo de Superfície Livre.....	56
3.1.4 Modelo Volume of Fluid (VOF).....	57
3.3 Abordagem Euleriana-Lagrangiana.....	62
3.4 Forças Interfaciais.....	63
3.4.1 Força de arrasto.....	63

3.5 Modelo de turbulência k- ϵ	65
CAPÍTULO IV.....	67
METODOLOGIA.....	67
4.1 Descrição do problema.....	67
4.2 Malha Numérica	68
4.3 Domínio de estudo	68
4.3.1 Duto horizontal.....	68
4.3.2 Duto curvado	70
4.3.3 Tubulação com conexão T de cantos vivos	72
4.3.4 Conexão T de cantos suavizados.....	73
4.3 Modelo matemático	76
4.4 Condições iniciais e de contorno	78
4.4.1 Condições de contorno para o estudo isotérmico.....	78
4.4.3 Condições de contorno para o bombeamento de água.....	79
4.4.4 Condições de contorno para o estudo não-isotérmico.....	80
4.5 Validação.....	82
CAPÍTULO V	85
RESULTADOS E DISCUSSÕES	85
5.1 Validação dos resultados numéricos.....	86
5.2 Avaliação do escoamento multifásico isotérmico dutos com diferentes configurações	87
5.2.1 Duto horizontal.....	87
5.2.2 Duto Curvado	92
5.2.2.1 Escoamento bifásico água-óleo	92
5.2.2.2 Escoamento monofásico de água e de óleo pesado.....	100
5.2.3 Tubulação com conexão T de cantos vivos	105
5.2.4 Tubulação com conexão T de cantos suavizados.....	113

5.2.5 Avaliação do controle de operação de bombeamento de fluidos em dutos curvados	122
5.3 Avaliação do escoamento multifásico não-isotérmico em duto curvado	123
CAPÍTULO VI.....	130
CONCLUSÕES	130
6.1 Sugestões para trabalhos futuro.....	132
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	133

Resumo

Andrade, Tony Herbert Freire, Transporte de Óleos Pesados e Ultraviscosos Via Core-Flow: Aspectos Geométricos e Termofluidodinâmicos, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, 2013. 160p. Tese (Doutorado).

A ocorrência de óleos pesados e ultrapesados no mundo vem aumentando sensivelmente e aponta para a necessidade de maiores investimentos na exploração dos reservatórios e, conseqüentemente, para o desenvolvimento de novas tecnologias para o transporte deste tipo óleo. Neste sentido, o presente trabalho apresenta um estudo numérico envolvendo o transporte de água e óleos pesados em dutos horizontais, dutos curvados e dutos com conexões T (com cantos vivos ou suavizados) empregando a técnica *core annular flow* via *software* comercial ANSYS CFX[®] Release 12.0. Foi utilizado um modelo matemático multifásico de mistura para tratar o escoamento bifásico água-óleo pesado, tridimensional, transiente, isotérmico e não-isotérmico, assumindo regime laminar para fase óleo e turbulento para a fase água (modelo de turbulência $k-\epsilon$). Resultados da distribuição da pressão, velocidade, fração volumétrica, temperatura das fases e a queda de pressão ao longo do tempo são apresentadas e avaliadas. Verifica-se que a presença de uma película de água nas proximidades da parede da tubulação envolvendo o núcleo de óleo que escoar na região central da tubulação, (escoamento anular tipo *core-flow*) provoca uma elevada redução na queda de pressão variando de 90% para a conexão T com cantos vivos até 96% para o duto curvado durante o escoamento bifásico quando comparado com o escoamento monofásico de óleo pesado para as mesmas condições operacionais. Observou-se que o núcleo do óleo escoar excentricamente no tubo e que paradas no fluxo de água aumentam consideravelmente a queda de pressão no tubo, portanto, após o religamento da bomba a pressão do sistema diminui rapidamente.

Palavras-Chaves: Óleos pesados, Redução de atrito, *Core-flow*, Conexões T e Curvadas.

Abstract

Andrade, Tony Herbert Freire, Ultraviscous Heavy Oils Transportation and by Core-Flow: Geometrical aspects and Thermo-fluid Dynamic: Post-graduate in Process of Engineering, Federal University of Campina Grande, 2013. 160p. Thesis (Ph.D.).

The occurrence of heavy and extra-heavy oil in the world has increased significantly, which leads to the need for greater investment in the reservoirs exploitation and development of new technologies for the transportation of these oils. In this sense, this work presents a numerical study involving the transport of water and heavy oils in horizontal pipes, curved pipes and T connections (with sharp edges or smoothed) employing the core annular flow technique by ANSYS CFX[®] Release 12.0 commercial software. It was used a multiphase mixture model to treat the three-dimensional, transient, isothermal and non-isothermal, oil-water two-phase flow, assuming laminar flow to oil phase and turbulent flow to water phase (turbulence model $k-\epsilon$). Results of the pressure, velocity, temperature and volume fraction distribution of the phases and the pressure drop over time are presented and evaluated. It was verified that the presence of a water film near the pipe wall surrounding the core of heavy oil flowing in the central region of the pipe (core annular flow) have performed a high reduction in pressure drop ranging from 90% to T connection with live corners up to 96% for the curved pipe during the two-phase flow when compared with the single phase flow of heavy oil for the same operating conditions. It was observed that the oil core flows eccentrically in the pipe and stops in the flow of water considerably increases the pressure drop in the pipe, so after the restart of the pump the system pressure decreases rapidly.

Key Words: Heavy oils, Friction reduction, Core-flow, Curved and T Connections.

Índice de Figuras

Figura 2.1: Carta de diferentes padrões de escoamento água-óleo.	15
Figura 2.2: Diferentes padrões de escoamento óleo em água em tubulação horizontal. Da esquerda para direita de cima para baixo a relação volumétrica de óleo em água aumenta.	15
Figura 2.3: Ângulo de contato entre água-óleo-sólido.	19
Figura 2.4: (a) Esquema de onda de bambu no escoamento anular descendente (b) Esquema helicoidal ondulado no escoamento anular ascendente.	19
Figura 2.5: Posição radial do núcleo de óleo; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo.	21
Figura 2.6: Incrustação de óleo pesado em uma curva.	21
Figura 2.7: Escoamento anular perfeito água-óleo pesado.	26
Figura 2. 8: Escoamento anular perfeito água-óleo pesado.	27
Figura 2. 9: Esquema do escoamento anular com um núcleo sólido em forma de dente serra.	34
Figura 2.10: Diagrama de fase e condições de formação de hidratos.	43
Figura 2.11: Bloqueio de linha por deposição de parafina.	44
Figura 3.1: Simulação tridimensional. Representação da interface, fração líquida e perfis de vorticidade em um plano mediano.	61
Figura 4.1: Duto reto com 6 m de comprimento e 15 cm de diâmetro.	68
Figura 4.2: Ampliação e detalhe da região de entrada de água e óleo pesado e saída do duto horizontal.	69
Figura 4.3: Ampliação e detalhe da malha na seção de inicial (a) e final (b) do duto horizontal.	69

Figura 4.4: Representação da malha na região de entrada de água e óleo pesado (a) e na região de saída (b) do duto horizontal.	69
Figura 4.5: Duto curvado com 6 m de comprimento e 15 cm de diâmetro com 20 cm de raio de curvatura.....	70
Figura 4.6: Ampliação e detalhe da região de entrada de água e da região de entrada de óleo pesado e saída do duto curvado.....	70
Figura 4.7: Representação da malha na região de curvatura do duto curvado.	71
Figura 4.8: Representação da malha na região de entrada de água e óleo pesado (a) e na região de saída (b) do duto curvado.	71
Figura 4.9: Duto com uma conexão T com 5 m de comprimento horizontal, 1 m de comprimento vertical e 15 cm de diâmetro.	72
Figura 4.10: Ampliação da conexão T do duto.....	72
Figura 4.11: Ampliação e detalhe da região de entrada de água, da região de entrada de óleo pesado e das saídas da conexão T de cantos vivos.	72
Figura 4.12: Representação da malha na conexão T de cantos vivos.	73
Figura 4.13: Ampliação e detalhe da malha nas regiões de entrada de água e óleo pesado, saída horizontal e saída vertical da conexão T de cantos vivos.....	73
Figura 4.14: Representação wireframe da tubulação com conexão T de cantos suavizados.....	74
Figura 4.15: Representação geométrica da tubulação com conexão T de cantos suavizados.....	74
Figura 4.16: Ampliação e detalhamento da conexão T de cantos suavizados.....	75
Figura 4.17: Visualização da malha na região da conexão T de cantos suavizados....	75
Figura 4.18: Visualização da malha na região da entrada de água e entrada de óleo e as saídas de água e óleo da conexão T de cantos suavizados.....	75

Figura 4.19: Esquema para a realização da validação do modelo proposto no duto curvado.....	84
Figura 5.1: Comparação entre as velocidades do óleo obitido de forma analítica (literatura) e numérica (presente trabalho) em função da posição radial.	86
Figura 5.2: Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água no duto curvado.....	87
Figura 5.3: (a)Campo de pressão ao longo do duto horizontal e (b) gradiente de pressão.ao longo do duto horizontal.	89
Figura 5.4: Evolução temporal da fração volumétrica de óleo pesado com o avanço do tempo ao longo do duto horizontal e ampliação das regiões em destaque.....	90
Figura 5.5: Campo de velocidade superficial de óleo pesado nas regiões de entrada e saída do duto horizontal no tempo de 5 segundos.	91
Figura 5.6: Campo de velocidade superficial de água nas regiões de entrada e saída do duto horizontal no tempo de 5 segundos.	91
Figura 5.7: Campo de pressão ao longo do duto curvado e na região transversal da curvatura.....	92
Figura 5.8: Fração volumétrica de óleo pesado no duto curvado em vários instantes de processo.	94
Figura 5.9: Velocidade superficial de óleo pesado com detalhe da região de curvatura para o tempo total de 13 segundos.	95
Figura 5.10: Vetores de velocidade superficial de óleo pesado com detalhe da região de curvatura para o tempo total de 13 segundos.	95
Figura 5.11: Fração volumétrica de óleo pesado no instante próximo de 5 segundos.	97
Figura 5.12: Representação do <i>core-flow</i> em um duto vertical	97

Figura 5.13: Posição radial do núcleo de óleo na região horizontal $z = 2$ m da seção de entrada do duto curvado.	98
Figura 5.14: Posição radial do núcleo de óleo na região vertical $y = 1$ m da seção de saída do duto curvado.	98
Figura 5.15: Fração volumétrica de óleo pesado na região da conexão curvada para o tempo total de 13 segundos.	99
Figura 5.16: Campo de pressão durante o escoamento monofásico de água em $t = 13$ segundos.	100
Figura 5.17: Campo de pressão do escoamento monofásico de óleo pesado em $t = 13$ segundos.	101
Figura 5.18: Distribuição da velocidade do óleo pesado em $t = 13$ s.	102
Figura 5.19: Perfil de velocidade do óleo pesado no escoamento monofásico de óleo na posição z igual a 2 m da entrada do duto curvado.	103
Figura 5.20: Perfil de velocidade da água no escoamento monofásico em regime turbulento na posição z igual a 2m da entrada do duto curvado.	104
Figura 5.21: Pressão na posição z igual a 2 m da entrada do duto curvado ao longo do tempo.	105
Figura 5.22: Campo de pressão sobre o plano longitudinal yz na tubulação com conexão T de cantos vivos, em t igual a 13 segundos.	106
Figura 5.23: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 1,0 segundo.	106
Figura 5.24: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,18 segundos.	107
Figura 5.25: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,27 segundos.	107

Figura 5.26: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,40 segundos.	108
Figura 5.27: Fração volumétrica de óleo pesado ao longo do ramal horizontal da conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.	108
Figura 5.28: Fração volumétrica de óleo pesado ao longo do ramal vertical da conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.	109
Figura 5.29: Campo de pressão na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual 2,18 segundos.	110
Figura 5.30: Campo de pressão na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.	110
Figura 5.31: Comparação da queda de pressão entre o escoamento monofásico água, monofásico óleo pesado e no escoamento anular (água-óleo) na tubulação com conexão T de cantos vivos.	111
Figura 5.32: Velocidade superficial de óleo pesado na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.	111
Figura 5.33: Velocidade superficial de água na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.	112
Figura 5.34: Vetores de velocidade da água no plano longitudinal xy da tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.	112
Figura 5.35: Vetores de velocidade da água no plano longitudinal xy da tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.	113
Figura 5.36: Campo de pressão no duto de conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.	114
Figura 5.37: Pressão friccional na parede da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.	114

Figura 5.38: Pressão friccional na região de curvatura da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.	115
Figura 5.39: Pressão friccional na região de curvatura da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.	116
Figura 5.40: Fração volumétrica de óleo pesado em vários planos transversais xz e yz ao longo da tubulação T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.	117
Figura 5.41: Comparação da queda de pressão entre a conexão T de cantos vivos e conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos, usando a técnica <i>core-flow</i>	118
Figura 5.42: Perfil de velocidade superficial de óleo pesado em três posições distintas, no ramal horizontal e na região de curvatura do duto curvado no tempo total de 13 segundos.	119
Figura 5.43: Perfil de velocidade superficial de óleo pesado no ramal horizontal e na região de curvatura do duto curvado em duas posições distintas no tempo total de 13 segundos.	120
Figura 5.44: Fração volumétrica de óleo pesado em duas posições distintas no duto curvado tempo total de 13 segundos (a) ramal horizontal plano xy e (b) ramal vertical plano xz.	121
Figura 5.45: Queda de pressão como uma função do funcionamento da bomba de água no duto curvado.	123
Figura 5.46: Variação da viscosidade do óleo pesado em função da temperatura no duto curvado.	124
Figura 5.47: Variação da temperatura do óleo nas posições a) $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal e b) $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical do duto curvado.	125

Figura 5.48: Campo de temperatura do óleo ao longo do duto curvado com destaque nas posições $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal, e $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical do duto curvado.....	126
Figura 5.49: Fração volumétrica do óleo nas posições a) $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal e b) $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical do duto curvado.....	127
Figura 5.50: Fração volumétrica do óleo nos planos yz e yx do duto curvado em $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal e $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical (caso não-isotérmico).....	128
Figura 5.51: Fração volumétrica do óleo no plano yx do duto curvado na posição de 1 m da saída do ramal vertical (caso isotérmico).....	129

Lista de tabelas

2.1 Dados experimentais utilizados no escoamento <i>core annular flow</i>	24
2.2 Diferentes configurações geométricas do injetor de água utilizado no <i>core annular flow</i>	41
2.3 Diferentes correlações entre a viscosidade (cp) e a temperatura (°F) para óleo leve, pesados e ultrapesados e para água.....	47
4.1 Propriedades termo-físicas dos fluidos presentes no escoamento.....	79
4.2 Condições gerais do problema e da solução numérica.....	81
5.1 Queda de pressão obtida numericamente e analiticamente.....	87

Nomenclatura

Letras Latinas

\vec{U}	Vetor velocidade	[m/s]
$A_{\alpha\beta}$	Densidade de área interfacial	[-]
C_1	Constante do modelo -	[-]
C_2	Constante do modelo	[-]
C_D	Coefficiente de arraste	[-]
C_μ	Constante do modelo	[-]
$D_{\alpha\beta}$	Arraste total	[N]
$d_{\alpha\beta}$	Coefficiente de escala de comprimento de mistura.	[mm]
f_A	Fração volumétrica de água	[-]
f_O	Fração volumétrica de óleo	[-]
δ	Função delta de Dirac	[-]
G	Aceleração da gravidade terrestre	[m/s ²]
G_α	Geração de energia cinética turbulenta	[kg/m/s ³]
γ	Coefficiente de tensão interfacial	[-]
M_α	Força de arraste interfacial	[N/m ³]
M	Razão entre as viscosidades dos fluidos	[-]
P	Pressão	[Pa]
P_{est}	Pressão estática	[Pa]
Q	Fluxo volumétrico	[m ³ /s]
R	Raio do tubo	[m]
R	Raio do núcleo de óleo	[m]
$S_{MS\alpha}$	Fonte de massa	[N/m ³]
\mathcal{R}	Razão entre o raio do núcleo de óleo e o raio do tubo	[-]
S_{Ma}	Fonte de momento devido a força de corpo externa	[N]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
U_A	Velocidade da água	[m/s]

U_o	Velocidade do óleo	[m/s]
U_r	Velocidade radial	[m/s]
U_z	Velocidade axial	[m/s]
U_θ	Velocidade tangencial	[m/s]
U_{SOP}	Velocidade superficial de óleo pesado	[m/s]

Letras Gregas

ϑ	Ângulo de inclinação da tubulação	[°]
σ_ε	Constante do modelo	[-]
σ_κ	Constante do modelo	[-]
ρ	Densidade	[Kg/m ³]
$\rho_{\alpha\beta}$	Densidade da mistura	[Kg/m ³]
δ	Delta de Dirac	[]
κ_α	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
α e β	Fases envolvidas	[-]
ε_α	Taxa de dissipação	[m ² /s ³]
$\Gamma_{\alpha\beta}$	Taxa de fluxo mássico por unidade de volume	[kg/s/m ³]
μ	Viscosidade cinemática	[kg/m/s]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[kg/m/s]

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Segundo dados do Anuário Estatístico da ANP do final de 2008, o Brasil dispõe de uma reserva provada de petróleo líquido de 12,8 bilhões de barris, sendo 2,9 bilhões a parcela referente a óleos pesados, em sua maior parte situados em campos marítimos. Esta parcela poderá duplicar, em médio prazo, com a implantação de novos projetos de produção que, se bem sucedidos, poderão incorporar às reservas grandes volumes já descobertos.

Para se gerar projetos que assegurem uma recuperação volumétrica significativa dos reservatórios e aperfeiçoar os projetos existentes, é de fundamental importância o desenvolvimento de novas tecnologias de produção voltadas para óleos pesados, sobretudo no cenário de campos marítimos. O petróleo nacional de densidade API (Sigla de American Petroleum Institute) inferior a 22 e superior a 10 tem sido classificado pela ANP (Sigla de Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis) como “óleo pesado”, cuja densidade é próxima à da água (acima de 920 kg/m³). Isto é causado pela grande proporção de hidrocarbonetos de alta massa molar, tipicamente com mais de 15 átomos de carbono por molécula, além de grandes quantidades de resíduo de carbono, asfaltenos, enxofre, nitrogênio, metais pesados, aromáticos e/ou parafinas (Olsen e Ramzel, 1992). Os óleos pesados apresentam-se com elevada viscosidade que varia de 100 a 10000 vezes a viscosidade

da água, o que torna difícil, caro e, muitas vezes, inviável o transporte do óleo pesado desde o reservatório até o seu destino através de oleodutos, por exemplo. Esse fato pode conduzir a uma menor produtividade do reservatório de óleos pesados, se comparado com a produção de óleos leves do tipo *Brent*. Por outro lado, a produção desse tipo de óleo impõe uma série de desafios tecnológicos.

Entre as principais técnicas aplicáveis à produção sob águas profundas, podem ser destacadas: o controle de temperatura, o controle do padrão de escoamento e a diluição com óleo leve. O aumento exponencial da viscosidade com o inverso da temperatura e o aparecimento de fenômenos químicos indesejáveis como a formação de hidratos e precipitação de parafinas, impõem a necessidade de um eficaz controle de temperatura, que pode ser obtido através de isolamento térmico e/ou aquecimento da linha, com elevação significativa do custo das linhas. O controle do padrão de escoamento tem por objetivo evitar que o óleo viscoso entre em contato direto com a parede do duto, via lubrificação das paredes com água ou padrão de escoamento anular, ou utilização de surfactantes para criar uma emulsão de óleo em água, todavia, será necessário realizar uma separação água-óleo, a posterior adição de diluentes ao óleo pesado requer a existência de uma fonte de óleo leve nas proximidades e uma boa compatibilidade dos fluidos que serão misturados. Outro ponto a ser considerado é que as perdas de carga causadas no transporte desses óleos também dependerão da possibilidade da presença de sólidos suspensos no meio e da ocorrência de componentes corrosivos (Silva, 2003). Todas essas técnicas requerem intenso esforço de pesquisa.

Dentre os diferentes métodos para a produção e o transporte de óleos pesados, destaca-se o escoamento anular ou *core annular flow* (CAF), também conhecido como *core-flow*, caracterizado pela menor quantidade de energia necessária para bombear óleos pesados (Bannwart, 2001). Esse método foi idealizado por *Isaacs e Speed* em 1904, referido na Patente N° 759374 nos Estados Unidos, mencionando a habilidade para transportar produtos viscosos por meio da lubrificação com água. Todavia, apenas em 1970 foi

construído um amplo oleoduto industrial para o transporte de óleos pesados pela companhia *Shell* próxima de Bakersfield, na Califórnia, com 38 km de comprimento e um diâmetro de 15 cm. Por mais de dez anos, um óleo cru e viscoso foi transportado a uma vazão de 24000 barris por dia (bbl/d) em um regime lubrificado com água (Bensakhria *et al.*, 2004).

A técnica *core-flow* consiste basicamente em injetar pequenas quantidades de água a uma vazão inferior a do óleo fazendo com que o óleo pesado seja envolvido por uma camada de água e escoe no centro do tubo sem tocar a parede interna do tubo, estabelecendo, assim, um padrão anular. Uma desvantagem durante o uso desta técnica se dá quando o óleo entra em contato com a parede interna do oleoduto durante o transporte, pois isto pode causar um aumento exorbitante na pressão do sistema, podendo causar sérios danos ambientais e ao sistema de transporte. Diante destes desafios, e, principalmente, devido à escassez de trabalhos numéricos disponíveis na literatura, em especial, em três dimensões, o presente trabalho pretende dar uma contribuição nesta área de transporte de óleos pesados e ultraviscosos a partir de um estudo numérico empregando a técnica da fluidodinâmica computacional (CFD) *core annular flow*.

1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral estudar numericamente o escoamento isotérmico e não-isotérmico de óleos pesados e ultraviscosos em tubulações com diferentes geometrias, empregando a técnica *core-flow*.

1.2 Objetivos específicos

Como objetivos específicos pode-se citar:

- a) Apresentar uma modelagem matemática para predizer o transporte não-isotérmico de óleos pesados empregando a técnica *core annular flow*;

- b) Analisar a influência das diferentes formas de dutos (horizontal, vertical, joelho e conexões T) e parâmetros hidrodinâmicos no transporte de óleos pesados e ultraviscosos;
- c) Avaliar os resultados do campo de pressão, velocidade, temperatura e fração volumétrica visando a otimização e redução na perda de carga ao transportar óleos pesados e ultraviscosos em dutos;
- d) Analisar o efeito do fluxo mássico de água no desligamento e religamento da bomba de água sobre a queda de pressão do sistema,;
- e) Analisar o efeito da temperatura na hidrodinâmica do escoamento *core-flow* em dutos curvados;
- f) Realizar uma revisão bibliográfica sobre o padrão de escoamento *core annular flow*.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Escoamentos multifásicos

O escoamento multifásico está presente em vários processos industriais, como por exemplo, na indústria de alimentos, química, processamento de materiais, petrolífera, entre outras. Na produção de petróleo não se faz uma distinção rigorosa do conceito de fase e componente; assim, quando da ocorrência de uma mistura de óleo (fase líquida), gás (fase gasosa) e água (fase líquida), se diz estar frente a uma mistura multifásica, apesar de que, na realidade, se tem uma mistura bifásica de multicomponentes.

Num cenário cada vez mais competitivo, a indústria do petróleo evoluiu rapidamente, criando a necessidade de desenvolver técnicas que permitam a especificação e projeto de sistemas de produção que sejam capazes de movimentar misturas multifásicas. Tais escoamentos ocorrem desde os reservatórios até as instalações de superfície, passando pelos poços de produção (Muniz, 2005).

Os escoamentos multifásicos em tubulações, envolvendo líquido e gás ou líquido e líquido, conformam-se sob variadas configurações geométricas, apresentando interfaces cujas definições dependem das condições reinantes, e possuindo estabilidade condicional. Os diferentes padrões de escoamento observados dependem de vários fatores, entre os quais estão as vazões das fases, a velocidade relativa entre elas, a pressão, o diâmetro e a inclinação do duto, a rugosidade das paredes internas, a molhabilidade dos fluidos nas paredes do duto, a tensão superficial e as viscosidades e densidades dos fluidos. A inclinação do duto é um fator que pode modificar bastante o padrão de escoamento, tanto que existem algumas diferenças marcantes entre os escoamentos horizontais e verticais. As vazões das fases são determinantes no estabelecimento dos padrões, para um mesmo par de fluidos numa certa geometria, bem como as razões de viscosidade e densidade entre as fases. No caso de escoamento líquido e gás, as diferenças de viscosidade e densidade entre as fases são tão grandes que quase não se nota o efeito das suas variações; porém, no caso de escoamento líquido e líquido, estas variações podem ter uma influência significativa (Bordalo e Oliveira, 2007). Diferentes padrões de escoamento podem ocorrer quando óleo e água estão fluindo em diferentes quantidades relativas das duas fases. Os padrões de escoamento dependem intensamente das propriedades dos fluidos, tais como: densidade, tensão superficial, tensão de cisalhamento no escoamento e perda de carga devido ao atrito. Velocidades de injeção são igualmente importantes para a determinação do padrão de escoamento (Bensakhria *et al.*, 2004).

Para uma injeção fixa de água no escoamento, a Figura 2.1 e Figura 2.2 representam diferentes configurações obtidas ao variar a quantidade de óleo em água. Inicia-se com a dispersão de pequenas bolhas de óleo em água. Se a fração de óleo for aumentada, as gotas de óleo crescem em tamanho e se tornam a uma ordem de magnitude comparável ao tamanho do raio do tubo ou se torna contínua ao longo do

tubo. São observados, também, escoamento estratificado e o regime de *core annular flow* (CAF), dependendo das condições.

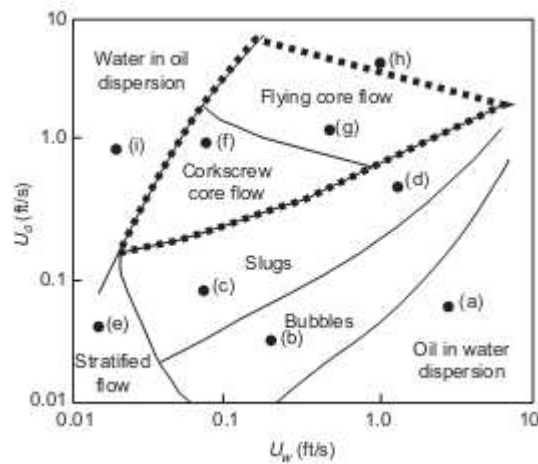


Figura 2.1: Carta de diferentes padrões de escoamento água-óleo.

(Fonte: Joseph *et al.* 1997).

Quando a fração de óleo aproxima-se de um, torna-se uma fase de óleo contínua com pequenas gotas de água (Joseph e Renard, 1993).

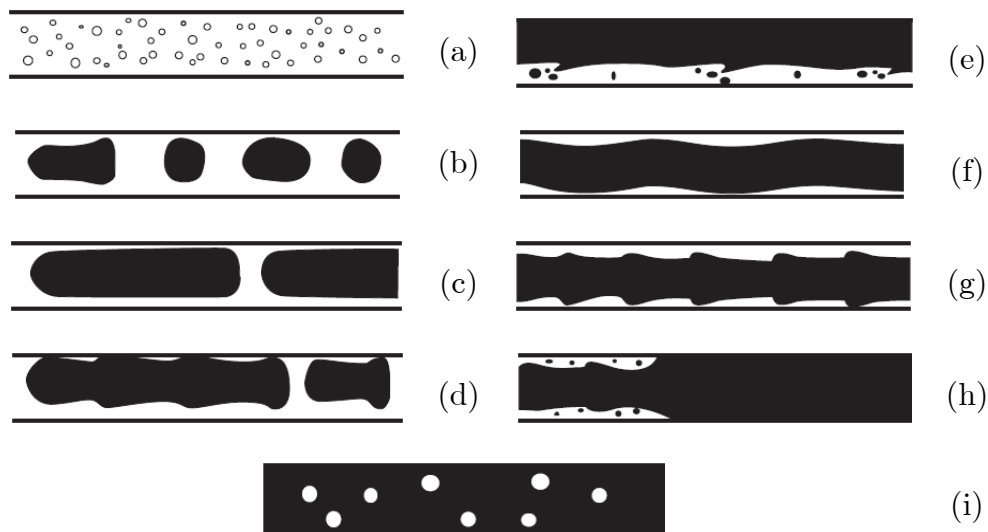


Figura 2.2: Diferentes padrões de escoamento óleo em água em tubulação horizontal.

Da esquerda para direita de cima para baixo a relação volumétrica de óleo em água aumenta. (Fonte: Joseph *et al.*, 1997).

Os padrões de escoamento de sistemas óleo-água em dutos são diferentes da mistura de líquido-gás, principalmente devido à maior capacidade de transferência de quantidade de movimento interfacial e menores efeitos de empuxo gravitacional, dado pela diferença de densidade entre as fases, que é menor nestes sistemas.

Os padrões de escoamento de sistemas óleo-água são classificados em dois grandes grupos, dependendo de qual fluido constitui a fase contínua, aparecendo assim os padrões baseados em óleo (*oil based*) e os baseados em água (*water based*) onde as fases contínuas são o óleo e a água, respectivamente (Paladino, 2005).

Brauner e Ullmann (2004) descrevem o “ponto de inversão” como sendo o ponto em que a fase contínua passa de óleo para água ou vice-versa. Este ponto de inversão é função de parâmetros como: velocidade, fração volumétrica das fases e propriedades dos fluidos como viscosidade e tensão superficial, e é de fundamental importância na avaliação da perda de carga, seja em dutos de seção constante ou restrições, já que a queda de pressão devida à viscosidade, em um e outro caso, pode ter diferenças de até mil vezes quando se trata de óleos pesados.

2.2 Características do padrão de escoamento *core annular flow*

O interesse na produção de óleo pesado empregando a técnica *core annular flow* (CAF) vem aumentando nos últimos anos em consequência da grande quantidade de reserva de óleo pesado acessível. Vale, salientar que esta técnica vem trazendo resultados atraentes no que diz respeito ao consumo de energia. Este fato se deve à redução da perda de carga durante o escoamento água-óleo tipo *core-flow* quando comparada com aquela que se tem ao transportar apenas o óleo (Rodriguez e Bannwart, 2008).

A técnica do *core annular flow* não modifica a viscosidade do óleo, mas transforma o padrão de escoamento, e reduz o atrito no transporte de produtos

muito viscosos como, por exemplo, óleos pesados. Esse padrão de escoamento é caracterizado por um filme de água que se forma adjacente à parede interna da tubulação, funcionando como um lubrificante. O óleo, por sua vez, escoam no centro do tubo possibilitando uma redução na perda de carga longitudinal (Bensakhria *et al.*, 2004). Prada e Bannwart (2000) observaram que a perda de pressão por atrito no escoamento anular ou *core-flow* é de 750 a 2000 vezes menor que para o escoamento com apenas óleo no tubo. Tem-se observado, na literatura, trabalhos relacionados com a utilização dessa técnica no sentido de otimizar o transporte de óleos pesados usando água como lubrificante (Oliemas *et al.*, 1987; Bai, 1995; Joseph *et al.*, 1997; Prada e Bannwart, 2000; Bannwart, 2001; Ko *et al.*, 2002; Ooms e Poesio, 2003; Bensakhria *et al.*, 2004; Andrade, 2012; Ghosh *et al.*, 2010b).

Bannwart (2001) propôs uma teoria para a estabilização do padrão anular quando dois líquidos de densidades e viscosidades diferentes escoam em um tubo horizontal. A teoria baseia-se na análise da equação de momento linear numa seção transversal do duto levando em consideração o efeito da tensão interfacial. Essa teoria possibilitou realizar uma analogia interessante entre o escoamento periférico e o escoamento contornando uma bolha ascendente observados posteriormente por Marinho (2008) e Racine (2008). Bannwart (2001) sugere que as forças viscosas e inerciais no escoamento anular podem ser combinadas dentro de uma única força de arraste analogamente a que é observado no escoamento com bolhas.

Ooms e Poesio (2003) analisaram o escoamento anular em regime estacionário em um tubo horizontal e propuseram um modelo teórico baseado na teoria de lubrificação hidrodinâmica. De acordo com esse modelo, foi observado um movimento harmônico no escoamento anular, ou seja, o fluido mais viscoso (óleo) se movimentou de forma ondulada no centro do tubo horizontal; tal comportamento é conhecido por escoamento anular ondulado wavy *core annular flow* (WCAF). Apesar da existência de estudos sobre a queda de pressão, frações volumétricas entre água e óleo e forma

da interface água-óleo pesado, poucos estudos têm sido realizados para determinar a influência da molhabilidade e o comportamento de diferentes materiais no revestimento interno de tubulações para o transporte de óleos pesados. Os primeiros estudos referente a esse tema foram feitos por Arney et al. (1996); Bannwart (1998) e Silva *et al.* (2006).

Bannwart (1998) investigou o comportamento do escoamento anular na horizontal modificando a superfície interna da tubulação e propôs duas correlações: a primeira é usada para calcular o gradiente de pressão usando a técnica *core-flow* em um tubo horizontal com uma superfície interna oleofóbica; a segunda é usada para calcular o gradiente de pressão usando a técnica *core-flow* em um tubo horizontal com uma superfície interna oleofílica, durante os experimentos o modelo mostrou para óleos mais leves do que a água, as ondas de água se movem mais lentamente do que o núcleo de óleo no escoamento vertical ascendente, mais rápido do que o núcleo de óleo no escoamento vertical descendente e na mesma velocidade do núcleo de óleo no escoamento horizontal. Arney *et al.* (1996) realizaram vários experimentos com materiais de diferentes características incrustantes para estudar as condições de cada etapa de funcionamento, esvaziamento, desligamento e reinício do sistema. Eles usaram tubos de aço carbono e aço galvanizado com 0,05 m de diâmetro revestidos com cimento, para testes de esvaziamento com o petróleo bruto ($\mu = 115 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ e densidade de 996 kg/m^3). Segundo os autores, a diferença entre uma superfície oleofóbica e uma superfície oleofílica está relacionada com o ângulo de contato entre o óleo e a superfície interna do tubo. Portanto, diz-se que uma superfície é oleofóbica quando o ângulo de contato reduz com a diminuição da rugosidade da superfície interna do oleoduto, facilitando, assim, o deslizamento do óleo ao longo da tubulação (Silva *et al.*, 2006). A molhabilidade de superfícies, nos estudos relatados na literatura, foi descrita por meio de medidas de ângulo de contato conforme mostra a Figura 2.3.

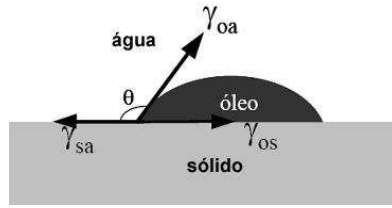


Figura 2.3: Ângulo de contato entre água-óleo-sólido. (Fonte: Silva *et al.*, 2006).

A variação na molhabilidade está freqüentemente relacionada com a presença ou ausência de um filme de água entre o óleo e a superfície sólida. A presença de um fino filme aquoso previne o contato entre o óleo cru e a superfície interna da tubulação, restringindo o fenômeno de inversão da molhabilidade (Silva, 2003).

Onde γ_{oa} representa a tensão interfacial entre o óleo e a água, γ_{os} representa a tensão interfacial entre o óleo e a superfície sólida e γ_{sa} a tensão interfacial entre a superfície sólida e a água e θ é o ângulo de contato entre a água e a superfície sólida. Portanto, quanto maior o ângulo de contato entre a água e a superfície sólida maior a aderência do óleo na parede da tubulação, conseqüentemente maior perda de carga.

No escoamento vertical ascendente, o gradiente de pressão e o empuxo têm a mesma direção, ondas se desenvolvem e as forças de lubrificação juntamente com a força de empuxo tendem a aumentar o comprimento das ondas.

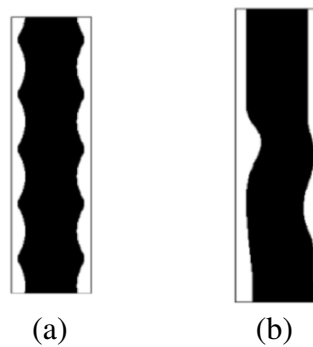


Figura 2. 4: (a) Esquema de onda de bambu no escoamento anular descendente (b) Esquema helicoidal ondulado no escoamento anular ascendente.

(Fonte: Ghosh *et al.*, 2009).

Existem dois fatores que merecem cuidados, no que diz respeito ao desempenho do escoamento anular, por estarem relacionados com a posição radial do núcleo de óleo: o primeiro é com relação à posição radial totalmente excêntrica e o segundo corresponde à posição radial concêntrica. Rovinsky *et al.* (1997) apresentaram uma solução analítica para o escoamento laminar bifásico com uma configuração *core annular* excêntrica. De acordo com os autores, a determinação das características do escoamento plenamente excêntrico é importante como um limite para avaliar o efeito da excentricidade do núcleo de óleo e como informações complementares às soluções de escoamentos estratificados com interface curva.

Em um escoamento anular horizontal com diferença de densidade entre os fluidos, o núcleo de óleo tende à ocupar uma posição excêntrica ao eixo tubo e a presença de ondas na interface entre o óleo e a água induz um movimento secundário perpendicular ao eixo de tubo.

Bentwich (1976) estudaram o escoamento anular excêntrico, para o núcleo de óleo e o filme de água escoando ambos em regime laminar. As vazões volumétricas dos dois fluidos imiscíveis foram obtidas pela integração dos perfis de velocidade, numa tubulação horizontal com uma interface circular e excêntrica. Foram traçadas curvas do fator de redução do gradiente de pressão e do fator de redução de potência como função de três parâmetros: a razão de viscosidade entre óleo pesado e água, razão entre os diâmetros do núcleo de óleo pesado e da tubulação, e viscosidade. Concluíram que para todas as viscosidades de óleo e uma dada razão entre os diâmetros do núcleo de óleo e do tubo, a vazão de óleo diminuiu com o aumento da excentricidade do núcleo de óleo pesado. Por outro lado, para uma dada excentricidade, a vazão de óleo atingiu um valor máximo a certa razão de diâmetros, na qual representou a posição ótima da interface água-óleo.

Bensakhria *et al.* (2004) avaliaram a posição radial do escoamento anular e mostraram que esta posição depende unicamente da razão do perímetro de contato (S) entre a parede do tubo e o fluido que forma o *core* (óleo) e do perímetro do tubo (S_o), ou seja, $\xi = S/S_o$. Esta razão por sua vez depende da diferença de densidade entre os fluidos a ser transportado e o de lubrificação, bem como da quantidade de água injetada, como pode ser observado na Figura 2.5.

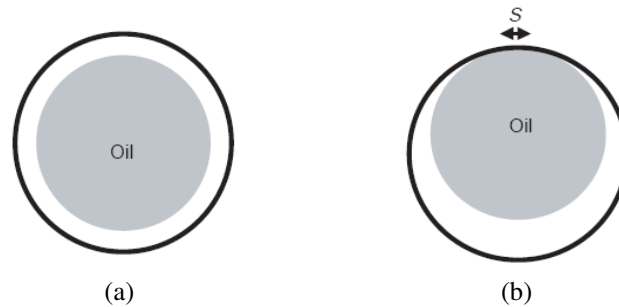


Figura 2.5: Posição radial do núcleo de óleo; (a) posição concêntrica ao eixo do tubo e (b) posição excêntrica ao eixo do tubo. (Fonte: Bensakhria *et al.*, 2004).

A Figura 2.6 mostra um exemplo da aderência de óleo pesado na superfície interna na seção de um tubo, observado por Barbosa (2004).

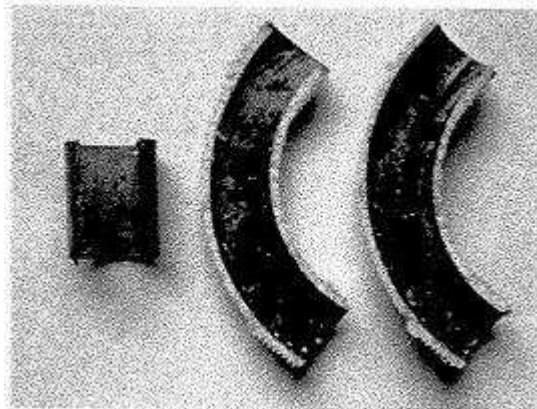


Figura 2.6: Incrustação de óleo pesado em uma curva. (Fonte: Barbosa, 2004).

Santos *et al.* (2006) estudaram as características da molhabilidade de tubos de diferentes materiais, no sentido de reduzir a perda de carga durante o transporte de

óleos pesados (densidade 940 kg/m^3 e viscosidade $0,511 \text{ Pa.s}$). Portanto, foi medido ângulo de contato do óleo com a parede interna do tubo em diferentes superfícies: aço carbono, aço galvanizado, aço inoxidável e vidro borossilicato. Aditivos, como solução 1% metasilicato de sódio e cloreto de sódio foram utilizados para observar se a presença desses aditivos poderia influenciar no ângulo de contato do óleo. O pré-processamento de extração de petróleo (asfaltenos e extração de ácidos naftênicos) também foi feito para melhorar a molhabilidade. Eles observaram que superfícies de aço carbono e aço galvanizado exibiram a menor molhabilidade do que o tubo com superfície de vidro, ou seja, apresentou um ângulo de contato maior e a presença de aditivos melhorou a molhabilidade da superfície do tubo.

Silva (2003) ao estudar a alteração da molhabilidade de superfícies internas de tubulações utilizadas no transporte de óleos pesados empregando a técnica *core annular flow*, sugere que a tubulação poderia ser internamente revestida por aço esmaltado, polímero oxidado ou apenas ser feita com aço comercial oxidado, acreditando-se que a última opção seja a mais favorável por fatores práticos e econômicos e reduziriam os problemas de aderência.

Uma das perguntas centrais com relação ao *core annular flow* em um tubo horizontal é: de que maneira a força de empuxo no núcleo de óleo, resultado de qualquer diferença de densidade entre óleo e água, será contrabalanceada? Diante disso, um modelo teórico foi desenvolvido por Ooms *et al.* (1984) que dá uma possível resposta para essa pergunta. Nesse modelo foi assumido que a viscosidade do óleo é tão alta que qualquer variação na forma da interface de água-óleo com tempo, pode ser negligenciada. O que permitia a esses autores assumirem que o núcleo de óleo é um sólido e, assim, tratar a interface como sendo sólido-líquido. De acordo com este modelo, um movimento ondulado do núcleo de óleo induz a variações de pressão no filme formado por água, o qual pode exercer uma força no núcleo no sentido vertical. Esta força pode ser tão grande que contrabalança a força de empuxo no núcleo

formado por óleo, permitindo um escoamento anular estável. Os resultados teóricos coincidiram com os resultados experimentais para um tubo de 2 polegadas de diâmetro, com a viscosidade de óleo variando de 2,3 a 3,3 Pa.s e água como fluido lubrificante. No entanto, para um tubo de 8 polegadas de diâmetro com óleo de viscosidade entre 1,2 a 2,2 Pa.s, os valores calculados divergiram mais de 30% dos valores medidos.

Brauner (1991) propôs um modelo analítico para prever o *holdup* de óleo e a queda de pressão *in situ* em uma tubulação horizontal e obteve o fator de economia de energia em função da relação de viscosidade. Eles observaram que, em caso de escoamento laminar de dois líquidos, o fator de economia de energia é independente das propriedades de fluidos e para o escoamento turbulento, esse fator aumenta com a diminuição da diferença de densidade entre as fases.

Ooms *et al.* (2007), investigaram teoricamente o contrabalanceamento hidrodinâmico de uma força de empuxo do núcleo de óleo escoando na tubulação, levando em consideração a diferença de densidade entre os dois fluidos. Durante o estudo foi assumido que o fluido que forma o *core* consiste em um sólido envolvido por uma camada de um fluido de alta viscosidade. A teoria de lubrificação hidrodinâmica usada leva em conta o escoamento de uma camada anular de um líquido de baixa viscosidade e no centro uma camada líquida de alta viscosidade, com isto, o desenvolvimento de ondas interfaciais entre os fluidos foi calculado. Os autores impuseram a forma ondulada da interface, mas não encontraram a forma das ondas.

Arney *et al.* (1993), ao realizarem estudos experimentais usando a técnica *core-flow* em uma tubulação de 6m de comprimento e 15 cm de diâmetro, mediram a queda de pressão e o *holdup* com diferentes taxas de fluxo de entrada e sugeriram uma correlação empírica para o *holdup* em termos de fração volumétrica de água. Eles também apresentaram uma curva do fator de atrito versus número Reynolds em

um estudo teórico do escoamento anular perfeito. Contudo, a curva pode prever o fator de atrito para valores elevados do número de Reynolds, mas para valores baixos do número de Reynolds não obtiveram bons resultados quando comparados com os dados experimentais.

2.3 Sub-Padrões do *core annular flow*

Na literatura é possível encontrar estudos teóricos e experimentais que retratam o comportamento de sub-padrões do *core annular flow*, conhecidos como *perfect core annular flow* (PCAF) e *wave core annular flow* (WCAF). Nesta seção é apresentada uma revisão referente a estes dois tipos de escoamento anular (PCAF e WCAF) visando uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos nestes tipos de escoamentos.

Tabela 2.1: Dados experimentais utilizados no escoamento *core annular flow*.

Autor	Configuração do sistema	Diâmetro (m)	Viscosidade do óleo (Pa.s)	Tipo do <i>core-flow</i>	Velocidade do óleo (m/s)	Velocidade da água (m/s)
Charles <i>et al.</i> (1961)	Horizontal	*****	0,0063; 0,0168; 0,065	PCAF	0,015-0,9	0,03-1,07
Ooms <i>et al.</i> (1984)	Horizontal	0,051; 0,2	2,3; 3,2; 3,3	*****	0,97-1,1	*****
Oliemans <i>et al.</i> (1987)	Horizontal	0,05	3	*****	1	*****
Bai <i>et al.</i> (1992)	Vertical ascendente e descendente	0,0095	0,6	Formato BW helicoidal e ovalizado	0,9-0,69	0,09-0,84
Miesen <i>et al.</i> (1993)	Horizontal	0,05; 0,2	3,9-25, 7-27	*****	0,5-2	*****
Arney <i>et al.</i> (1993)	Horizontal	0, 0159	0,6; 2,7	WCAF, PCAF	0,23-1,15	0,09-0,57
Bannwart (1998)	Horizontal	0, 0225	2,7	WCAF	*****	*****
Prada e Bannwart (2001)	Vertical descendente	0, 0254	17,6	WCAF	0,5-1,75	0,15-0,44
Bensakhria <i>et al.</i> (2004)	Vertical e horizontal	0, 025	4,74	*****	0,13-0,19	0,0052-0,019

PCAF: escoamento anular perfeito, WCAF: escoamento anular ondulado, BW: onda bambu.

2.3.1 Escoamento anular perfeito (PCAF)

O escoamento anular ideal ou perfeito, *perfect core annular flow* (PCAF), corresponde a uma solução exata do estudo do escoamento concêntrico de fluidos com densidade e viscosidade diferentes em um tubo de seção transversal circular. PCAF é um escoamento retilíneo com uma componente de velocidade que só varia com a coordenada radial. Os dois fluidos são organizados assimetricamente, tendo um fluido no centro ou núcleo e o outro adjacente a parede do tubo formando um anel. No PCAF, o núcleo de óleo tem uma interface cilíndrica perfeita de raio uniforme, no entanto, o efeito da gravidade tende a desordenar o escoamento em tubos horizontais e, neste caso, o PCAF não pode acontecer, a menos que a gravidade seja anulada. Já em tubos verticais o mesmo não acontece porque a gravidade atua de forma concêntrica para os dois fluidos (Bai *et al.*, 1991). De acordo com Preziosi *et al.* (1989) o escoamento PCAF de dois fluidos com densidades aproximadas escoando tanto em tubos horizontais como em tubos verticais é possível, mas são raramente estáveis.

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004) o escoamento anular ideal ou perfeito, representado na Figura 2.7: Escoamento anular perfeito água-óleo pesado. (Fonte: Bensakhria *et al.*, 2004), pode ser muito raro e só pode existir para o escoamento de dois fluidos de densidades iguais. Bai *et al.* (1991) fizeram várias observações experimentais mostrando que ondas são formadas na interface entre água e óleo, conduzindo a um comportamento ondulado *wavy core annular flow* (WCAF). Bensakhria *et al.* (2004) relatam que, para uma razão volumétrica fixa entre água e óleo, o escoamento anular não é estável à baixa velocidade. A instabilidade capilar devido à tensão interfacial torna-se visível, causando uma perturbação no núcleo de óleo. Contudo, com o aumento da velocidade, a estabilidade é alcançada e o padrão de escoamento pode ser, então, observado. Estes autores também mencionam que para velocidades ainda maiores, o PCAF se torna novamente instável devido à tensão

interfacial, então ondulações surgem no escoamento, conduzindo a um escoamento anular ondulado.

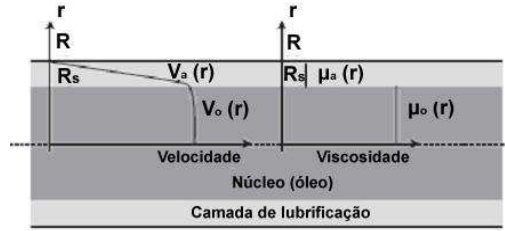


Figura 2.7: Escoamento anular perfeito água-óleo pesado. (Fonte: Bensakhria *et al.*, 2004)

A variação da queda de pressão no escoamento de óleo pesado com e sem lubrificação foi medida por Bensakhria *et al.* (2004) através de sensores de pressão para efeito de uma análise do comportamento e da eficiência do processo de lubrificação. Eles assumiram que para o escoamento anular perfeito, ilustrado na Figura 2.7, a queda de pressão pode ser determinada usando a seguinte equação:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{Q}{\frac{\pi}{8} \left[\frac{R^4}{\mu_a} + R_s^4 \left(\frac{1}{\mu_o} - \frac{1}{\mu_a} \right) \right]} \quad (2.1)$$

onde $\Delta P/L$ é a queda de pressão medida no escoamento anular perfeito PCAF por unidade de comprimento do tubo (Pa/m); Q é vazão da mistura (m^3/s); R é o raio do tubo (m); R_s é o raio do núcleo de óleo (m); μ_a é a viscosidade dinâmica da água (Pa.s); μ_o é a viscosidade dinâmica do óleo (Pa.s).

No caso do óleo pesado, a razão de viscosidade entre os dois fluidos é muito alta. A viscosidade de óleo é cerca de 10000 vezes maior do que a viscosidade da água. Então, a Equação (2.1) pode escrita como sendo:

$$\frac{\Delta P}{L} = \mu_w \frac{Q}{\frac{\pi}{8} [R^4 - R_s^4]} \quad (2.2)$$

O valor de R_s pode ser facilmente obtido a partir da razão entre o raio do tubo (R) e as taxas de fluxos da água e do óleo (Q_w/Q_o), ou seja:

$$R_s = \frac{R}{\sqrt{1 + 2 \frac{Q_w}{Q_o}}} \quad (2.3)$$

Prada e Bannwart (2000) também estudaram uma solução simplificada para o escoamento anular perfeito, onde dois fluidos newtonianos imiscíveis (óleo e água) escoam em um tubo vertical de raio interno R_2 em uma configuração concêntrica com uma interface circular lisa com $r = R_1$, como mostrado na Figura 2.8. De acordo com Prada e Bannwart (2000), o *core-flow lift* é uma nova alternativa para produção de óleos pesados. Isto porque aumenta significativamente a produtividade desses óleos, diminuindo as perdas de pressão devido ao atrito sem a adição de calor, sem o uso de agentes químicos ou qualquer diluente. Portanto, esta tecnologia de elevação artificial poderia ser aplicada em campos *onshore* ou *offshore*, os poços horizontais ou verticais.

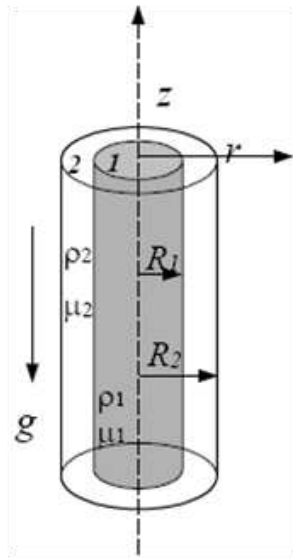


Figura 2.8: Escoamento anular perfeito água-óleo pesado.

(Fonte: Bensakhria *et al.*, 2004).

Arney *et al.* (1993) relatam que a queda de pressão devido ao atrito (ΔP_f) pode ser definida como sendo a queda de pressão total menos os efeitos gravitacionais da mistura definida por:

$$\Delta P_f = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \mathfrak{R}^2 (1 - m))} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g (1 - \mathfrak{R}) \mathfrak{R} [1 - \mathfrak{R} (1 - m)]}{[1 - \mathfrak{R}^2 (1 - m)]} \quad (2.4)$$

onde α é a razão entre o raio ocupado pelo óleo e o raio do tubo, ou seja, $\mathfrak{R} = (R_1/R_2)^2$; $m = (\mu_2/\mu_1)$ é a razão da viscosidade dinâmica, Q é a vazão da mistura, D é o diâmetro interno do tubo, g é a gravidade, ρ_2 e ρ_1 são as densidade da água e do óleo, respectivamente. Considerando que a razão m é um valor muito pequeno devido a alta viscosidade do óleo, então a Equação 2.4 pode ser escrita como sendo:

$$\Delta P_f = \frac{128\mu_2 Q}{\pi D^4 (1 - \mathfrak{R}^2)} - \frac{(\rho_2 - \rho_1) g (1 - \mathfrak{R}) \mathfrak{R}}{(1 + \mathfrak{R})} \quad (2.5)$$

Encontra-se, no trabalho de Prada e Bannwart (2000), o desenvolvimento das Equações (2.4) e (2.5), onde eles verificaram que os resultados obtidos com o modelo de escoamento anular perfeito foram bastante diferentes dos dados experimentais. Esse fato foi atribuído basicamente a duas razões: a) a presença de ondas na interface observada nas experiências, e b) o escoamento de água no espaço anular é normalmente turbulento. Então, Prada e Bannwart (1999) e Prada e Bannwart (2000) modificaram o modelo proposto por Arney *et al.* (1993), definido pela Equação (2.4), a partir da decomposição do gradiente de pressão (ΔP_f) em duas partes: uma irreversível devido ao atrito ($\Delta P_{f,h}$) e a outra em consequência do termo de empuxo (ΔP_b), como segue:

$$\Delta P_f = \Delta P_{f,h} - \Delta P_b \quad (2.6)$$

com

$$\Delta P_b = (\rho_2 - \rho_1)g f(\mathfrak{R}, m) \quad (2.7)$$

$$\Delta P_{f,h} = a \left(\frac{\rho_m J D}{\mu_m} \right)^{-b} \frac{\rho_m J^2}{2D} \quad (2.8)$$

onde, ρ_1 , ρ_2 e ρ_m são as densidades do óleo, da água e da mistura, respectivamente, J é a velocidade superficial da mistura, μ_m a viscosidade da mistura, D o diâmetro do tubo, a e b são constantes empíricas adimensionais e $f(\mathfrak{R}, m)$ uma função definida por:

$$f(\mathfrak{R}, m) \cong \frac{(\rho_2 - \rho_1)g(1 - \mathfrak{R})\mathfrak{R}}{(1 + \mathfrak{R})} \quad (2.9)$$

Esse modelo foi então confrontado com os resultados experimentais e concluiu-se que para representar os dados da queda pressão devido ao atrito corretamente é necessário levar em consideração os efeitos das ondas no núcleo de óleo, a turbulência e o empuxo. Os resultados obtidos indicam que o empuxo favorece o escoamento de um óleo mais leve e é afetado pela interface ondulada e o regime turbulento de escoamento de água.

Huang *et al.* (1994) realizaram um estudo utilizando um modelo laminar para o óleo e o modelo de turbulência κ - ε para a água no escoamento anular para avaliar o efeito da excentricidade. De acordo com esses autores, se as densidades do óleo e da água são diferentes, um escoamento anular perfeito não pode ser possível por conta do efeito da gravidade. No modelo proposto por Huang *et al.* (1994) foi desprezada a força *Lift*, mas a excentricidade foi considerada.

De acordo com Oliemans *et al.* (1987), a observação da turbulência é de fundamental importância para o modelo teórico no estudo do *core-flow* em tubos horizontais. Em seus experimentos foi usado um óleo combustível com 3 Pa.s de viscosidade em tubo horizontal com 16 m de comprimento. De acordo com eles o

efeito da turbulência no filme de lubrificação pode modificar a geometria da interface água-óleo. Portanto, a análise de dados sobre a forma e o comprimento de onda para previsão do gradiente de pressão também é de fundamental importância. Com isso, Oliemans *et al.* (1987) propuseram correlações empíricas para prever o comprimento de onda e a fração volumétrica de água.

A aproximação considerada por Oliemans *et al.* (1987) foi uma generalização das equações de fluxo para o filme de água baseada em uma teoria de lubrificação turbulenta. Com a mudança dos parâmetros de escoamento, como por exemplo, a velocidade, alguns tipos de escoamento perdem estabilidade e outros ganham. Um estudo foi iniciado visando estender o modelo de *core-flow* (Ooms *et al.*, 1984) para um modelo no qual a turbulência no filme de água é levada em consideração.

2.3.2 Escoamento anular ondulado (WCAF)

O escoamento anular perfeito *perfect core annular flow* (PCAF) parece ser muito raro e só pode existir para fluidos de densidades iguais. Várias observações experimentais têm mostrado que ondas são formadas na interface água/óleo conduzindo ao WCAF, que é observado em uma situação real (Bai *et al.*, 1991).

Alguns estudos publicados tratam de uma estrutura interfacial ondulada observada no padrão de *core annular flow*. Na literatura, dados sobre as propriedades geométricas de tais ondas são bastante escassos. Para representar corretamente os dados da queda de pressão, é necessário modelar os efeitos do WCAF, como turbulência e flutuabilidade. O termo de empuxo favorece o escoamento do óleo, mas este é afetado por uma interface ondulada no escoamento bifásico água-óleo (Prada e Bannwart, 2000). O problema da estabilidade hidrodinâmica é a determinação das condições (velocidades, propriedades dos fluidos, fração de água) para as quais uma configuração estável do escoamento anular possa ser mantida. De acordo com Bai *et*

al. (1991) e Vara (2001), dois fatores para a instabilidade da interface água/óleo devem ser considerados:

- a) Instabilidade tipo Rayleigh-Taylor, a qual é devido ao efeito combinado da tensão interfacial e/ou gradientes de densidade desfavoráveis nos fluidos.
- b) Instabilidade tipo Kelvin-Helmholtz, decorrente do desequilíbrio das velocidades interfaciais dos fluidos; manifesta-se por uma ondulação na interface dos fluidos.

Um fator que tem grande influência na estabilidade do escoamento anular é a tensão interfacial. Ela modela a curvatura na interface óleo-água e isso ajuda na compreensão da configuração do padrão *core annular flow*. Bannwart (1998) relata que, no campo hidrostático com o escoamento completamente desenvolvido, uma condição de equilíbrio pode ser estabelecida entre a tensão superficial e o empuxo. Segundo Bannwart (1998), para números de Eötvos pequenos a curvatura é circular e com o aumento do número de Eötvos o raio de curvatura torna-se progressivamente maior no topo, quando o fluido central é menos denso do que o fluido que forma o anel.

Dois modelos tentam explicar a ação das forças hidrodinâmicas causadas pelas ondulações: modelo de lubrificação, desenvolvido pela *Shell Oil Co.*, nos anos 80, na Holanda, juntamente com a *Delf University of Technology*, liderado por G. Ooms e R. V. A. Oliemans; e o modelo de levitação (*Lift*) hidrodinâmica, desenvolvido na Universidade de Minnesota, dirigido por Daniel D. Joseph (Vara, 2001).

O modelo de lubrificação propõe que o movimento ondulado do núcleo de óleo com relação à parede da tubulação gera um gradiente de pressão na região anular exercendo forças na direção vertical, contrabalançando as forças de empuxo sobre o núcleo devido à diferença de densidade. Sendo assim, a presença das ondas é de

fundamental importância na lubrificação do núcleo. Se a amplitude destas ondas for nula, o núcleo alcança a parte superior do duto, ou seja, a parede da tubulação (Ooms *et al.*, 1984).

O modelo de levitação ou sustentação *Lift* explica que os mecanismos inerciais, os mesmos que regem a levitação de um aerofólio, são igualmente responsáveis pela estrutura do escoamento anular, onde a alta velocidade relativa faz com que o núcleo de óleo flutue no anel formado pelo fluido menos denso, que neste caso é a água; este conceito foi desenvolvido por D. D. Joseph e seu grupo na Universidade de Minnesota (Vara, 2001).

Para valores altos do número Reynolds, observa-se uma diferença de pressão mais elevada nos pontos de estagnação e movimentos secundários na crista da onda. Uma maior tensão interfacial induz a um comprimento de onda mais longo, uma mudança na distribuição de pressão, um maior volume de óleo, e, conseqüentemente, uma fricção maior entre a onda de óleo formada e a parede de tubo. Quando o número de Reynolds aumenta e a diferença de pressão é muito grande, a tensão interfacial pode desequilibrar a pressão. O comprimento de onda diminuirá, aumentando, assim, a curvatura da interface para manter a força de equilíbrio (Bai, 1995).

Ko *et al.* (2002) usaram o método dos elementos finitos para a simulação do escoamento anular ondulado utilizando o modelo de turbulência $\kappa\text{-}\omega$. Eles estudaram o comportamento das ondas quanto ao comprimento, gradiente de pressão, distribuição de pressão na interface água/óleo e o formato das ondas variando com o número de Reynolds. Segundo Preziosi *et al.* (1989), as perturbações do *Core annular flow* são estáveis quando o comprimento das ondas for infinitamente pequeno com um número de Reynolds tendendo a zero e quando a relação entre o raio do tubo e o raio da interface não exceder um valor crítico que depende da relação de viscosidade.

Rodriguez e Bannwart (2006a) realizaram um estudo experimental do escoamento anular vertical água-óleo, onde foi avaliada a amplitude das ondas, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Portanto, logo que o óleo tende a preencher todo o volume do tubo, a diminuição da amplitude se torna muito mais lenta; esta diminuição da amplitude é devido principalmente ao aumento do raio mínimo da onda. Sendo assim, há uma função linear clara entre o raio da onda e o seu comprimento.

Rodriguez e Bannwart (2006b) realizaram um estudo analítico da interface das ondas em um escoamento anular vertical visando avaliar a amplitude, o comprimento, a velocidade e o perfil das ondas. Segundo os autores a amplitude da onda diminui de forma abrupta até uma razão entre a velocidade superficial óleo e água (J_1/J_2) aproximadamente igual a cinco. Portanto, o óleo tende a preencher todo o volume do tubo, induzindo uma diminuição de amplitude decorrente do aumento do raio mínimo da onda. Eles propuseram um modelo analítico para a interface das ondas que proporcionou a obtenção do comportamento de ondas semelhantes as observadas experimentalmente. O modelo interfacial obtido corresponde às soluções periódicas, compatível com a “onda de bambu” observada nas experiências de Bai (1995), Joseph *et al.* (1997) e de Rodriguez e Bannwart (2006a). Uma metodologia analítica simples para a predição da geometria da onda que depende da geometria do tubo, das propriedades físicas e da vazão dos fluidos foi proposta por Rodriguez e Bannwart (2006b). A solução também oferece uma aproximação analítica apropriada para calcular a espessura da película de água formada neste padrão de escoamento, ou seja, no *Core-Annular Flow*. Esses autores obtiveram uma espessura mínima de aproximadamente 10% do raio do tubo.

Ooms *et al.* (1984) desenvolveram um modelo teórico para o escoamento anular com um núcleo de óleo muito viscoso e um anel formado por água em um tubo horizontal. Nesse modelo, foi assumido que a viscosidade de óleo é tão alta que

qualquer movimento na direção radial do núcleo de óleo pôde ser negligenciado e, conseqüentemente, sem nenhuma variação do perfil da interface de água-óleo com o tempo. Sendo assim, foi assumido que o núcleo é um sólido formando com a água uma interface sólido-líquido. Um esquema das ondas pode ser observado na Figura 2.9.

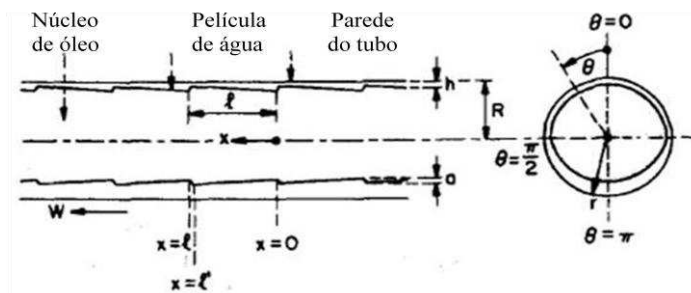


Figura 2.9: Esquema do escoamento anular com um núcleo sólido em forma de dente de serra. (Fonte: Ooms *et al.*, 1984).

O modelo desenvolvido por Ooms *et al.* (1984) é baseado na teoria da lubrificação hidrodinâmica,

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^{*3}}{R^2} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) = 6\mu w \frac{\partial h^{*3}}{\partial x} \quad (2.10)$$

onde, h^* corresponde à espessura do filme formado pela água, R é o raio do tubo, μ é viscosidade da água, w é a velocidade na parede do tubo, a variável ϕ é referente à pressão e pode ser determinada pela seguinte equação:

$$\phi = p + \rho g r \cos \theta \quad (2.11)$$

onde, p é a pressão no centro do tubo, ρ densidade da água, g a gravidade, r e θ são as coordenadas cilíndricas. Esta equação foi resolvida para o escoamento de água no anel conforme mostra a Figura 2.9.

Diante do conhecimento de ϕ , as componentes de velocidade da água na direção- θ (v) e na direção- x (w) podem ser calculadas pelas Equações (2.12) e (2.13) derivadas com o auxílio da teoria da lubrificação hidrodinâmica, como segue:

$$v = \frac{1}{2\mu R} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} y(y-h^*) \quad (2.12)$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial \phi}{\partial x} y(y-h^*) + w \left(1 - \frac{y}{h^*}\right) \quad (2.13)$$

onde y é a distância radial desde a parede do tubo até a interface óleo/água, $y = R - r$.

Uma teoria de perturbação para o escoamento em estado estacionário de líquidos imiscíveis quando a fase dispersa é muito mais viscosa que a fase contínua, como é o caso de emulsões de betumem altamente viscoso em água e em oleodutos com óleo pesado lubrificado por água, foi desenvolvida por Bai e Joseph (2000). De acordo com os autores a solução da perturbação e a aproximação de um corpo rígido foram bastante satisfatórias, com erros na ordem de 10% nas curvas de escoamento e no formato das ondas; os erros estão associados ao efeito de movimentos secundários e deformação rígida no núcleo de óleo escoando na tubulação.

Ooms *et al.* (1984) relatam que para a aplicação segura do modelo proposto por eles é de fundamental importância o conhecimento sobre a amplitude e o comprimento interfacial da onda e sobre as densidades do filme de água na parte superior do tubo como uma função dos parâmetros de escoamento.

2.4 Estabilidade do *core-flow*

O escoamento anular apresenta características fundamentais no que diz respeito ao transporte de óleos pesados dentre elas, está à redução da perda de carga tornando viável a produção de óleos com tais características. Contudo, uma análise

da estabilidade do CAF é necessária no sentido de identificar as causas da instabilidade do escoamento e para determinar a combinação de operação e parâmetros geométricos para qual o escoamento seja estável.

Preziosi *et al.* (1989) analisaram a estabilidade do escoamento anular em tubo horizontal utilizando a teoria linear. Eles estudaram a estabilidade do escoamento em várias condições operacionais como, por exemplo, razão de viscosidade e razão de densidade. O modelo prevê um intervalo de número Reynolds, no qual o escoamento anular é estável. É evidente que o escoamento anular perfeito concêntrico é um fenômeno muito raro. Mesmo quando o escoamento é laminar, a instabilidade do atrito interfacial produz ondas no núcleo formado pelo óleo pesado (Joseph e Renardy, 1993).

A teoria da estabilidade é o caminho adequado para analisar a transição entre os tipos de escoamento. Infelizmente, como a análise de estabilidade em geral é difícil, a maioria dos estudos se limita ao PCAF para os quais a análise de estabilidade linear pode ser reduzida aos problemas mais ocasionais com o uso das equações diferenciais ordinárias. O *perfect core annular flow* só é possível para tubos verticais e tubos horizontais, quando os dois fluidos têm a mesma densidade (Joseph *et al.*, 1997). Segundo os autores, a teoria da estabilidade linear do PCAF é uma ferramenta eficaz para estudar as transições entre os tipos de escoamento quando PCAF é instável. Portanto, essa instabilidade é observada em experimentos pela mudança no tipo padrão do escoamento. Análise da estabilidade do escoamento anular perfeito mostra que o escoamento anular perfeito só é estável para um conjunto muito pequeno de condições que tipicamente não acontecem nas aplicações reais, mas que é de interesse para a lubrificação de oleodutos. Outros escoamentos mais robustos, como o escoamento anular ondulado completamente lubrificado e utilizado na indústria petrolífera são muito diferentes do escoamento anular perfeito. Isto não está claro a priori, de maneira que o estudo e o entendimento da

estabilidade do escoamento anular perfeito são bastante úteis, contribuindo para a previsão e possivelmente o controle dos diferentes padrões de escoamento que surgem nas aplicações (Bai *et al.*, 1991).

Bannwart (1998) tentou analisar a estabilidade do escoamento líquido/líquido em uma tubulação horizontal, considerando a combinação do efeito das forças inerciais e viscosas. Seu modelo previu a forma da interface do escoamento bifásico líquido- líquido. Segundo o autor a velocidade cinemática da onda pode estar bem relacionada com a fração volumétrica do núcleo de óleo.

Cao *et al.* (2004) analisaram, por meio de simulação numérica, empregando o método das diferenças finitas, a instabilidade do escoamento viscoso estratificado de duas camadas de fluidos. Os autores observaram que a instabilidade aumenta quando a espessura da camada composta pelo fluido mais viscoso é reduzida; a instabilidade é proporcional a pequenos números de Reynolds, e aumenta com a relação da viscosidade. Segundo os autores, a instabilidade surge devido a uma descontinuidade na inclinação do perfil de velocidade resultante de um desequilíbrio entre a viscosidade na interface entre as duas camadas.

Blyth *et al.* (2006) estudaram a estabilidade assimétrica do escoamento anular na presença de um surfactante insolúvel. De acordo com os autores, uma interface cilíndrica pode ser estabelecida se o tubo estiver na posição vertical, ou então se a densidade dos fluidos for igual. Eles concluíram que a presença de surfactante durante o uso da técnica *core-flow*, aumenta a instabilidade do escoamento.

Rodriguez e Bannwart (2008) propuseram um critério de identificação da transição para o escoamento anular horizontal e vertical ascendente com base na formulação do modelo de dois fluidos. Eles estudaram o efeito da densidade, razão de viscosidade e as tensões interfaciais na estabilidade do núcleo de óleo e descobriram que a tensão interfacial desempenha um papel importante na predição da

estabilidade do *core-flow*. De acordo com os autores, a estabilidade do padrão anular é estabelecida, quando as seguintes condições forem satisfeitas: (a) a fase do núcleo é mais viscosa do que a fase do anel formado pela água e ocupa mais da metade da seção transversal, (b) a força de empuxo do núcleo de óleo deve ser pequena em comparação com a força de tensão interfacial (baixo número Eötvös), (c) a força inercial do anel deve ser pequena em relação à força de tensão interfacial (baixo número de Weber no anel) e (d) o perfil de velocidade da fase anular é aproximadamente igual ao perfil parabólico ($k_2 = 4/3$ para um escoamento laminar no anel e $k_2 = 1,15$ para um caso típico de turbulência) onde k é o parâmetro de distribuição de energia cinética ou fator de forma.

Segundo Ghosh *et al.* (2009), uma das causas da instabilidade é a viscosidade e estratificação causada pela diferença de densidade levando em conta dois fluidos imiscíveis escoando ao mesmo tempo na mesma tubulação. Muitos pesquisadores têm investigado a instabilidade da estratificação causada pela viscosidade para o escoamento *Couttee* (completamente desenvolvido), bem como o escoamento *Poiseuille* (pistonado).

2.5 Design do bico injetor

Durante um projeto no qual se deseja por em prática a técnica *Core annular flow*, além de outros fatores, uma análise do *design* do bico para injeção de água é de suma importância para o estabelecimento do *core-flow*. Uma revisão de alguns trabalhos relacionados ao *design* e aspectos na concepção do bocal será apresentada nesta seção.

Hasson *et al.* (1970) realizaram um estudo envolvendo o escoamento anular de dois fluidos imiscíveis utilizando um bico injetor com uma configuração de forma que a entrada do fluido anular seja reduzida gradualmente. Todavia, os experimentos preliminares mostraram que um estreitamento na passagem do fluido que forma a

região anular reduziu a entrada de perturbações no escoamento concluindo que a posição simétrica do bico injetor foi mais eficaz. Portanto, os autores consideraram importante o alinhamento simétrico do bico injetor no escoamento anular.

Prada e Bannwart (1999) realizaram um estudo experimental da técnica *core-flow* usando duas configurações diferentes para o bico injetor (ver Tabela 2.2). O dispositivo permite reduzir o diâmetro de saída da bomba de óleo para o tamanho desejado, de forma que o óleo seja injetado no centro do tubo, enquanto que água seja injetada lateralmente no bico injetor, facilitando a formação do anel de água na tubulação; a razão ótima de entrada água-óleo variou entre 0,07-0,5 dependendo da velocidade superficial do óleo. De acordo com os autores, esta tecnologia pode ser aplicada tanto em campos onshore como em campos *offshore* em poços horizontais ou verticais. Nos experimentos realizados pelos autores, a queda de pressão devido ao atrito foi reduzida por um fator que varia de 700 a 2000 vezes, enquanto que o gradiente de pressão total foi reduzido entre 45 e 150 vezes.

Bensakhria *et al.* (2004) utilizaram um injetor com um *design* especialmente desenvolvido para estabelecer a lubrificação interna das paredes da tubulação. Portanto, com o mesmo princípio pela injeção de água na região anular e o óleo pesado na região central do bico injetor. O fluxo de entrada foi controlado pela variação da velocidade de rotação da bomba, a água foi bombeada para o injetor utilizando uma bomba volumétrica, assegurando a lubrificação da parede interno do tubo.

Wegmann e Rohr (2006) também realizaram um estudo do padrão de escoamento em tubulações de diâmetros pequenos em torno de 7 mm utilizando um bico injetor específico; os fluidos envolvidos em seus experimentos são água e parafina. Os autores construíram mapas de fluxo e foram identificados vários padrões

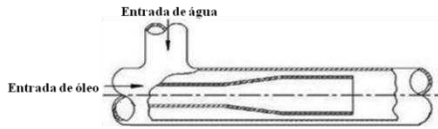
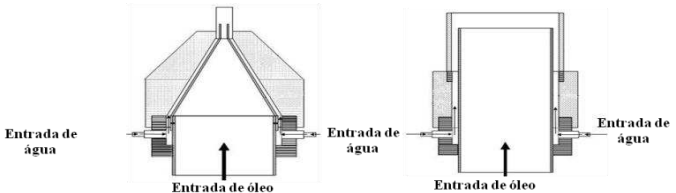
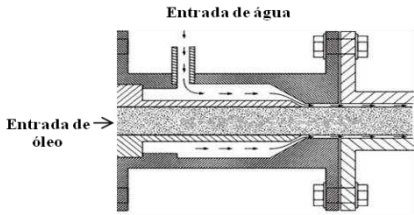

de escoamento como, por exemplo, estratificado, intermitente, anular disperso, entre outros.

Sotgia *et al.* (2008) realizaram uma análise experimental do padrão de escoamento e da queda de pressão da mistura água-óleo, onde a água e óleo são bombeados separadamente a partir de tanque de armazenamento. Os dois fluidos foram introduzidos na seção de teste através de um injetor com quatro configurações diferentes (ver Tabela 2.2). Foi projetado para permitir que o óleo escoe em torno do eixo da tubulação envolvido por um anel formado por água. O dispositivo de ensaio foi projetado para acomodar tubos de diferentes diâmetros, e foi construído com tubos de pyrex e acrílico por causa de sua vantagem em ser transparente. Durante os experimentos, os autores observaram padrões de escoamento estratificado ondulado, *core-flow* enrugado, ondulado com dispersão de óleo, bolhas, entre outros.

Alguns autores estudaram o efeito de diferentes formas geométricas do bico injetor, no escoamento anular água-óleo pesado. Ghosh *et al.* (2010a) fizeram um estudo experimental do escoamento anular descendente de água-óleo pesado, utilizando uma configuração bastante simples de um bico injetor, conforme ilustra a Tabela 2.2.

Nesse estudo foi realizado uma análise da perda de carga e do padrão de escoamento, posteriormente, Ghosh *et al.* (2010b) fizeram um estudo numérico utilizando o software FLUENTE 6.3.26 e compararam com os resultados experimentais da perda de carga obtidos em Ghosh *et al.* (2010a). Os resultados obtidos numericamente foram bastantes próximos daqueles obtidos experimentalmente com isso, os autores validaram o modelo matemático utilizado em suas simulações. Aspectos termo-fluidodinâmicos do petróleo.

Tabela 2.2: Diferentes configurações geométricas do injetor de água utilizado no *core annular flow*.

Hasson <i>et al.</i> (1970)	 <p>Entrada de água</p> <p>Entrada de óleo</p>
Prada e Bannwart (1999)	 <p>Entrada de água</p> <p>Entrada de óleo</p> <p>Entrada de água</p> <p>Entrada de óleo</p>
Bensakhria <i>et al.</i> (2004)	 <p>Entrada de água</p> <p>Entrada de óleo</p>
Sotgia <i>et al.</i> (2008)	 <p>Entrada de água</p> <p>Entrada de óleo</p>

Com o aumento da exploração de campos *offshore* em águas profundas, um dos grandes desafios apresentados é garantir o escoamento de óleo do reservatório à unidade de produção. A garantia de escoamento *flow assurance* se torna um importante item no desenvolvimento de um projeto devido às baixas temperaturas no leito marinho, altas pressões e longas distâncias que o óleo deve percorrer. Estas características podem implicar numa série de problemas que devem ser evitados.

Su e Estefen (2005) desenvolveram um trabalho propondo o uso de aquecimento elétrico em dutos submarinos para o transporte de óleos pesados. Neste trabalho é apresentada uma análise termo-hidráulica simplificada de dutos *sandwich* para o transporte do óleo. A idéia consiste em combinar isolamento térmico e aquecimento ativo inserindo pequenos cabos de resistência elétrica entre as camadas dos dutos

PIP- pipe-in-pipe. A distribuição de temperatura do fluido produzida ao longo do duto é apresentada considerando um vazão de massa de 20 kg/s para 3 taxas de aquecimento diferentes. Solucionando a equação de transporte de energia para diferentes taxas de aquecimento foi encontrada a distribuição de temperatura do fluido produzido. E integrando-se o gradiente de pressão local em função da temperatura local do fluido produzido encontra-se a queda de pressão ao longo do duto. Depois da análise numérica foi concluído que dutos *sandwich* aquecidos eletricamente têm uma grande redução na queda de pressão e assim proporcionando uma maior energia disponível no sistema para o deslocamento do fluido para uma dada vazão de massa.

De forma geral a complexidade em manter uma garantia de escoamento adequada nessas condições para o óleos pesados são a formação de hidratos e deposição de ceras, assim como a queda de pressão ao longo do deslocamento do fluido. De acordo com as condições para o estado de equilíbrio do sistema a temperatura deve permanecer acima da temperatura de surgimento de cera (*WAT - Wax Appearance Temperature*) e fora da situação de equilíbrio para a formação de hidratos (Camargo *et al.*, 2004). Segundo Cardoso *et al.* (2003), nos primeiros sistemas de produção *offshore* em águas profundas os maiores problemas eram a formação de cera em dutos e risers de poços satélite, pois esses sistemas devido a suas características de pioneirismo tecnológico não eram propriamente projetados para lidar com esses problemas. Para combater este problema, uma vez que o fluxo fosse reduzido devido a presença de cera, era usado a técnica do (SGN - Sistema de Geração de Nitrogênio), que é um método de reação química exotérmica para dissolver a deposição de cera. E adicionalmente, quando necessário, eram feitas operações com *pig*. Bloqueios devido a hidratos não eram comuns até então, eles ocorriam geralmente em linhas de exportação de gás devido ao baixo desempenho das

plantas de desidratação. A injeção de etanol e a depressurização eram os principais métodos usados nestes casos.

Morkhatab *et al.* (2007) apresentaram um trabalho referente à produção de gás natural em águas profundas, os riscos, a segurança e a economia devido à formação de hidratos. A compreensão de como, quando e onde podem aparecer os hidratos, foram discutidas e analisadas para prevenir a formação de hidratos.

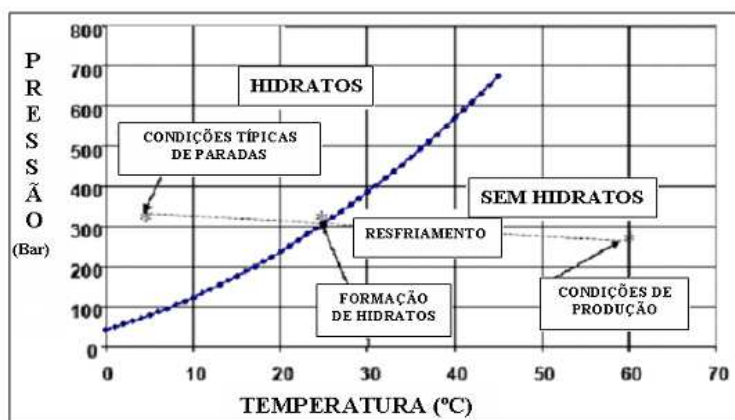


Figura 2.10: Diagrama de fase e condições de formação de hidratos.

(Fonte: Adaptado de Silva, 2008).

Outro problema operacional crítico enfrentado pela indústria do petróleo em águas profundas é a deposição de parafinas no interior dos dutos de produção e de transporte. A Parafina é uma substância que ocorre naturalmente na maioria dos óleos crus, podendo ser problemática, pois se depositada, tende a reter água, areia e petróleo, formando depósitos de consistência, dureza e densidades variáveis, que obstruem a seção do tubo. Se certa temperatura crítica for atingida, a parafina pode precipitar-se da solução e depositar-se ao longo das paredes internas do duto, como mostrado na Figura 2.11.



Figura 2.11: Bloqueio de linha por deposição de parafina.

(Fonte: Adaptado de Silva, 2008).

Fazendo referência à figura 2.10 em uma produção cujo petróleo flui do reservatório a tipicamente 60°C para as linhas de produção que o transportam para a plataforma e da plataforma para a costa em elevadas profundidades, onde a temperatura do oceano é da ordem de aproximadamente 4°C , existe uma troca de calor por convecção. A solubilidade da parafina no petróleo é uma função decrescente da temperatura. Enquanto o petróleo flui, ele perde calor para a água circundante.

Problemas com o aparecimento de ceras têm sido menores já que os dutos e risers têm operado acima do WAT, conforme observado por Camargo *et al.* (2004). Por outro lado, a formação de hidratos tem aumentado devido às grandes profundidades e às pressões de operação. O aumento de casos de hidratos acontece geralmente com o uso de gas *lift* (método de elevação por injeção de gás), devido às altas pressões usadas. Nesses casos são usados os sistemas de SGN, como mencionado anteriormente, ou simplesmente a despressurização da linha. Para estudar o comportamento do escoamento de óleos pesados é importante avaliar a viscosidade, pois a mesma é uma propriedade que tem um papel determinante no transporte de fluidos e no caso de óleos pesados a viscosidade é muito alta. A viscosidade dos óleos, de forma geral, varia com a temperatura exponencialmente. Sendo assim, é baixa a mobilidade do óleo no seu escoamento dentro da rocha reservatório. Este fato agrava

a eficiência de recuperação, a produtividade dos poços muda substancialmente o perfil de produção da mistura óleo-água ao longo da vida do campo, o transporte em dutos requer maior nível de pressão, impondo maior consumo de energia. Sendo assim um dos grandes problemas que se pode enfrentar lidando com óleos pesados é a garantia de escoamento, conhecida também como *flow assurance* (FRANÇA, 2006), que neste trabalho é caracterizado como o transporte do hidrocarboneto por meio de dutos e/ou risers. Portanto, a técnica *core annular flow* bem monitorada por si só já é um método que proporciona uma diminuição da perda de carga durante o escoamento de óleos pesados, entretanto, fatores que auxiliem ainda mais a diminuição da perda de carga como, por exemplo, a diminuição da viscosidade do óleo pesado pelo aumento da temperatura é bem aceitos.

2.6.2 Correlações de viscosidade para óleos

Os óleos pesados se comportam como fluidos não-Newtonianos principalmente a baixas temperaturas, por isso há certa dificuldade para que seja definida a viscosidade deste tipo de óleo. Por isso se faz necessário o uso de correlações para estimar a viscosidade de óleos pesados, o que pode fornecer um método muito útil para calcular valores preliminares para os cálculos das características do óleo (Wardhaugh *et al.*, 1988).

Vários métodos de correlação de viscosidade já foram propostos. Porém nenhum tem sido usado como um método padrão na indústria de petróleo, pois a composição do óleo cru é complexa e frequentemente indefinida. Portanto, muitos métodos de estimativa da viscosidade são dependentes de fatores como a graduação do óleo segundo o grau API em óleos leves, médios, pesados, ultrapesados e betumem, e da geografia, pois ficam também atrelados a região onde são produzidos (Andrade, 2009).

As correlações de viscosidades do óleo são desenvolvidas a partir de variáveis medidas no campo ajustando-se em equações empíricas. As variáveis de correlação incluem tradicionalmente a combinação de RGO (razão gás-óleo), pressão no ponto de bolha, grau API do óleo e temperatura. Uma pesquisa à literatura ajudou a identificar um bom número de correlações para a estimativa da viscosidade do fluido baseada nas propriedades medidas do mesmo. Segundo Petrosky e Farshard (1995), estas correlações podem ser divididas em três categorias: a viscosidade de *dead oil* (óleo com pouco ou nenhum gás dissolvido), a viscosidade de óleos saturados (ou no ponto de bolha) e viscosidade de óleos abaixo da saturação.

Segundo Khan *et al.* (1987), quando a pressão vai abaixando até a pressão atmosférica não haverá mais gás dissolvido no óleo, então ele é chamado de *dead oil*. As correlações de viscosidade para *dead oil* foram desenvolvidas baseadas numa relação na qual a viscosidade varia em função do grau API e da temperatura.

A Tabela 2.3 apresenta algumas correlações da viscosidade em função da temperatura de óleos de diferentes graus API.

Tabela 2.3: Diferentes correlações entre a viscosidade (cp) e a temperatura (°F) para óleo leve, pesados e ultrapesados e para água.

Correlação	Equação	°API
Beal	$\mu_{od} = \left(0,32 + \frac{1,8 \times 10^7}{\text{API}^{4.53}}\right) \times \left(\frac{360}{T+200}\right)^a \quad \therefore \quad a = \text{anti log} \left(0,43 + \frac{8,33}{\text{API}}\right)$	10 - 52,5
Beggs e Robinson	$\mu_{od} = 10^x - 1 \quad \therefore \quad x = 10^{(3,0324 - 0,02023 \times \text{API})} \times T^{-1,163}$	16 - 58
Egbogah-Jacks	$\mu_{od} = 10^{10 \left(-1,7095 + \left(\frac{398,45}{\text{API} + 131,15} \right) \right) + \left(-1,2943 + \left(\frac{360}{\text{API} + 131,5} \right) \right) \times \log(r-32) \times \frac{5}{9} - 1}$	>22,3
Egbogah-Jacks Modificada	$\mu_{od} = 10^{10^{1,90296 - 0,012619 \times \text{API} - 0,61748 \times \log(T)}} - 1$	<12
Egbogah-Jacks Modificada	$\mu_{od} = 10^{10^{2,06492 - 0,0179 \times \text{API} - 0,70226 \times \log(T)}} - 1$	10 - 20
Kartoatmodjo	$\mu_{od} = (16 \times 10^8 \times T^{-2,8177}) \times (\log \text{ API})^{[5,7526 \times (\log T) - 26,9718]}$	14,4-59
Kartoatmodjo modificada	$\mu_{od} = (220,15 \times 10^9) \times T^{-3,55660} \times (\log \text{ API})^{[12,5428 \times (\log T) - 45,7874]}$	22,3 - 31,1
Labedi	$\mu_{od} = \frac{10^{9,224}}{\text{API}^{4,7013} \times T^{0,6739}}$	32 - 48
Petrosky e Farshad	$\mu_{od} = 2,3511 \times 10^7 \times T^{-2,1055} \times (\log \text{ API})^{[4,59388 \times (\log T) - 22,82792]}$	25,4 - 46,1
Santana <i>et al.</i> (2004)	$\mu_{\text{água}} = \frac{997,2}{2,443299 \times 10^{-02} \times T - 6,153676}$	***

CAPÍTULO III

MODELAGEM DE ESCOAMENTO MULTIFÁSICO

Este capítulo descreve a fundamentação teórica da modelagem matemática de escoamentos multifásicos tridimensionais. O procedimento de modelagem consiste na descrição matemática do problema físico a ser analisado. No caso de escoamentos de fluidos, o modelo matemático é composto pelas equações de conservação (massa, energia e quantidade de movimento), condições iniciais e de contorno, e por uma equação constitutiva mecânica que estabeleça a relação entre o campo de tensões e o campo de velocidades no escoamento. Todavia, para a engenharia, este modelo corresponde a um conjunto de dados e idéias abstratas que permitem ao engenheiro ou pesquisador propôr uma explicação para o fenômeno que se está estudando.

3.1 Equações matemáticas de conservação

Para modelar o escoamento multifásico em três dimensões, Pode-se empregar as seguintes equações:

- **Equação da conservação da massa**

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (3.1)$$

- **Equação da quantidade de movimento**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)] = & -f_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot \{f_\alpha (\tau_\alpha + \tau_\alpha^{turb} + \tau_s)\} + \\ & + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_\alpha) + \vec{S}_{M\alpha} + \vec{M}_\alpha \end{aligned} \quad (3.2)$$

onde o sub-índice α é o indicador de fase no escoamento multifásico, f , ρ , μ e \vec{U} são, respectivamente, fração volumétrica, densidade, viscosidade dinâmica e o vetor velocidade, P é a pressão, $\vec{S}_{M\alpha}$ representa o termo das forças externas que atuam sobre o sistema por unidade de volume, $S_{MS\alpha}$ os termos de fonte de massa. No termo referente a transferência de momento induzida pela transferência de massa interfacial (terceiro termo do lado direito da igualdade) os sub-índices α e β correspondem às fases envolvidas, no escoamento multifásico. $\Gamma_{\alpha\beta}^+$ corresponde à taxa de fluxo mássico por unidade de volume da fase β para a fase α vice-versa, τ_α e τ_α^{turb} referem-se às tensões viscosas e às tensões turbulenta de Reynolds na fase α respectivamente. \vec{M}_α descreve a força interfacial total por unidade de volume da fase α devido à interação com a fase β . A força interfacial total agindo entre duas fases podem surgir de vários efeitos físicos independentes. Portanto, a força total por unidade de volume é igual ao somatório de todas as forças atuantes e pode ser expressa da seguinte forma:

$$\vec{M}_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} \vec{M}_{\alpha\beta} \quad (3.3)$$

onde $M_{\alpha\beta}$ é expresso da seguinte forma:

$$\vec{M}_{\alpha\beta} = \vec{M}_{\alpha\beta}^D + \vec{M}_{\alpha\beta}^L + \vec{M}_{\alpha\beta}^{Lub} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{VM} + \vec{M}_{\alpha\beta}^{TD} + \vec{M}_S \quad (3.4)$$

onde $\vec{M}_{\alpha\beta}^D$ representa a força de arraste (drag force), $\vec{M}_{\alpha\beta}^L$ representa a força lift (*lift force*), $\vec{M}_{\alpha\beta}^{Lub}$ representa a força de lubrificação da parede (*wall lubrication force*), $\vec{M}_{\alpha\beta}^{VM}$ é a força de massa virtual (*virtual mass force*), $\vec{M}_{\alpha\beta}^{TD}$ é a força de dispersão turbulenta (*turbulence dispersion force*) e \vec{M}_S representa a força de pressão do sólido (*solids pressure force*).

- Equação da conservação de energia

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_\alpha \rho_\alpha h_\alpha) + \nabla \cdot [f_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha h_\alpha - \lambda_\alpha T_\alpha)] = \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\alpha\beta}^- h_\alpha) + Q_\alpha + S_\alpha \quad (3.5)$$

onde h_α , λ_α e T_α representam a entalpia estática, condutividade térmica e temperatura da fase α , respectivamente; S_α é a fonte de calor externa; Q_α representa a transferência de calor para a fase α , através das interfaces com outras fases, e o termo $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_\beta - \Gamma_{\alpha\beta}^- h_\alpha)$ representa a transferência de calor induzida pela transferência de massa. A transferência de calor na interface ocorre devido ao não equilíbrio térmico, através da interface das fases. O calor total por unidade de volume transferido para a fase α , devido à interação com outras fases e denotado Q_α é dado por:

$$Q_\alpha = \sum_{\alpha \neq \beta} Q_{\alpha\beta} \quad (3.6)$$

onde

$$Q_{\alpha\beta} = Q_{\beta\alpha} \Rightarrow \sum_{\alpha} Q_\alpha = 0 \quad (3.7)$$

Desse modo, a taxa de transferência de calor $Q_{\alpha\beta}$ por unidade de tempo, através da densidade de área interfacial de fase, por unidade de volume ($A_{\alpha\beta}$) da fase α para a fase β é dada por:

$$Q_{\alpha\beta} = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} (T_\beta - T_\alpha) \quad (3.8)$$

A Equação (3.8) pode ser escrita de forma análoga a equação de transferência de momento, como segue:

$$Q_{\alpha\beta} = c_{\alpha\beta}^{(h)} (T_{\beta} - T_{\alpha}) \quad (3.9)$$

O coeficiente de transferência de calor por unidade de volume, $c_{\alpha\beta}^{(h)}$, na equação (3.9) pode ser obtido da seguinte forma:

$$c_{\alpha\beta}^{(h)} = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} \quad (3.10)$$

O Número de Nusselt é uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção ($h_{\alpha\beta}$), baseada na análise dimensional, na qual é utilizada para determinar parâmetros através de relações de similaridade. O número de Nusselt também é função de outros números adimensionais como; o número de Reynolds, e o número de Prandtl. Sendo assim, número de Nusselt foi calculado através da correlação de Ranz-Marshall como segue:

$$Nu = 2 + 0.6Re^{0.5} Pr^{0.3} \quad (3.11)$$

Onde Nu e Pr são dados pelas Equações (3.12) e (3.13) respectivamente:

$$Re = \frac{\rho_{\alpha} U_{\alpha} D}{\mu_{\alpha}} \quad (3.12)$$

$$Pr = \frac{\mu_{\alpha} C_{p\alpha}}{\lambda_{\alpha}} \quad (3.13)$$

Onde ρ_{α} , U_{α} , D , $C_{p\alpha}$, e λ_{α} são respectivamente, a densidade, velocidade, capacidade calorífica e a condutividade térmica da fase contínua. Portanto, com conhecimento do número de Nusselt é possível determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção ($h_{\alpha\beta}$) com a equação (3.14):

$$h = \frac{\lambda Nu}{d_\alpha} \quad (3.14)$$

Na literatura existem abordagens distintas para a modelagem de escoamento multifásicos:

- a) Euleriana-Euleriana
- b) Euleriana-Lagrangiana

3.2 Abordagem Euleriana-Euleriana

Os fenômenos de transferência interfacial como: transferências de momento, massa e calor, dependem totalmente da área de superfície de contato entre as fases. Esta área é definida como a área interfacial por unidade de volume entre uma fase α , e uma fase β , conhecida como densidade de área interfacial, $A_{\alpha\beta}$. Para a modelagem da transferência interfacial alguns modelos estão disponíveis no ANSYS CFX[®] *Release* 12.0, o modelo de partícula, de mistura e de superfície livre. O pacote computacional ANSYS CFX *Release* 12.0 disponibiliza três diferentes sub-modelos, que diferem na forma como o modelo de densidade de área interfacial e as condições de transferência área interfacial são aplicadas (por exemplo, contínuo, disperso, etc.). A transferência interfacial de momento, calor e massa dependem diretamente da área superficial por unidade de volume entre a fase α e a fase β (ANSYS, 2009). Os três modelos disponíveis são: modelo de partícula, modelo de mistura e o modelo de superfície livre.

Esta técnica de modelagem, também conhecida como de modelo de dois fluidos ou multi-fluido, é especialmente útil e computacionalmente rentável quando a fração volumétrica das fases é comparável ou quando as forças de corpo como, por exemplo, a gravidade, age para separar as fases, ou quando a interação entre as fases desempenha um papel significativo na determinação do sistema hidrodinâmico. A abordagem Euleriana-Euleriana tem sido aplicada para escoamento líquido-líquido

(água e óleo), ou de gás e líquidos, por exemplo, e também nos escoamentos de líquido-sólido (areia e óleo e/ou gás e sólidos). Quando esta abordagem é usada para escoamento fluido-sólido, a analogia com a teoria cinética para gases densos têm sido feita para desenvolver as relações constitutivas para a pressão e a viscosidade da fase sólida (Massah e Oshinowo, 2000). Na abordagem Euleriana o campo de escoamento pode ser obtido considerando os fluidos envolvidos como fases contínuas e fases particuladas como, por exemplo, o modelo de partícula.

Na modelagem homogênea, a força de arraste pode ser considerada de duas formas. A força de arraste pode ser total, onde neste caso as duas fases compartilham o mesmo campo de velocidade. No caso da força de arraste não ser total cada fase possui um campo de velocidade distinto, assim, o campo de velocidade é obtido através da solução das equações da continuidade e quantidade de movimento para cada fase (Santos, 2005).

No modelo não-homogêneo, cada fluido possui seu próprio campo de velocidade e os fluidos interagem através dos termos de transferência interfacial. Há um campo de solução para cada fase separada e as quantidades transportadas interagem através de termos de transferência interfacial. Por exemplo, velocidade e temperaturas distintas, mas haverá uma tendência para que estes entrem em equilíbrio por meio do arraste interfacial e as condições de transferência de calor.

3.2.1 Modelo de Partícula

O modelo de transferência interfacial de partículas é assumido quando uma fase é contínua e outra dispersa ou polidispersa. Este modelo é apropriado para a modelagem de problemas de escoamento multifásicos com dispersão simples como, por exemplo, a dispersão de bolhas de gás em líquido, gotas de líquidos em gás ou em um líquido imiscível, partículas de sólido em gás ou em líquido (ANSYS, 2009). A área superficial por unidade de volume é calculada assumindo que as fases estão

presentes como partículas que podem assumir diversas formas como, por exemplo, esféricas definida por:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_{\beta}}{d_{\beta}} \quad (3.15)$$

onde f_{β} é a fração volumétrica, d_{β} é o diâmetro médio da partícula. Este modelo simples pode ser modificado com o objetivo de se efetuar cálculos mais robustos. Portanto, f_{β} é reduzido a uma fração volumétrica mínima para garantir que a densidade de área não tenda à exatamente zero e para valores grandes f_{β} , ou seja, quando a hipótese da fase β ser considerada dispersa seja inválida, a densidade de área interfacial é reduzido de forma que ele tenda a zero e f_{β} tende à 1. Com estas mudanças, a densidade de área interfacial para o modelo de partículas definidas pela Equação (3.15) é modelada da seguinte forma:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_{\beta}^*}{d_{\beta}} \quad (3.16)$$

onde

$$f_{\beta}^* = \begin{cases} \text{máximo}(f_{\beta}, f_{\text{mín}}) \text{ se } (f_{\beta} < f_{\text{máx}}) \\ \text{máximo}\left(\frac{1-f_{\beta}}{1-f_{\text{máx}}}, f_{\text{máx}}, f_{\text{mín}}\right) \text{ se } (f_{\beta} > f_{\text{máx}}) \end{cases} \quad (3.17)$$

$f_{\text{máx}}$ e $f_{\text{mín}}$ são respectivamente 0,8 e 10^{-7} (ANSYS, 2009). Os coeficientes de transferência interfacial adimensionais podem ser correlacionadas em termos da partícula, $Re_{\alpha\beta}$, (número Reynolds) e em termos de fluido, $Pr_{\alpha\beta}$, (número Prandtl). Estes podem ser definidos usando o diâmetro médio da partícula e as propriedades da fase como segue:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho\alpha|\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}|}{\mu_{\alpha}} \quad (3.18)$$

$$\text{Pr}_{\alpha\beta} = \frac{\mu_{\alpha} C_{P\alpha}}{\lambda_{\alpha}} \quad (3.19)$$

onde, μ_{α} e $C_{P\alpha}$ λ_{α} e \bar{U} são viscosidade, a capacidade calorífica específica, condutividade térmica da fase α e a velocidade, respectivamente.

3.2.2 Modelo de Mistura

O modelo de mistura é um modelo muito simples no qual trata ambas as fases, simetricamente (ANSYS, 2009). A área superficial por unidade de volume é calculada da seguinte forma:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_{\alpha} f_{\beta}}{d_{\alpha\beta}} \quad (3.20)$$

onde, $d_{\alpha\beta}$ é a escala de comprimento de área, a qual se deve especificar.

Por exemplo, o escoamento água-óleo com gotas de água dispersa em óleo contínuo, ou vice versa, nos limites onde $f_{\alpha} \rightarrow 0$ ou $f_{\beta} \rightarrow 0$ respectivamente. Então, um modelo simples para a densidade de área interfacial com o comportamento dentro destes limites é determinado por:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_{\alpha}f_{\beta}}{f_{\alpha}d_{\beta} + f_{\beta}d_{\alpha}} \Rightarrow d_{\alpha\beta} = \frac{f_{\alpha}d_{\beta} + f_{\beta}d_{\alpha}}{6} \quad (3.21)$$

O coeficiente de transferência interfacial pode ser correlacionado em termos do número de Reynolds e o número de Prandtl da mistura definidos como:

$$\text{Re}_{\alpha\beta} = \frac{\rho_{\alpha\beta} |\bar{U}_{\beta} - \bar{U}_{\alpha}| d_{\alpha\beta}}{\mu_{\alpha\beta}} \quad (3.22)$$

$$\text{Pr}_{\alpha\beta} = \frac{\mu C_{P\alpha\beta}}{\lambda_{\alpha\beta}} \quad (3.23)$$

onde, $\mu_{\alpha\beta}$, $\rho_{\alpha\beta}$ e $C_{p\alpha\beta}$ $\lambda_{\alpha\beta}$ são viscosidade, a capacidade calorífica específica, condutividade térmica da mistura respectivamente. A viscosidade e a densidade da mistura são calculadas da seguinte maneira:

$$\begin{aligned}\rho_{\alpha\beta} &= f_{\alpha}\rho_{\alpha} + f_{\beta}\rho_{\beta} \\ \mu_{\alpha\beta} &= f_{\alpha}\mu_{\alpha} + f_{\beta}\mu_{\beta}\end{aligned}\tag{3.24}$$

O modelo de mistura pode ser obtido a partir do modelo Euleriano quando as equações de conservação de quantidade de movimento e de energia para as fases são somadas obtendo-se uma equação de conservação das mesmas grandezas para a mistura como um todo. Este modelo resolve a equação de quantidade de movimento aplicada à mistura e prescreve a velocidades relativas das fases dispersas. O modelo é aplicável em partículas com baixo carregamento, escoamento com bolhas, sedimentação e separação em ciclones (Santos, 2005). O modelo de mistura é aplicado a sistemas com duas ou mais fases, sendo ambas as fases tratadas como contínuas.

3.2.3 Modelo de Superfície Livre

Segundo Rezende (2008), o modelo de superfície livre é uma extensão do modelo homogêneo do ANSYS CFX[®]. Todavia, atua na tentativa de resolver a interface entre os dois fluidos. Entretanto, como as fases estão em contato uma com as outras, existe trocas de informações entre uma fase e outra, ou seja, por esta superfície material e representa a interação entre diversas fases presentes. Este tem sido o ponto crucial dos modelos de transferência interfacial. A seguinte equação é usada para o calculo de densidade de área interfacial:

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla f_{\alpha}|\tag{3.25}$$

Quando mais de duas fases presentes, o cálculo da densidade de área interfacial é feito da seguinte forma generalizada.

$$A_{\alpha\beta} = \frac{2|\nabla f_\alpha||\nabla f_\beta|}{|\nabla f_\alpha| + |\nabla f_\beta|} \quad (3.26)$$

A posição da interface é obtida por meio de uma iso-superfície da fração volumétrica que é deixada a cargo do programa de pós-processamento. A grosso modo, a implementação do modelo homogêneo do ANSYS CFX[®] é uma classe de (VOF) embora o seu manual não seja claro quanto a isto. Contudo, a interface é consequência de uma boa resolução da malha e solução do sistema de equações. Além disso, o manual do ANSYS CFX[®] não é explícito quanto ao método de compreensão da interface. Todavia, para uma boa resolução da interface, o refino de malha é suficiente (Rezende, 2008).

3.1.4 Modelo *Volume of Fluid* (VOF)

A modelagem precisa dos escoamentos interfaciais requer algoritmos de alta fidelidade com o objetivo de prever adequadamente a dinâmica e a cinemática da interface no escoamento entre dois ou mais fluidos. Segundo a literatura, o modelo *volume of fluid* (VOF) tem sido o modelo mais difundido quando se deseja obter informações mais precisas na interface entre dois ou mais fluidos. Muitos esforços têm sido devotados no estudo de como se dá a interação e a troca de quantidade de movimento entre as fases distintas através da interface. O método VOF, por outro lado, fornece uma maneira simples de tratar as mudanças topológicas da interface entre dois fluidos imiscíveis, bem como a facilidade de generalização para o caso tridimensional.

A formulação VOF baseia-se no fato de que as duas ou mais fases são impenetráveis. Para cada fase adicional acrescentada ao modelo, a fração volumétrica é calculada no volume. Os campos para todas as variáveis e propriedades são compartilhados pelas fases e representam valores médios calculados no volume, contanto que a fração volumétrica de cada uma das fases seja conhecida localmente.

Assim, as variáveis e propriedades em um determinado volume representam uma das fases ou uma mistura de fases, dependendo dos valores da fração do volume (FLUENT 6.2 *User's Guide*, 2005). Em outras palavras, se a q-ésima fração volumétrica do fluido é denotada como, f_q então as três seguintes condições são possíveis:

$f_q = 0$: O volume está vazio (do q-ésima fluido);

$f_q = 1$: O volume está cheio (do q-ésima fluido);

$0 < f_q < 1$: O volume contém a interface entre o q-ésima fluido e um ou mais fluidos;

No CFX[®] não existe uma seção especial para o VOF, mas para usar o VOF no CFX deve-se escolher o modelo multifásico homogêneo de superfície livre. Essa escolha faz com que o escoamento seja tratado de forma homogênea. Ao contrário, o modelo heterogêneo requer todas as informações das condições de interface entre fases, e muitas vezes essas informações são muito complexas tornando-se uma tarefa um tanto quanto hercúlea de se realizar.

No ANSYS CFX[®] Release 12 em uma análise VOF, a tensão superficial é modelada por meio de uma força contínua de superfície. Há dois componentes nessa força de superfície: O primeiro é normal à interface devido à curvatura local, e o segundo é tangencial à interface, devido a variações locais do coeficiente de tensão superficial. Nesta abordagem, a força de superfície localizada na interface fluido é substituída por uma força de volume contínuo de elementos de fluido em qualquer lugar dentro de uma região de transição fina perto da interface. O método de força contínua de superfície remove as restrições topológicas sem perder precisão; esse método é baseado no modelo de Brackbill *et al.*(1992) e tem sido, amplamente utilizado com sucesso em uma variedade de estudos. Portanto, a tensão superficial para o modelo de superfície livre é calculada por:

$$\vec{F}_s = \gamma k \vec{n} \delta \quad (3.27)$$

onde:

- \vec{F}_s é a força de tensão superficial;
- γ é o coeficiente de tensão interfacial;
- k curvatura da interface;
- δ função Delta de Dirac;
- \vec{n} é o vetor unitário normal à interface.

Uma vez que o vetor normal é definido como o gradiente de fração volumétrica, ele é determinado empregando-se uma aproximação por diferenças finitas. Já o Delta de Dirac é aproximado por $|\nabla f|$, restringindo os efeitos desta força aos volumes da interface (Glitz *et al.*, 2011). No método VOF, a equação da conservação da massa é resolvida para a determinação do campo de fração volumétrica, essa etapa da simulação envolve a determinação dos fluxos advectivo das frações volumétricas através das fronteiras do volume de controle, a técnica *Piecewise-Linear Interface Calculation* (PLIC) é empregada com o objetivo de aproximar a interface por segmentos orientados de uma reta. A associação entre o método *Volume of Fluid* (VOF) e a técnica de reconstrução da interface *Piecewise-Linear Interface Calculation* (PLIC), fornece uma interface bem definida (Maliska *et al.*, 2007).

O modelo de transferência interfacial VOF é um algoritmo popular que tem provado ser uma ferramenta útil e robusta desde o seu desenvolvimento ao longo de duas décadas atrás. As características essenciais do método de controle interfacial VOF são as seguintes: Primeiro, a geometria da interface inicial do fluido é conhecida e é usada para calcular as frações volumétricas do fluido em cada célula computacional. Esta tarefa corresponde a computação do volume truncado pela interface do fluido em cada célula que contém uma interface. Informações da

interface exata são então descartadas em favor dos dados da fração volumétrica discretizados. Interfaces são posteriormente "rastreadas" pela evolução do volume de fluido no tempo com a solução de uma equação de convecção padrão. Frações volumétricas resultado da normalização do volume de fluido em relação a célula de volume de controle. Em um tempo qualquer na solução, uma interface de localização exata não é conhecida, isto é, uma dada distribuição dos dados da fração volumétrica não garante uma topologia de uma interface única. Uma vez que a geometria da interface é inferida (com base na suposição do particular algoritmo), sua localização é reconstruída a partir de dados locais da fração volumétrica. Interfaces locais são, então, utilizadas para calcular o fluxo volumétrico necessário para o volume no termo convectivo na evolução da equação. Implementações típicas destes algoritmos são unidimensionais, com multi-dimensionalidade obtida através da divisão do operador. Em suma, a geometria da interface assumida, a reconstrução da interface e o cálculo de fluxo de volume normalmente compreendem as características únicas do modelo VOF dado (Kothe e Rider, 1995).

Li *et al.* (2000) realizaram um estudo da simulação numérica da ruptura de uma gota viscosa no escoamento de cisalhamento simples empregando o método VOF. A fim de conseguir representar e acompanhar a interface, os autores analisaram três questionamentos: (1) Como representar a interface em uma malha finita? (2) Como será a evolução da interface com o passar do tempo? E (3) Como se deve aplicar as condições de contorno na interface? O modelo utilizado pelos autores encontra-se bem detalhado em seu trabalho. Portanto, de acordo com os autores, o modelo representou bem a interface durante a ruptura da gota viscosa, os autores também afirmam que a vantagem do método VOF reside na sua capacidade para reproduzir escoamentos com mudanças na topologia, conseqüentemente, os resultados numéricos estiveram de acordo com os resultados experimentais.

A aplicação do modelo VOF é encontrada em diversas áreas industriais, com por exemplo, aerodinâmicas, fluidodinâmica, metalúrgica, escoamentos viscoelásticos, projetos de injeção em câmaras de combustão, entre outros. Este último foi estudado por Fuster *et al.*, (2008) eles usaram o modelo VOF durante a simulação da atomização primária com refinamento de malha adaptativa octaédrica de uma câmara de combustão, os autores verificaram uma influência do modelo com o tamanho da malha, todavia, obtiveram bons resultados. A Figura 3.1 mostra o padrão de escoamento durante a simulação tridimensional.

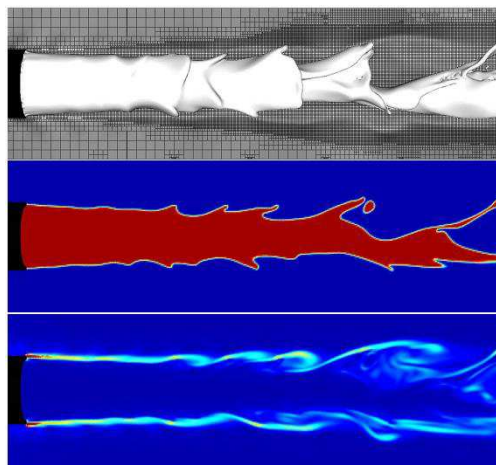


Figura 3.1: Simulação tridimensional. Representação da interface, fração líquida e perfis de vorticidade em um plano mediano. (Fonte: Fuster *et al.*, 2008).

Tang *at al.* (2004) afirmam que o modelo VOF requer que o fluxo convectivo e difusivo através do volume de controle sejam calculados e balanceados com termos fonte dentro da própria célula. A interface será aproximadamente reconstruída em cada célula por uma formulação adequada de interpolação. Os autores também comentam que método VOF tem forte dependência com tamanho da malha e também tem influência do cálculo da interface normal.

Maliska *et al.* (2008) utilizaram o modelo VOF durante a simulação numérica do escoamento multifásico de uma bolha de gás imersa em um líquido em repouso por

meio do pacote computacional ANSYS CFX *release 11*[®]. Os resultados numéricos obtidos pelos autores foram bastante coerentes com os resultados experimentais. Os autores concluíram que, em geral, o método VOF pode ser usado para simular problemas físicos realísticos, asseguram bons resultados e pode ser usado como uma ferramenta para calcular as forças interfaciais em escoamento multifásico. A precisão dos cálculos dependerá da malha e do refinamento temporal, bem como sobre a ordem dos esquemas numéricos. Os resultados numéricos apresentados foram obtidos com um refinamento espacial e temporal que resolve grande parte das escalas de escoamento.

3.3 Abordagem Euleriana-Lagrangiana

Na abordagem Euleriana-Lagrangeana a fase líquida é tratada como contínua dada através da solução das equações de Navier-Stokes nas médias temporais. Já a fase dispersa é resolvida através do acompanhamento da trajetória de um grande número de partículas, bolhas ou gotas através do campo de escoamento contínuo. As partículas são tratadas pela mecânica clássica do corpo sólido, entretanto a fase dispersa pode trocar massa, quantidade de movimento e energia com a fase líquida ou contínua. Esta abordagem é indicada para sistemas em que a fase secundária (dispersa) ocupa uma pequena fração volumétrica do sistema. A trajetória das partículas ou gotas é calculada individualmente em intervalos determinados durante o cálculo da fase líquida. Assim, a partícula não influencia o escoamento do fluido e este determina a trajetória da partícula. Isso torna o modelo inadequado para a modelagem de misturas líquido-líquido ou qualquer outra aplicação onde a fração volumétrica da fase secundária é significativa. Dentre as dificuldades encontradas nesta abordagem, pode-se ressaltar a necessidade de utilizar correlações para descrever as interações partícula-partícula, partícula-gás e partícula parede e a dificuldade em prever as variáveis de campo para a fase particulada, dificultando a

visualização científica dos fenômenos que influenciam nas trajetórias das partículas (Decker *et al.*, 2004).

3.4 Forças Interfaciais

Entende-se por equações constitutivas ou equações de fechamento, as correlações que expressam as tensões viscosas e turbulentas e os termos de transferência de interface em função de variáveis de cálculo e propriedades dos fluidos, por exemplo, velocidade, pressão e fração volumétrica. Estas equações são objeto de numerosas pesquisas relativas à modelagem de escoamentos multifásicos. De forma geral, na maioria das aplicações, dois tipos de padrões de escoamentos podem ser encontrados, escoamentos dispersos onde uma fase é contínua e a outra dispersa e de fases separadas, onde ambas as fases são contínuas. O primeiro caso engloba escoamentos em padrão de bolhas, gotas ou partículas sólidas, enquanto no segundo caso podem ser considerados aqueles padrões onde nenhuma das fases está de forma dispersa, como estratificado anular, ou pistonado. Entretanto, a aplicação mais comum encontrada é em escoamentos com superfície livre. Escoamentos em padrão anular, ou estratificado podem também ser modelados desta maneira (Paladino, 2005).

Para esta morfologia de escoamento, as forças interfaciais são comumente divididas em dois tipos; a força de arrasto e outras forças (*Drag Force e Non-drag Forces*).

3.4.1 Força de arrasto

Em escoamentos dispersos internos, como em tubulações, a força de arrasto desempenha um papel fundamental, e é responsável pela maior parte da transferência de quantidade de movimento interfacial (Paladino, 2005). Devido à importância desta força em escoamentos multifásicos, esta tem recebido grande atenção dos

pesquisadores da área, existindo vários modelos para o seu cálculo. A forma padrão de expressar a força de arrasto é através de um coeficiente de arrasto. Na literatura existem várias correlações para este coeficiente, que podem ser utilizadas dependendo dos regimes de escoamento, formas das bolhas, etc. Em escoamentos multifásicos, esta tem recebido grande atenção dos pesquisadores da área, existindo vários modelos para o seu cálculo. O coeficiente de arrasto adimensional é expresso da seguinte forma:

$$D_{\alpha\beta} = C_D \rho_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} |\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha| (\vec{U}_\beta - \vec{U}_\alpha) \quad (3.28)$$

onde $\rho_{\alpha\beta}$ é a densidade da mistura, $(\vec{U}_\alpha - \vec{U}_\beta)$ é a velocidade relativa, $D_{\alpha\beta}$ é a magnitude da força de arraste total exercida pela fase β sobre a fase α por unidade de volume $A_{\alpha\beta}$ densidade de área interfacial por unidade de volume. A fase contínua é representada por α e a fase dispersa é representada por β . Para este trabalho foi usado um coeficiente de arraste de 0,44. O ANSYS CFX[®] disponibiliza outros modelos de força de arraste interfacial como *Schiller-Naumann*, *Ishii-Zuber*, *Grace*, *Wen Yu* e *Gidaspow*, diante do escopo deste trabalho estes modelos não serão comentados, pois para o modelo de transferência interfacial de mistura no ANSYS CFX[®] estes modelos são desabilitados.

Ao lado da força de arrasto *Drag Force* tem-se as chamadas forças da não-arrasto *Non-Drag Force* como, por exemplo, força de sustentação *Lift Force*, força de lubrificação de parede, força de massa virtual e força de dispersão turbulenta.

Paladino (2005) fez uma descrição detalhada a respeito destas forças no escoamento de bolhas em medidores de pressão diferencial usando o CFX[®] Release 4.0.

3.5 Modelo de turbulência k - ε

O modelo de turbulência k - ε é um modelo de viscosidade turbulenta no qual se assume que os tensores de Reynolds são proporcionais aos gradientes de velocidade média, com a constante de proporcionalidade sendo caracterizada pela viscosidade turbulenta, (idealização conhecida como hipótese de Boussinesq). Modelos deste tipo são baseados numa viscosidade turbulenta (ANSYS, 2009).

A característica destes tipos de modelos é que duas equações de transporte modeladas, separadamente, são resolvidas para o comprimento turbulento e a escala de tempo ou para quaisquer duas combinações linearmente independentes delas. As equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação turbulenta, ε são:

$$\frac{\partial(\rho_\alpha f_\alpha k_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \left[\rho_\alpha \bar{U}_\alpha k_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_k} \right) \nabla k_\alpha \right] \right\} = f_\alpha (G_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial(\rho_\alpha f_\alpha \varepsilon_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ f_\alpha \rho_\alpha \bar{U}_\alpha \varepsilon_\alpha - \left(\mu + \frac{\mu_{t\alpha}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon_\alpha \right\} = f_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_1 G_\alpha - C_2 \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \quad (3.30)$$

onde G_α é a geração de energia cinética turbulenta no interior da fase α , f_α volumétrica da fase α , C_1 e C_2 são constantes empíricas. Ainda nesta equação, ε_α corresponde a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta da fase α e k_α a energia cinética turbulenta para a fase respectivamente, definidas por:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{c_\mu q_\alpha^3}{l_\alpha} \quad (3.31)$$

$$k_\alpha = \frac{q_\alpha^2}{2} \quad (3.32)$$

onde l_α é o comprimento de escala espacial, q_α é a escala de velocidade, c_μ é uma constante empírica calculada por:

$$c_\mu = 4c_\alpha^2 \quad (3.33)$$

onde c_α também é uma constante empírica, μ é a viscosidade dinâmica da fase α , $\mu_{t\alpha}$ corresponde a viscosidade turbulenta, definida por:

$$\mu_{t\alpha} = c_\mu \rho_\alpha \frac{k_\alpha^2}{\varepsilon_\alpha} \quad (3.34)$$

onde as constantes utilizadas nas equações anteriores são: $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$; $C_\mu = 0,09$; $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA

4.1 Descrição do problema

Os domínios de estudo avaliados correspondem a quatro tubulações com 15 cm de diâmetro e 6 m de comprimento com um rugosidade interna igual 0,045 mm para geometrias distintas: a primeira uma tubulação horizontal; a segunda, uma tubulação curvada com um raio de curvatura de 20 cm; a terceira, uma tubulação provida de uma conexão em “T” de cantos vivos; a quarta, uma tubulação provida de uma conexão em “T” de cantos suavizados. As seções referentes a entrada de água e a entrada de óleo possuem características semelhantes para todas as geometrias utilizadas neste trabalho. O diâmetro de entrada de água é a igual 15 cm e o diâmetro referente a entrada de óleo é igual a 14 cm. Portanto, com uma espessura de 5 cm para a região anular.

4.2 Malha Numérica

Nas Figuras 4.1 a 4.13 estão representadas as geometrias referente ao domínio de estudo, bem como as malhas estruturadas usadas para o estudo do escoamento bifásico água-óleo pesado e ultraviscoso. As malhas foram criadas no módulo ANSYS ICEM CFD® *Release* 12.0. Os domínios de estudo foram criados por meio da definição de pontos, curvas, superfícies e sólidos descrevendo o seu tamanho e o seu formato. Nas Figuras 4.4, 4.8, 4.13, 4.18, 4.19 que ilustram os detalhes das malhas utilizadas nas simulações, é possível observar os principais detalhes da malha nas proximidades da parede dos diferentes dutos e nas regiões de interface, onde os gradientes de velocidade são de maior relevância; um maior refinamento nesta região foi feito em comparação com a região central da malha. Isto foi feito, na busca de obter resultados mais próximos da realidade onde se têm uma interface bem definida, com isto, o número de volumes de controle se aproximou de 1.000.000. Todavia, a interface é a região do espaço onde as diferentes fases trocam informações, por exemplo, transferência de calor, massa e quantidade de movimento.

4.3 Domínio de estudo

4.3.1 Duto horizontal



Figura 4.1: Duto reto com 6 m de comprimento e 15 cm de diâmetro.



Figura 4.2: Ampliação e detalhe da região de entrada de água e óleo pesado e saída do duto horizontal.

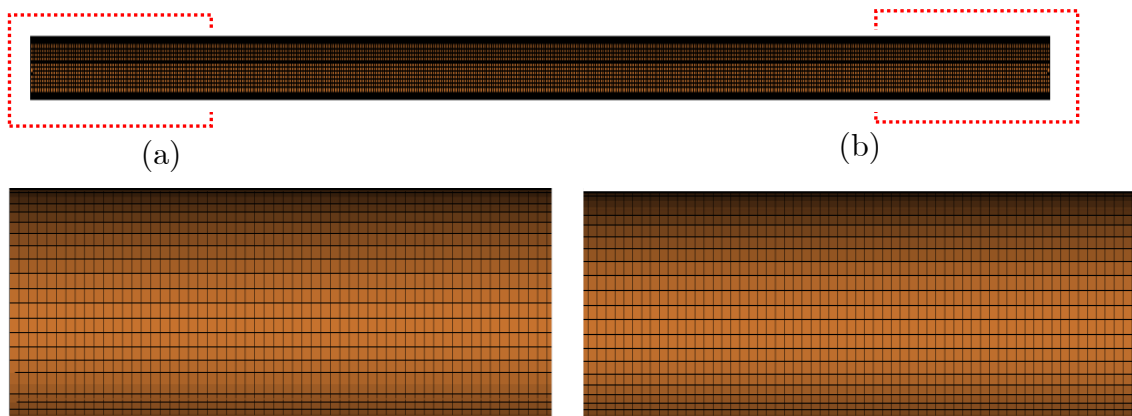


Figura 4.3: Ampliação e detalhe da malha na seção de inicial (a) e final (b) do duto horizontal.

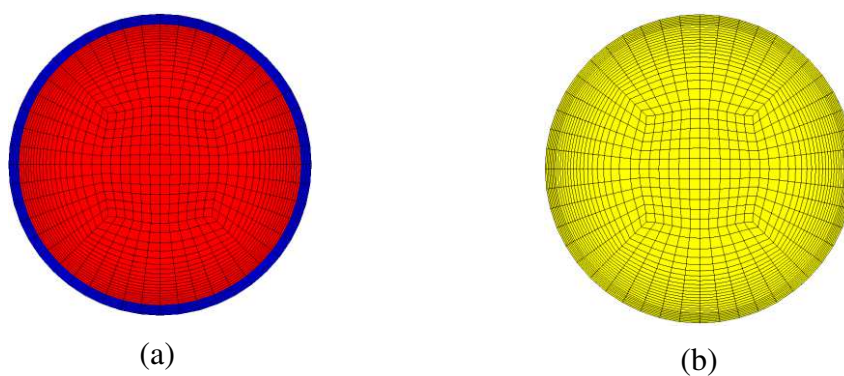


Figura 4.4: Representação da malha na região de entrada de água e óleo pesado (a) e na região de saída (b) do duto horizontal.

4.3.2 Duto curvado

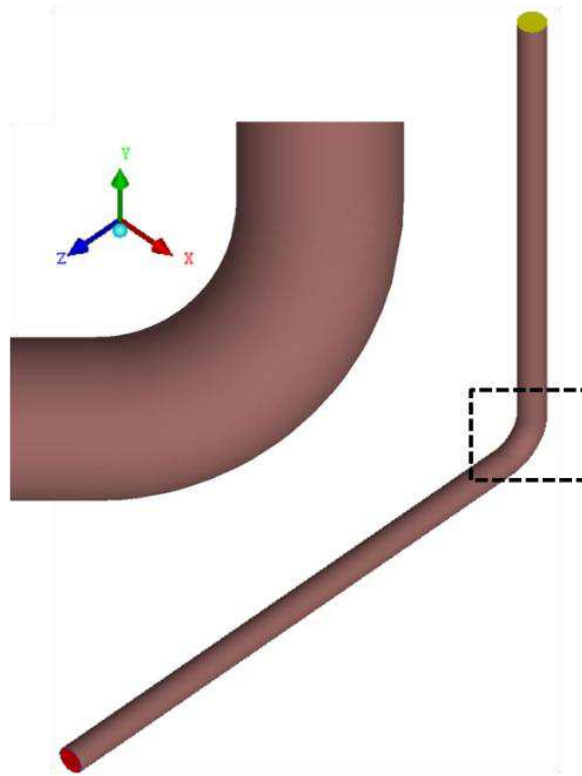


Figura 4.5: Duto curvado com 6 m de comprimento e 15 cm de diâmetro com 20 cm de raio de curvatura.

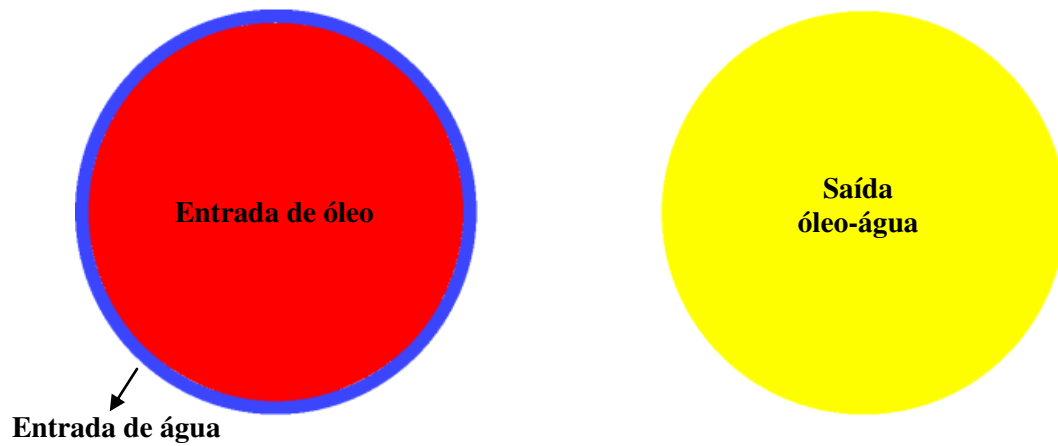


Figura 4.6: Ampliação e detalhe da região de entrada de água e da região de entrada de óleo pesado e saída do duto curvado.

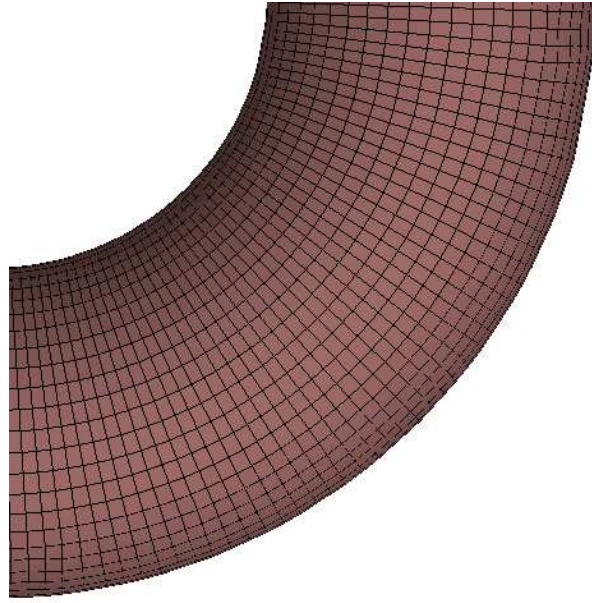


Figura 4.7: Representação da malha na região de curvatura do duto curvado.

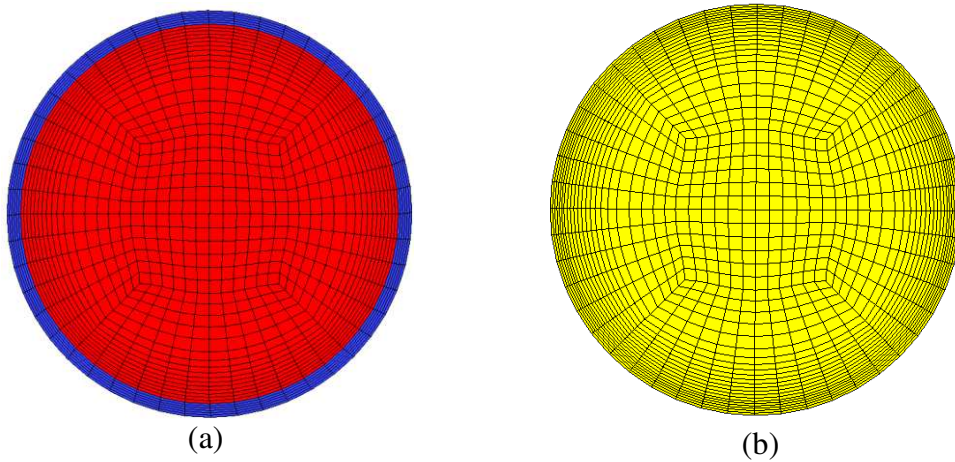


Figura 4.8: Representação da malha na região de entrada de água e óleo pesado (a) e na região de saída (b) do duto curvado.

4.3.3 Tubulação com conexão T de cantos vivos

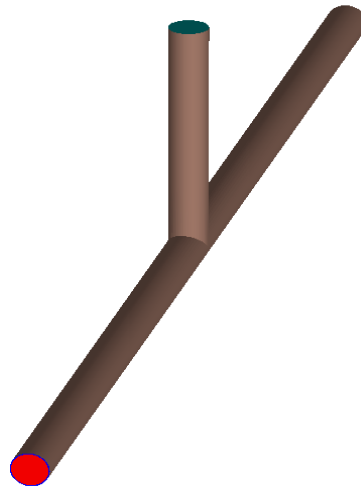


Figura 4.9: Duto com uma conexão T com 5 m de comprimento horizontal, 1 m de comprimento vertical e 15 cm de diâmetro.

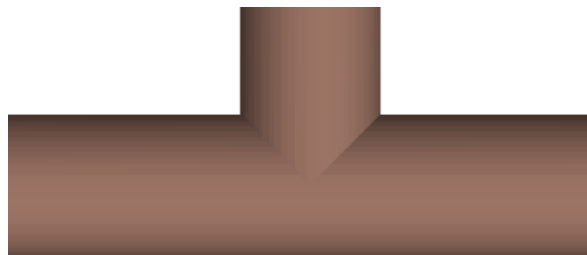


Figura 4.10: Ampliação da conexão T do duto.

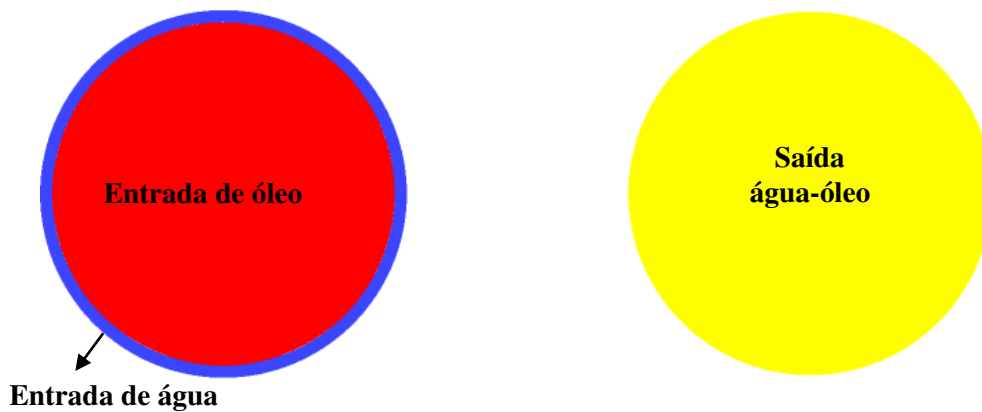


Figura 4.11: Ampliação e detalhe da região de entrada de água, da região de entrada de óleo pesado e das saídas da conexão T de cantos vivos.

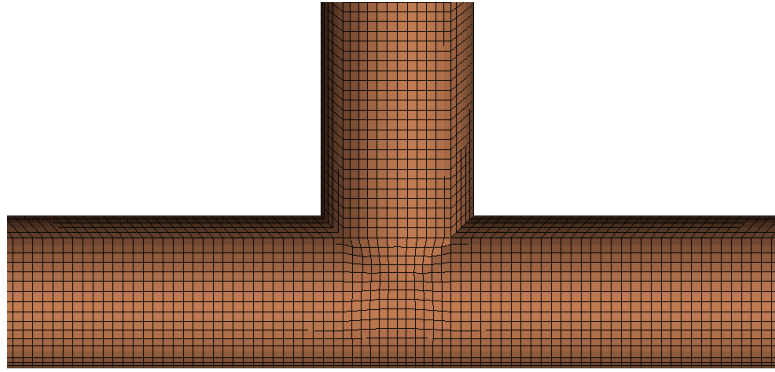


Figura 4.12: Representação da malha na conexão T de cantos vivos.

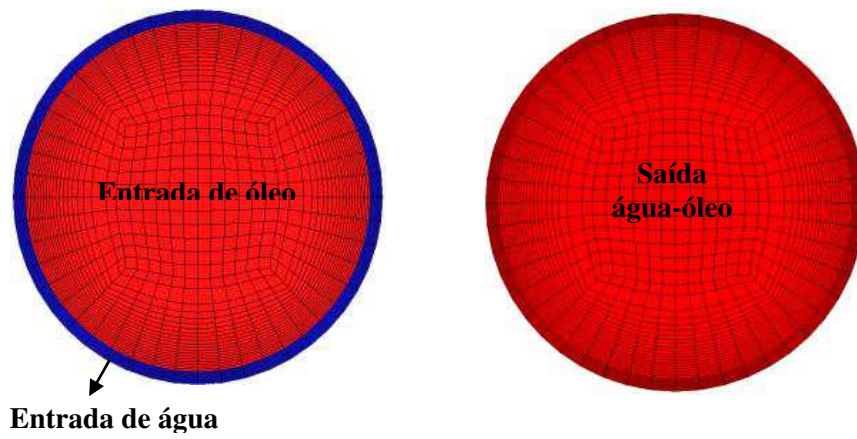


Figura 4.13: Ampliação e detalhe da malha nas regiões de entrada de água e óleo pesado, saída horizontal e saída vertical da conexão T de cantos vivos.

4.3.4 Conexão T de cantos suavizados

É comum na indústria de petróleo o uso de diversos tipos de conexões ao longo da cadeia produtiva, sobretudo, no transporte de seus produtos através de oleodutos. Portanto, são nas conexões T onde podem ocorrer perdas de carga significativas durante o escoamento de óleos. Destaca-se, ainda, a dificuldade de se manter alguns padrões de escoamento, a exemplo, do escoamento anular (*core-flow*). Portanto, foi confeccionada uma tubulação munida de uma conexão T de cantos suavizados com o objetivo de avaliar como se comporta o escoamento tipo *core-flow*. A geometria da conexão do tipo T com curvas suavizadas foi criada usando o CATIA[®] 5.0, por

possuir ferramentas simples e mais eficientes para a construção de geometrias complexas, se comparado com o ANSYS ICEM CFD® *Release* 12.0 que deixa um pouco a desejar na construção de geometrias de alta complexidade. Entretanto, a malha foi gerada no ANSYS ICEM CFD® *Release* 12.0 sobre a geometria criada no CATIA® 5.0, as principais etapas de criação da geometria e malhas estão representadas nas Figuras 4.14 a 4.18.

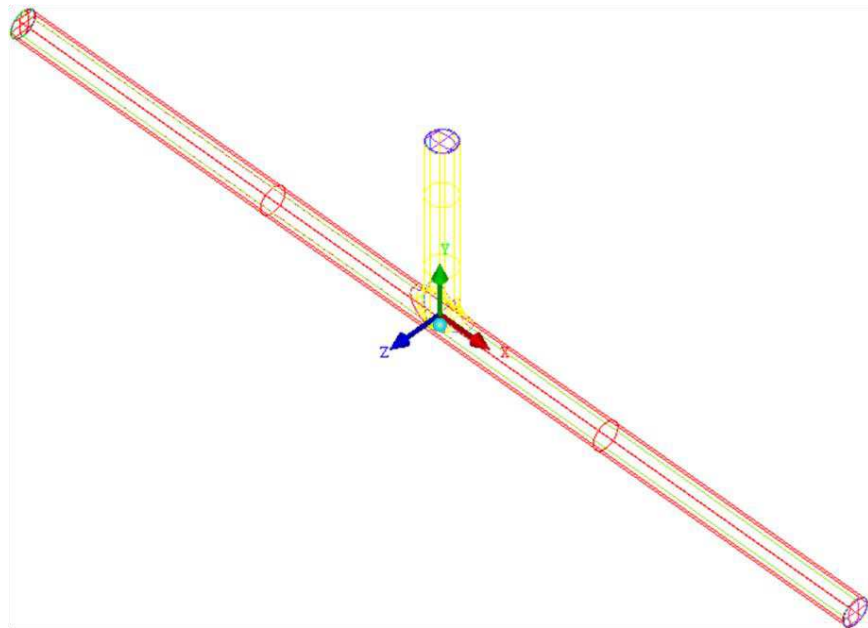


Figura 4.14: Representação wireframe da tubulação com conexão T de cantos suavizados.

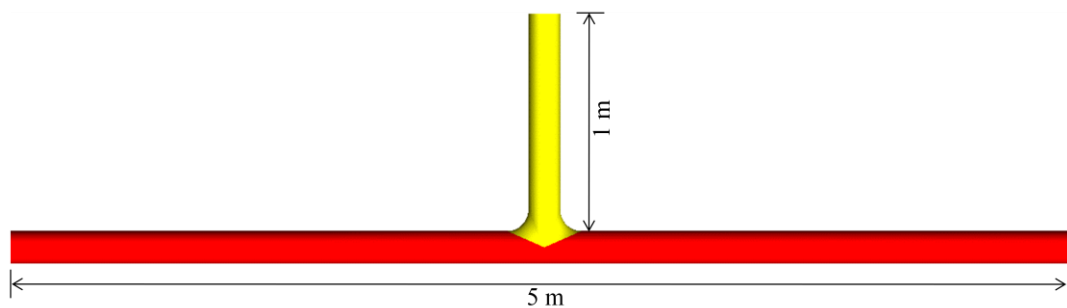


Figura 4.15: Representação geométrica da tubulação com conexão T de cantos suavizados.

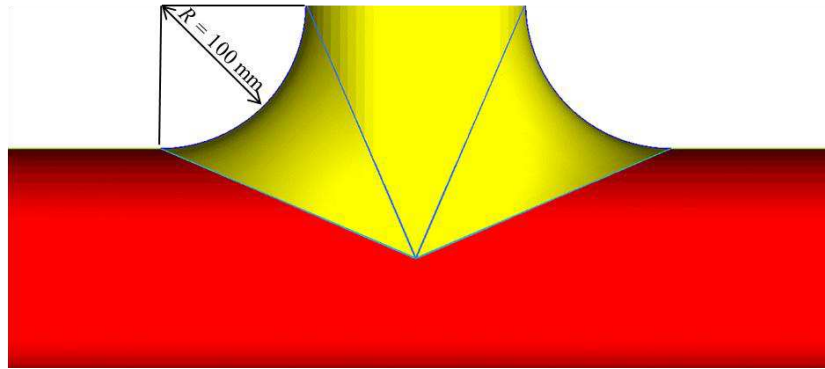


Figura 4.16: Ampliação e detalhamento da conexão T de cantos suavizados.

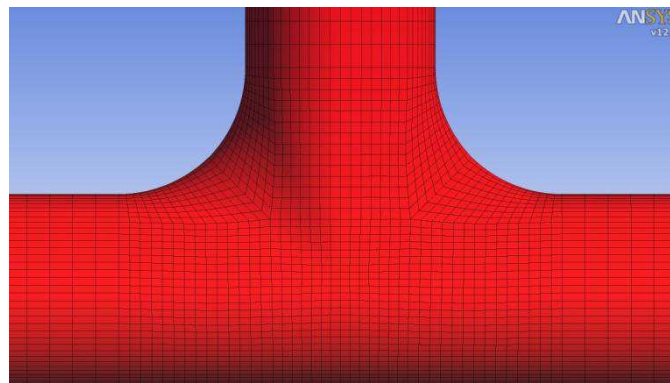


Figura 4.17: Visualização da malha na região da conexão T de cantos suavizados.

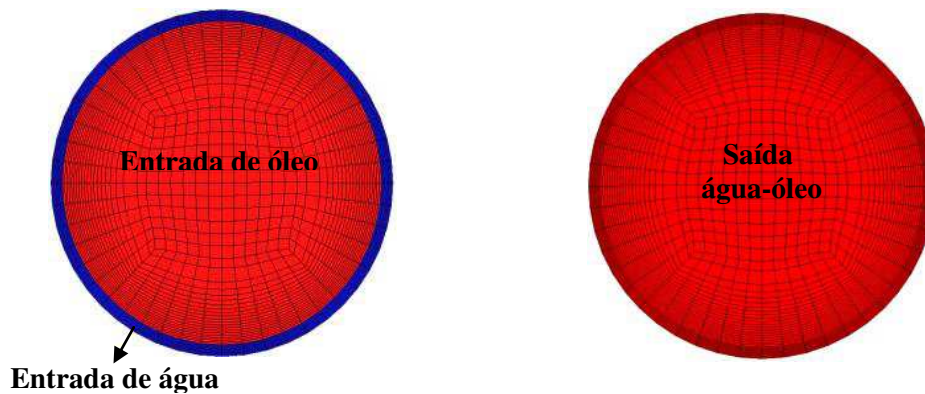


Figura 4.18: Visualização da malha na região da entrada de água e entrada de óleo e as saída de água e óleo da conexão T de cantos suavizados.

Após criação da malha numérica, criou-se um arquivo com todas as informações da malha geométrica, posteriormente foi anexado ao ANSYS CFX® *Release* 12.0 para

a inclusão dos dados de entrada do processo como: modelo matemático (que corresponde a um conjunto de dados embutidos no próprio pacote computacional aplicativo), fluidos (newtoniano ou não-newtoniano), condições de contorno, dados iniciais como, por exemplo, regime do escoamento (laminar ou turbulento), velocidade de entrada e/ou saída do fluido entre outros.

4.3 Modelo matemático

No presente trabalho adotou-se o modelo Euleriano de mistura, para a análise do escoamento bifásico água-óleo pesado em dutos e conexões. Este modelo pode apresentar formulações mais complexas e adequadas para escoamentos bifásicos líquido-líquido. O termo fonte de massa $S_{MS\alpha}$ e o termo de difusividade mássica por unidade de volume da fase β para a fase α , $\Gamma_{\alpha\beta}$, foram desconsiderados, o que permite escrever Equação (3.1) da conservação da massa como sendo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha}\rho_{\alpha}) + \nabla \bullet (f_{\alpha}\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha}) = 0 \quad (4.1)$$

O termo de transferência de massa interfacial não foi levado em consideração na equação de quantidade de movimento. Logo, a Equação (3.2) reduz a;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(f_{\alpha}\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha}) + \nabla \bullet [f_{\alpha}(\rho_{\alpha}\vec{U}_{\alpha} \otimes \vec{U}_{\alpha})] = & -f_{\alpha}\nabla p_{\alpha} + \nabla \bullet \{f_{\alpha}(\tau_{\alpha} + \tau_{\alpha}^{turb} + \tau_s)\} + \\ + \vec{M}_{\alpha} & \end{aligned} \quad (4.2)$$

No caso do modelo de mistura é considerado apenas o arraste exercido pela fase β sobre a fase α por unidade de volume, $D_{\alpha\beta}$, definido por:

$$D_{\alpha\beta} = C_D\rho_{\alpha\beta}A_{\alpha\beta}|\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}|(\vec{U}_{\beta} - \vec{U}_{\alpha}) \quad (4.3)$$

onde C_D é o coeficiente de arraste adimensional constante no qual foi assumido um valor igual a 0,44 e $\rho_{\alpha\beta}$ corresponde a densidade da mistura dada por:

$$\rho_{\alpha\beta} = f_\alpha \rho_\alpha + f_\beta \rho_\beta \quad (4.4)$$

A densidade de área interfacial por unidade de volume, $A_{\alpha\beta}$, é dada por:

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_\alpha f_\beta}{d_{\alpha\beta}} \quad (4.5)$$

onde $d_{\alpha\beta}$ é o coeficiente de escala de comprimento da mistura (considerou-se este parâmetro como sendo igual a 1mm).

Para o estudo não-isotérmico, em todos os casos simulados tiveram como condições iniciais resultados anteriores das simulações isotérmicas após atingir o estado permanente. Assim, os primeiros termos das Equações 4.1 e 4.2 foram desconsiderados. Além disso, na equação da energia não foram considerados a troca transferência de calor induzido pela transferência de massa entre as fases e o termo fonte de calor externa, logo a equação (3.5) pode ser escrita com segue:

$$\nabla \bullet \left[f_\alpha (\rho_\alpha \bar{U}_\alpha h_\alpha - \lambda_\alpha T_\alpha) \right] = Q_\alpha \quad (4.6)$$

Para o estudo não-isotérmico, também foi adotado o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ para a fase água considerando as mesmas suposições adotadas para os casos isotérmicos. Portanto, o modelo $k-\varepsilon$ está representado pelas Equações 3.23 e 3.30.

4.4 Condições iniciais e de contorno

4.4.1 Condições de contorno para o estudo isotérmico

Na seção de entrada de óleo foi adotado um valor prescrito e para a componente de velocidade U_o igual a 1,0 m/s e para fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$. Além disso,

$$0 < r < (R - \Delta r) \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_o^r = U_A^r = U_A^z = f_A = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

onde R é o raio das respectivas tubulações e r é o raio do núcleo de óleo, para todos casos.

Na seção anular referente à entrada de água foi adotado um valor prescrito e para a componente de velocidade $U_A = 1,8$ m/s e para fração volumétrica de água $f_A = 1,0$. Além disso,

$$(R - \Delta r) < r < R \Rightarrow \begin{cases} U_A^z = U_A \\ f_A = 1 \\ U_o^z = f_o = 0 \end{cases} \quad (4.8)$$

Nas fronteiras referentes as paredes da tubulação foi adotado a condição de não-deslizamento, ou seja:

$$\begin{aligned} U_A^r = U_A^\theta = U_A^z &= 0 \\ U_o^r = U_o^\theta = U_o^z &= 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Na seção de saída foi prescrito uma pressão estática constante $P_{est} = 101.325$ KPa.

Tabela 4.1: Propriedades termo-físicas dos fluidos presentes no escoamento.

Propriedades físicas	Água	Óleo pesado
Densidade (kg/m ³)	997	989
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	8,89 x 10 ⁻⁴	10,0
Calor específico (J/kg.K)	4181,7	1800
Condutividade térmica (W/m.K)	0.6069	0.147
Tensão superficial (N/m)	0,072	

4.4.3 Condições de contorno para o bombeamento de água

Para avaliar o efeito do fluxo mássico de água sobre o comportamento do escoamento bifásico água-óleo pesado, foi realizada uma simulação que permite avaliar o desligamento e o religamento da bomba de água. O objetivo foi observar o comportamento da queda de pressão em função do fluxo mássico de água. Foram adotadas as seguintes condições de contorno para o duto curvado:

Na seção de entrada de óleo foi adotado um valor prescrito, para a componente de velocidade de óleo $U_o = 1,0$ m/s e para fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$:

$$0 < r < (R - \Delta r) \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_o^r = U_A^r = U_A^z = f_A = 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Na seção anular referente à entrada de água foi adotado um fluxo mássico de, \dot{m}_A , igual 4,0779 kg/s. Além disso,

$$(R - \Delta r) < r < R \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_A = 4,0779 \frac{kg}{s} \quad \because t = 1s \\ \dot{m}_A = 0 \quad \because 1s < t < 13s \\ \dot{m}_A = 4,0779 \frac{kg}{s} \quad \because 13s < t < 30s \\ U_o^z = f_o = 0 \end{cases} \quad (4.11)$$

4.4.4 Condições de contorno para o estudo não-isotérmico

As condições de contorno adotadas para o estudo não-isotérmico diferenciam do estudo isotérmico, apenas pela habilitação da equação da conservação de energia no software ANSYS CFX[®] 12.0. Foram usadas a correlação proposta por Beal (1946) que demonstra o comportamento da viscosidade dinâmica do óleo pesado e a correlação proposta por Santana *et al.* (2004) que demonstra o comportamento da viscosidade dinâmica da água em função da temperatura (Ver Tabela 2.3) respectivamente, todavia, temos:

Na seção de entrada de óleo (Figura 4.5) foi adotado um valor prescrito e para a componente de velocidade $U_o = 1,0$ m/s e um valor para a fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$. Além disso,

$$0 < r < (R - \Delta r) \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_o^r = U_A^r = U_A^z = f_A = 0 \\ T = T_{op} \quad 37^\circ\text{C} \leq T_{op} \leq 127^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.12)$$

Na seção anular referente à entrada de água foi adotado um valor prescrito e para a componente de velocidade $U_A = 1,8$ m/s e para fração volumétrica de água $f_A = 1,0$:

$$(R - \Delta r) < r < R \Rightarrow \begin{cases} U_A^z = U_A \\ f_A = 1 \\ U_o^z = f_o = 0 \\ T_A = 25^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.13)$$

Nas fronteiras referentes as paredes da tubulação foi adotado a condição de não-deslizamento, ou seja:

$$\begin{aligned} U_A^r = U_A^\theta = U_A^z = 0 \\ U_O^r = U_O^\theta = U_O^z = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Na seção de saída foi prescrito uma pressão estática constante $P_{est} = 101.325$ KPa. Nesta etapa são, igualmente, acrescentados os modelos numéricos necessários para execução do problema (métodos de solução do sistema de equações lineares, por exemplo), além da função de interpolação, do método de acoplamento pressão-velocidade, entre outros. Estas informações estão apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Condições gerais do problema e da solução numérica.

Condições gerais do modelo	
Tipo de escoamento	Bifásico, isotérmico e não-isotérmico
Regime de escoamento (água/óleo)	Turbulento/Laminar
Método numérico	Volumes Finitos baseado em elementos finitos
Modelo multifásico	Não Homogêneo
Modelo de transferência interfacial	Modelo de mistura
Modelo de Turbulência	$\kappa - \varepsilon$
Esquema de interpolação para a pressão	Trilinear
Esquema de interpolação para a velocidade	Trilinear
Esquema de advecção	High Resolution
Rugosidade das paredes	$4,5 \times 10^{-5}$ m
Critério de convergência	Resíduo médio quadrático (RMS) normalizado igual a 10^{-7}
Esquema transiente	Second Order Backward Euler
Intervalo de tempo (Δt)	0,004 s
Tempo total (t)	13 s

4.5 Validação

Com o objetivo de validar o modelo multifásico proposto neste trabalho, foi realizada uma simulação utilizando o duto curvado de acordo com as condições de contorno nas seções de entrada de água, de óleo pesado, saída e paredes do duto.

Na seção de entrada de água (Figura 4.5) foi adotado um valor prescrito para a componente de velocidade $U_o = 0,00001$ m/s e uma fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$. Além disso, tem-se:

$$(R - \Delta r) < r < R \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_A^z = f_A = 0 \end{cases} \quad (4.15)$$

Na seção anular referente à entrada de óleo foi adotado um valor prescrito para a componente de velocidade $U_o = 0,3$ m/s e uma fração volumétrica de óleo $f_o = 1,0$; como segue:

$$0 < r < (R - \Delta r) \Rightarrow \begin{cases} U_o^z = U_o \\ f_o = 1 \\ U_o^r = U_A^r = U_A^z = f_A = 0 \end{cases} \quad (4.16)$$

Nas fronteiras referentes às paredes do duto curvado foi adotado a condição de não-deslizamento *no-slip*, uma rugosidade 0,000045 m e para as velocidade utilizou-se:

$$\begin{aligned} U_A^r = U_A^\theta = U_A^z = 0 \\ U_o^r = U_o^\theta = U_o^z = 0 \end{aligned} \quad (4.17)$$

Na seção de saída foi prescrito uma pressão estática constante $P_{est} = 101325$ Pa.

Este escoamento se aproxima de um escoamento monofásico de óleo pesado, laminar e estacionário. Onde se conhece, por exemplo, o resultado analítico do perfil de velocidade, dado pela seguinte equação:

$$U_o = U_{máx} \left(1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right) \quad \therefore \quad U_{máx} = 2\bar{U} \quad (4.18)$$

onde U_o , $U_{máx}$ e \bar{U} são a velocidade do óleo, a velocidade máxima e velocidade medida. Para o cálculo da velocidade média foi realizado um balanço de massa em relação a seção de entrada de óleo e a área da seção transversal do duto curvado. No caso do cálculo analítico da perda de carga para o escoamento laminar, pode ser calculado com a seguinte equação:

$$\Delta P = 32 \frac{\mu L_h U_o}{D^2} \quad (4.19)$$

Com isto pode-se comparar os resultados para validar o modelo numérico. Todos os cálculos, inclusive a perda de carga, usados para validação do modelo proposto foi realizado na região horizontal do duto curvado onde o escoamento esteve completamente desenvolvido, entretanto, foi preciso encontrar o comprimento de entrada hidrodinâmica para o escoamento laminar calculado por:

$$L_h = 0,06 \text{Re} D \quad (4.20)$$

onde Re é o número de Reynolds e D é o diâmetro do duto curvado.

Na Figura 4.19 está ilustrado onde foram realizadas as tomadas de pressões e as velocidades para a comparação entre os resultados analítico e numérico.

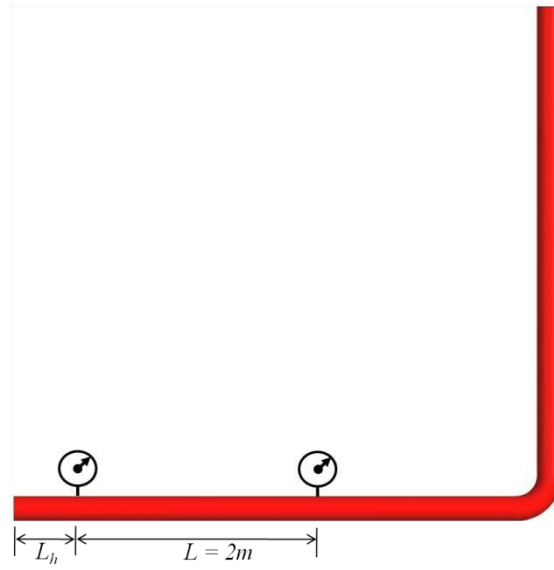


Figura 4.19: Esquema para a realização da validação do modelo proposto no duto curvado.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÕES

O comportamento do transporte de óleos pesados nas tubulações lubrificadas por uma película de água nas proximidades das paredes, foi investigado numericamente empregando computadores com processadores Xeon Quad 2 Core, com 2.83 GHz, 12 Mb cash, 8 Gb RAM, 250 Gb de disco rígido. A princípio houve a preocupação de encontrar uma velocidade que fosse possível obter o padrão de escoamento anular (*core-flow*) com a menor perda de carga possível. De acordo com Andrade *et al.* (2012), a busca pela razão entre as velocidades de entrada de água e de óleo adequada, de forma a aumentar a eficiência de lubrificação da parede e minimizar as perdas de carga por atrito, conseqüentemente, obter-se um transporte do óleo pela técnica do *core-flow* otimizado, pode ser realizada pela mudança da velocidade de água e mantendo-se constante a do óleo. Para tanto, foram realizadas algumas simulações em estado permanente variando apenas a velocidade de água; para esta análise foi escolhido um domínio representado pelo duto curvado.

5.1 Validação dos resultados numéricos

De acordo com os cálculos realizados, para o escoamento laminar de óleo pesado utilizando o modelo multifásico aqui proposto, obteve-se como resultados satisfatórios, o perfil de velocidade do fluido e a queda de pressão no duto curvado. Baseando-se nos dados de velocidade do óleo pesado na entrada do duto, propriedades do fluido e diâmetro do duto curvado obteve-se um comprimento de entrada hidrodinâmica de 0.03735 m. Sendo assim, para se usar as Equações 4.18 e 4.19 deve-se está na região completamente desenvolvida. Além disto, na Figura 5.1 estão ilustrados os perfís de velocidade obtidos analiticamente a partir da Equação 4.18 e numericamente na posição de 2,03735 m a partir da entrada da tubulação (Figura 4.19). Na Tabela 5.1 estão apresentados os valores da queda de pressão obtidos analiticamente a partir da Equação 4.19 e numericamente. Avaliando os resultados, observa-se uma boa concordância entre os resultados, o que valida a malha numérica e o modelo multifásico utilizado na presente pesquisa.

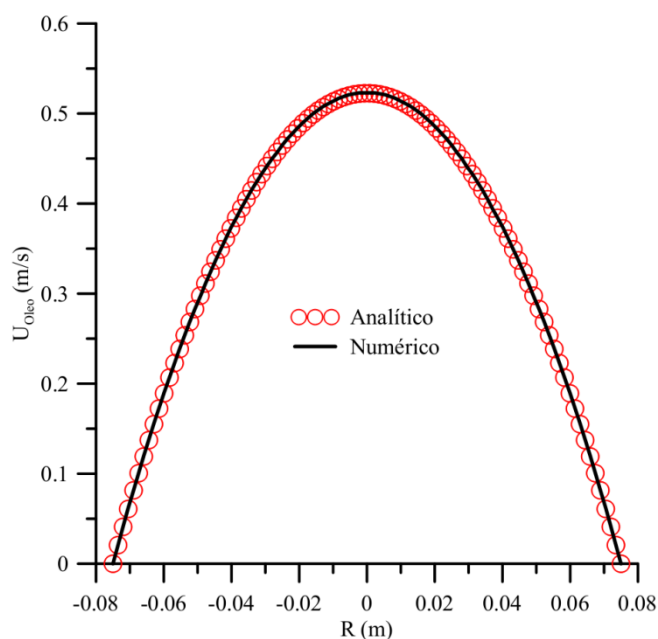


Figura 5.1: Comparação entre as velocidades do óleo obitado de forma analítica (literatura) e numérica (presente trabalho) em função da posição radial.

Tabela 5.1: Queda de pressão obtida numericamente e analiticamente.

	Analítico	Numérico	Erro %
ΔP (Pa)	7432,53	7480,00	0,63

5.2 Avaliação do escoamento multifásico isotérmico dutos com diferentes configurações

5.2.1 Duto horizontal

Na Figura 5.2 estão representados os resultados da queda de pressão na tubulação em função da razão entre as velocidades da água e do óleo, U_A/U_O . Estes resultados mostram que há uma diminuição da perda de pressão na tubulação com o aumento da velocidade da água. Este fato pode ser explicado pela redução do atrito em consequência da presença do filme de água, favorecendo assim a formação de um núcleo de óleo que praticamente não entra em contato com a parede da tubulação.

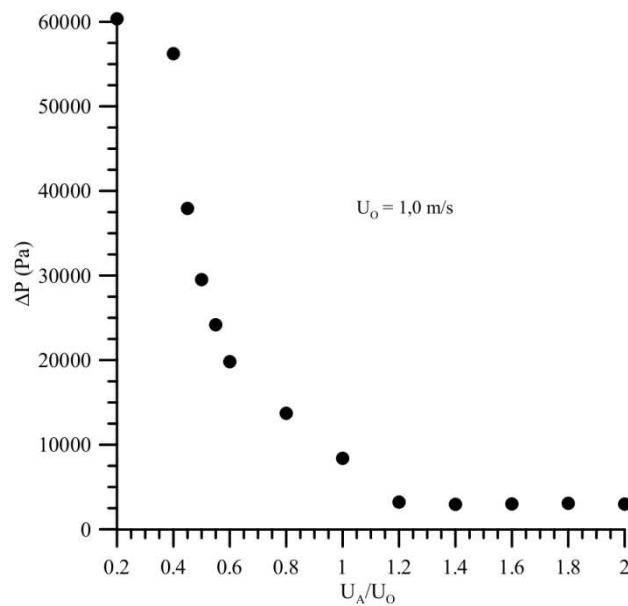
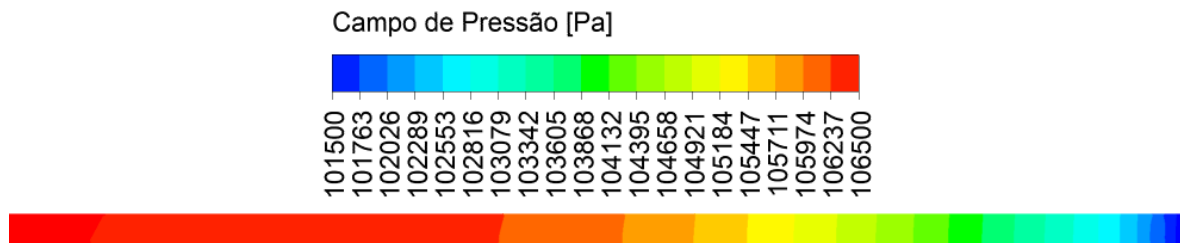


Figura 5.2: Variação da queda de pressão em função do aumento da velocidade de água no duto curvado.

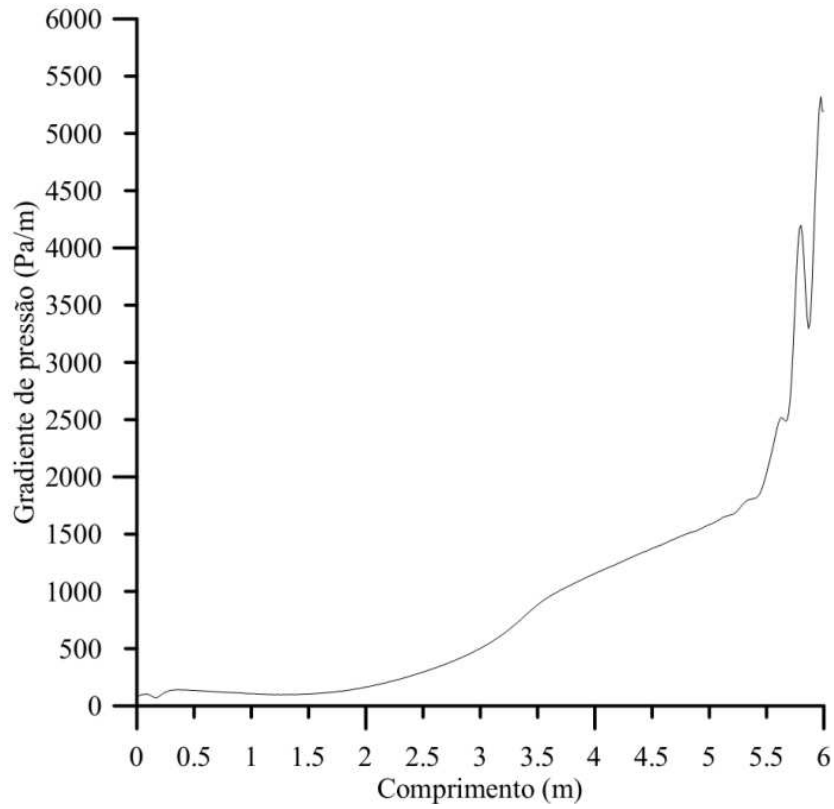
Verificou-se que a partir da razão $U_A/U_o = 1,2$ não há praticamente mudança na queda de pressão ($\Delta P = 3213$ Pa). Isto sugere que a vazão de água de operação tenha um valor máximo que torne o transporte de óleo pesado e ultraviscoso otimizado no ponto de vista econômico e mecânico. Rodrigues *et al.* (2008) afirmam que a vazão de água ideal para o escoamento anular água-óleo pesado deve estar em torno de 20% do fluxo mássico total, porém, no presente estudo esta vazão está em torno de 21%, ou seja, 4,0779 kg/s de água para uma velocidade de $U_A = 1,8$ m/s. Portanto, para esta velocidade de água o perímetro de lubrificação em torno do núcleo de óleo pesado está completamente estabelecido em toda tubulação inclusive na região de curvatura. Este fenômeno pode ser visto mais adiante nos resultados que ilustram a fração volumétrica de óleo pesado para o duto horizontal e o duto curvado. Huang (1994), Ooms e Poesio (2003), Bensakria *et al.* (2004).

Ooms *et al.* (2007) e Vanaparthi e Meiburg (2008), ao estudarem a técnica *core-flow*, verificaram que, devido a diferença de densidade entre as fases, o óleo tende a ascender para a parte superior da tubulação quando esta se encontra na horizontal. Todavia, as forças de lubrificação hidrodinâmica tendem a repelir o núcleo de óleo para o centro do tubo. Uma competição entre estes dois efeitos resulta em uma variação na posição do núcleo de óleo no interior da tubulação, o qual depende fortemente da razão entre as velocidades de água e de óleo pesado.

Na Figura 5.3 está representado o campo de pressão onde se observa um decréscimo da pressão ao longo da tubulação. Percebe-se ainda que os menores gradientes de pressão estão localizados nas proximidades da seção de entrada e vai diminuindo ao longo de todo comprimento do duto horizontal.



(a)



(b)

Figura 5. 3: (a) Campo de pressão ao longo do duto horizontal e (b) gradiente de pressão ao longo do duto horizontal.

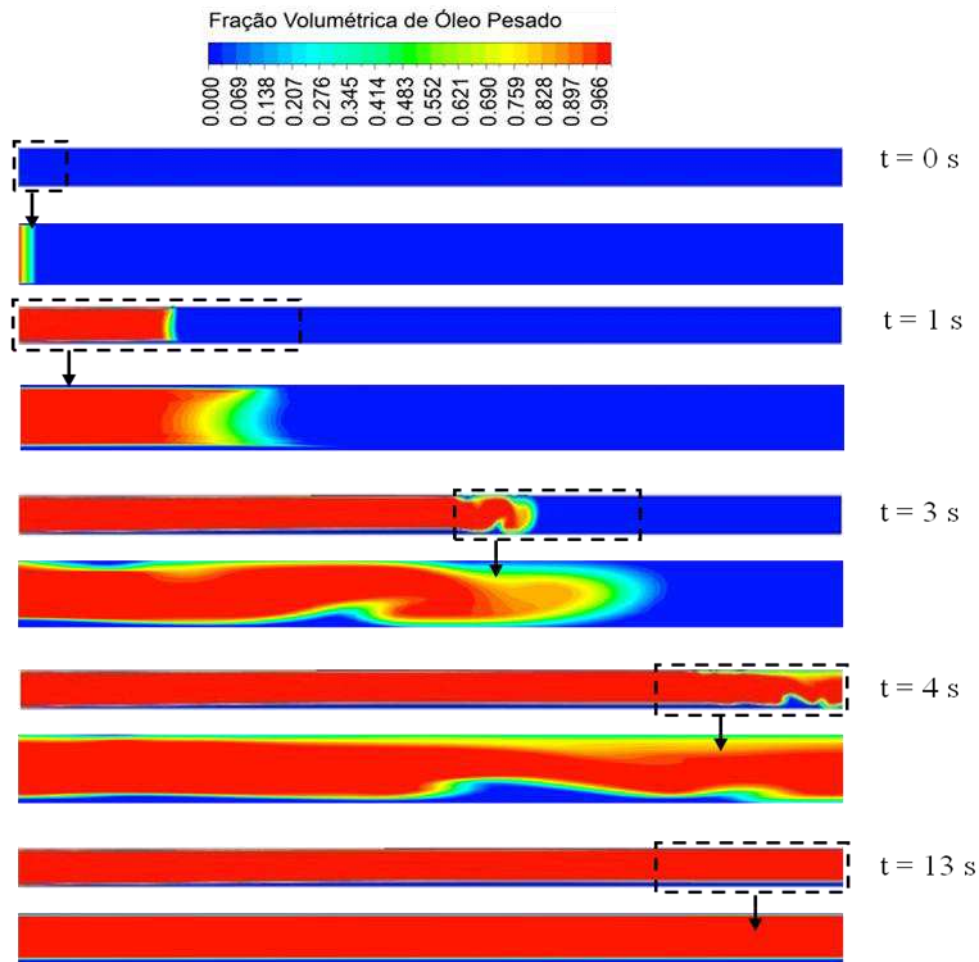


Figura 5.4: Evolução temporal da fração volumétrica de óleo pesado com o avanço do tempo ao longo do duto horizontal e ampliação das regiões em destaque.

O decréscimo da pressão por fricção no estudo do escoamento de óleo pesados tipo *core-flow*, quase sempre será favorecida pela presença de uma película de água nas adjacências da parede da tubulação. Este fenômeno pode ser comprovado na Figura 5.4 que mostra a presença de água nesta região. Percebe-se nesta figura também, a presença de ondas flutuantes ao passo que o óleo avança ao longo da tubulação.

Nas Figuras 5.5 e 5.6 estão representados os campos de velocidade superficial do óleo pesado e água.

Para a velocidade superficial do óleo pesado, percebe-se que o campo de velocidade superficial nas proximidades da parede é praticamente nulo, e aumenta a medida que a fração volumétrica de óleo quando tende a 1 (centro do duto). Portanto, nesta região a velocidade é bastante considerável assegurando uma produção de óleo desejável. No caso da velocidade superficial de água, o fenômeno acontece de forma contrária, ou seja, aumenta à medida que se afasta do centro do duto horizontal onde a velocidade é praticamente nula, até a parede onde novamente é zero.

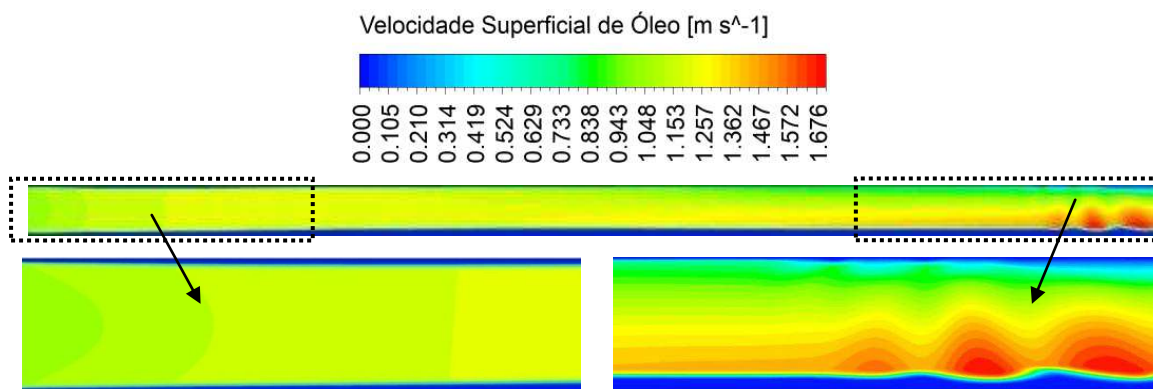


Figura 5.5: Campo de velocidade superficial de óleo pesado nas regiões de entrada e saída do duto horizontal no tempo de 5 segundos.

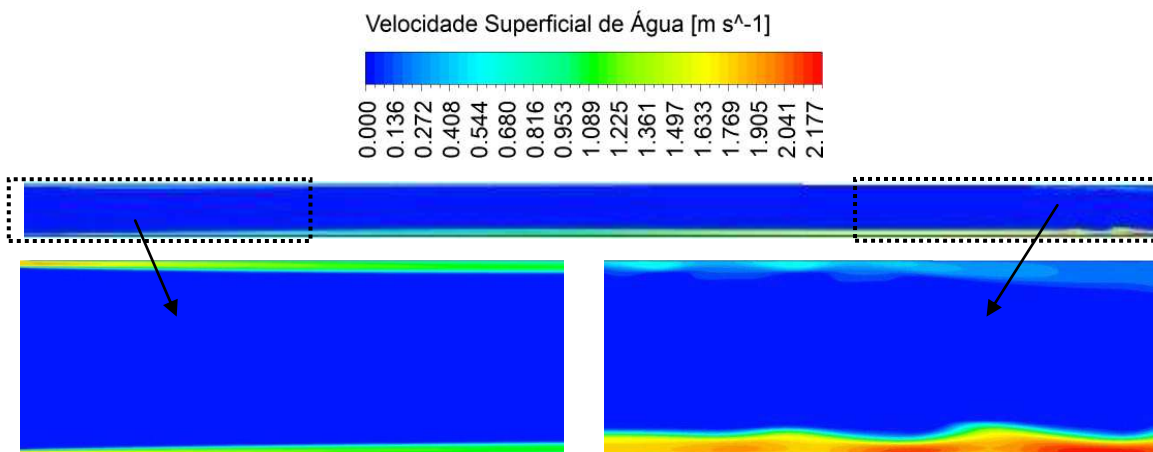


Figura 5.6: Campo de velocidade superficial de água nas regiões de entrada e saída do duto horizontal no tempo de 5 segundos.

5.2.2 Duto Curvado

5.2.2.1 Escoamento bifásico água-óleo

Para os resultados obtidos no duto curvado, foi denominada uma nomenclatura “região superior da curvatura” para o menor raio da curvatura e “região inferior da curvatura” para o maior raio da curvatura. Diante disto, a Figura 5.7 ilustra o campo de pressão por fricção ao longo de uma tubulação com um duto curvado. Verifica-se um comportamento semelhante ao observado no tubo horizontal. Tem-se uma maior pressão na região de entrada do duto que diminui ao longo do mesmo também existe um gradiente de pressão elevado na região de curvatura, favorecendo assim o escoamento.

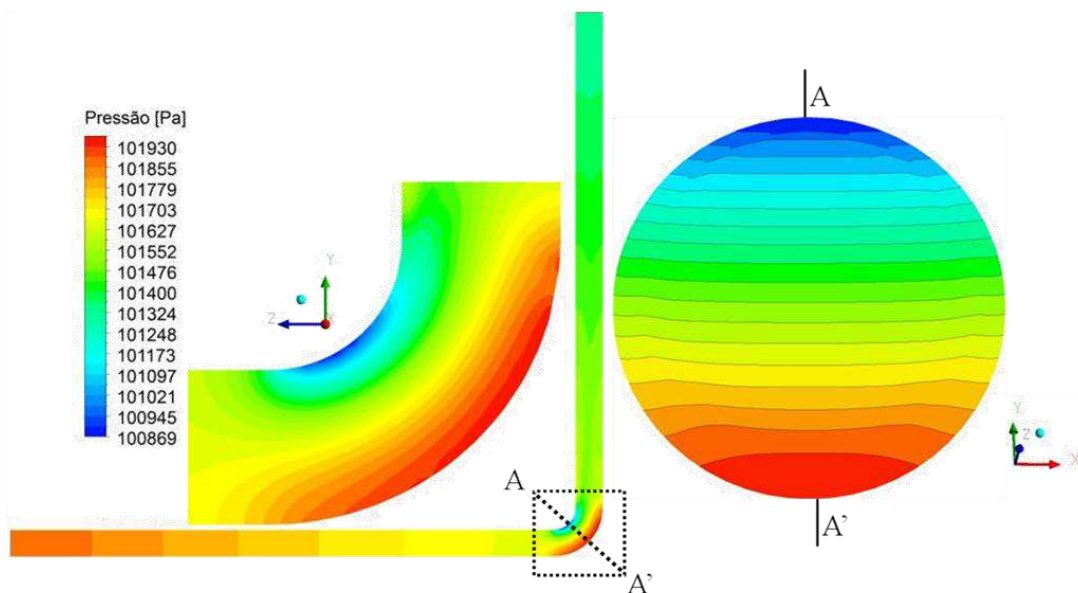


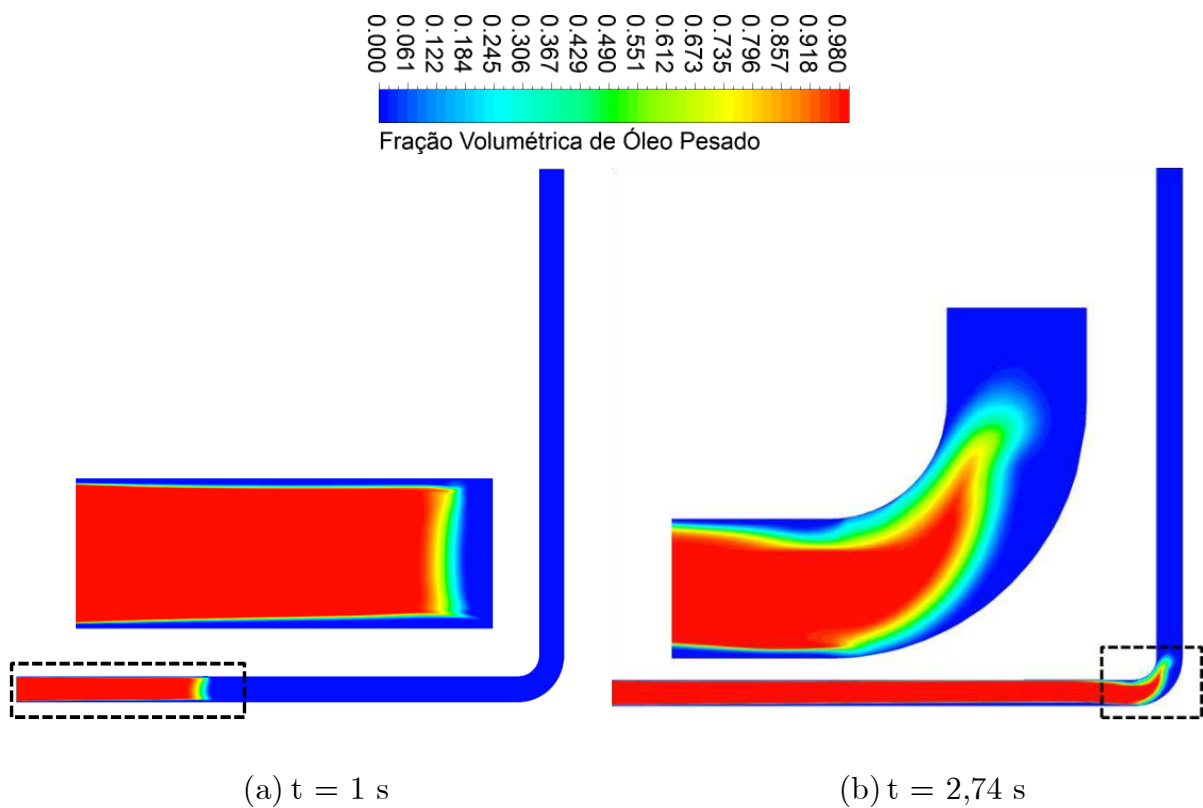
Figura 5.7: Campo de pressão ao longo do duto curvado e na região transversal da curvatura.

Na Figura 5.7, nota-se também que na região superior da curvatura a pressão é maior do que na região inferior da curvatura (A'), e se deve ao fato de que os fluidos, tanto a água como o óleo tendem a continuar na mesma direção, ou seja, na

direção horizontal fazendo com que a pressão aumente nesta região consequentemente empurrando o núcleo de óleo para a parte inferior da curva.

De acordo com a Figura 5.7 onde é visível as regiões de maior e menor pressão por fricção, pode-se dizer que o escoamento monofásico de um óleo com tais característica em dutos curvados, seria uma tarefa um tanto complicada, pois a perda de carga durante o escoamento seria muito alta devido aos efeitos viscosos nesta região, podendo possivelmente ocasionar o rompimento das junções que unem a conexão curvada.

Na Figura 5.8 esta apresentada a frente de avanço de óleo no interior do duto curvado para os tempos 1; 2,74; 2,95; e 3,18 segundos, respectivamente, e põe em evidência a presença de uma película de água nas proximidades da parede da tubulação. Nesta região a fração de óleo é praticamente nula. Vê-se ainda ondulações flutuantes tal que visto no duto horizontal.



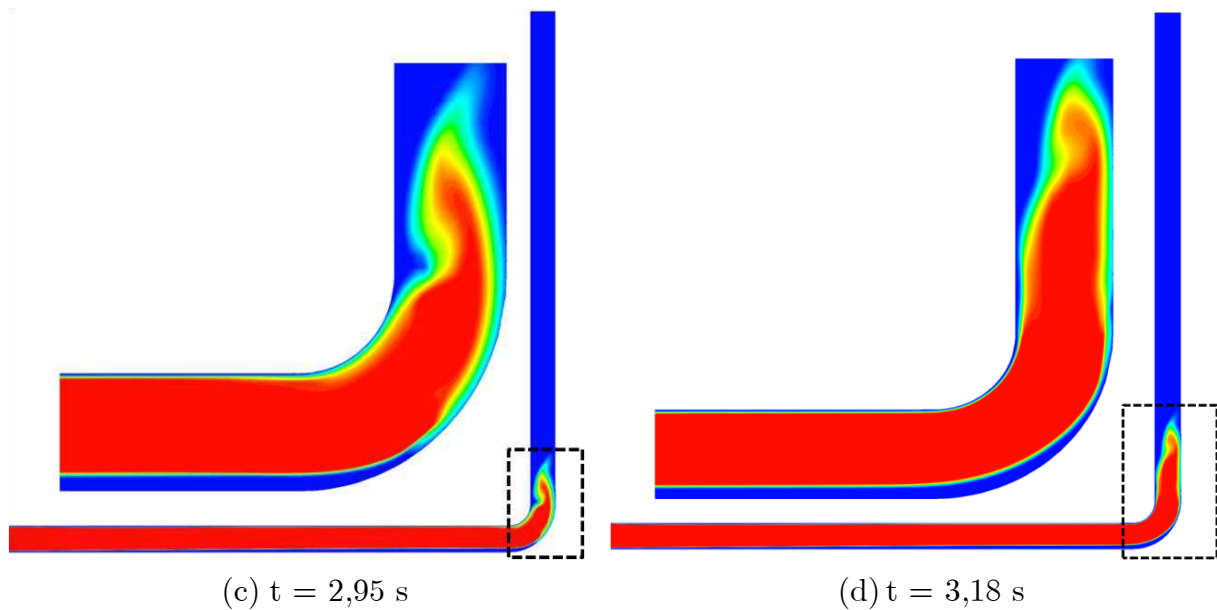


Figura 5.8: Fração volumétrica de óleo pesado no duto curvado em vários instantes de processo.

Isto ocorre ao longo de toda a tubulação, inclusive na região de curvatura, onde o escoamento é mais complexo devido a ação das forças inerciais, gravitacionais, centrífuga, empuxo, entre outras. Assim, o padrão de escoamento anular tipo *core-flow* pode ser mantido em conexões curvadas, dependendo das condições de escoamento.

No tempo de aproximadamente 2,7 segundos (Figura 5.8b), o óleo pesado começa a se aproximar da curvatura do duto de raio igual 20 cm. Passado os 3,18 segundos (Figura 5.8d), o óleo pesado já tem ultrapassado todo o perímetro da curvatura praticamente sem tocar a parede da conexão curvada mantendo o padrão anular. Este fenômeno pode ser verificado mais adiante na Figura 5.15, quando o tempo análise é de 13 segundos. O campo de velocidade superficial de óleo pesado, ilustrado na Figura 5.9, permite observar que a velocidade de óleo tem uma variação muito pequena, entre 1,0 m/s e 1,298 m/s, indicando que a fase óleo praticamente

não toca a parede do duto curvado, nem mesmo na região de curvatura, onde ocorre as maiores variações deste parâmetro hidrodinâmico.

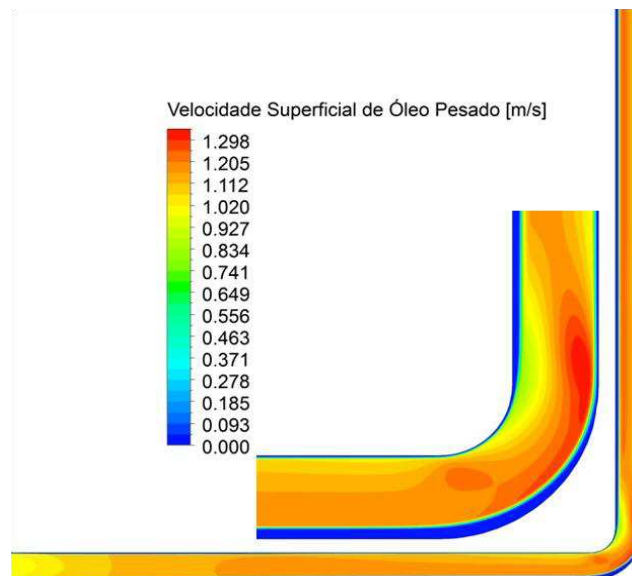


Figura 5.9: Velocidade superficial de óleo pesado com detalhe da região de curvatura para o tempo total de 13 segundos.

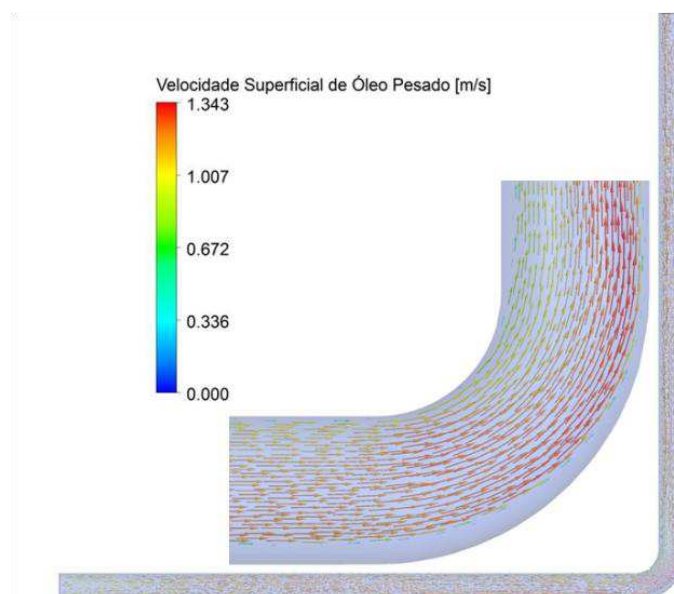


Figura 5.10: Vetores de velocidade superficial de óleo pesado com detalhe da região de curvatura para o tempo total de 13 segundos.

Na Figura 5.10 é possível perceber que os vetores de velocidade superficial são praticamente nulos nas proximidades da parede do duto, região onde encontra-se a maior fração volumétrica de água. Este fato pode ser constatado na Figura 5.15 que representa a fração volumétrica de óleo pesado, no instante de 13 segundos.

Em projetos de dimensionamento de tubulações com conexão curvadas, o raio de curvatura deve ser minuciosamente analisado, no propósito de se evitar zonas de recirculações nas regiões de curvatura, que podem provocar um aumento da perda de carga durante o transporte de fluidos, em especial, de óleo pesados adotando a técnica *core-flow*. Neste caso, este padrão de escoamento sofreria uma perturbação de forma que o levasse a outro padrão, por exemplo, o padrão estratificado totalmente excêntrico com uma interface côncava.

Novamente avaliando o comportamento da fração de óleo na tubulação, nós reportamos a Figura 5.11. Nesta figura, percebe-se que no instante de 5 segundos o óleo pesado começa a sair da tubulação. Portanto, nota-se a presença de ondulações na interface água-óleo pesado decorrente da frente de avanço do núcleo de óleo no interior da tubulação.

Ao se comparar estes resultados aos resultados experimentais, disponíveis na literatura de Bai *et al.* (1991), Joseph *et al.* (1993), Rodriguez e Bannwart (2006b), Olce *et al.* (2008) e Balakhrisna *et al.* (2010), percebe-se que o modelo matemático proposto consegue prever razoavelmente as mesmas ondulações vistas nos trabalhos experimentais. Para comparação, pode-se citar o trabalho de Bai *et al.* (1996) em tubulação vertical, conforme ilustra a Figura 5.12.

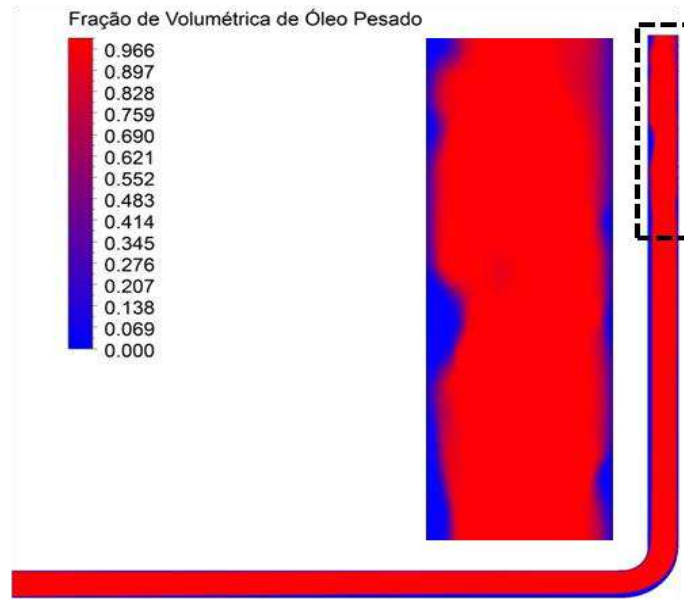


Figura 5.11: Fração volumétrica de óleo pesado no instante próximo de 5 segundos.

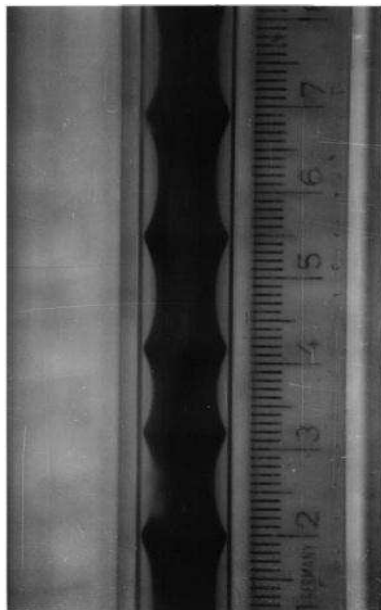


Figura 5.12: Representação do *core-flow* em um duto vertical (Bai *et al.*, 1996).

Na Figura 5.13 está representado o comportamento excêntrico do núcleo de óleo pesado na seção horizontal da tubulação sobre o plano yx . Este tipo de comportamento está relacionado com a diferença de densidade entre as fases. Devido a ação da gravidade, o fluido de menor densidade tende à ocupar a parte superior do

ramal horizontal gerando um movimento na direção normal ao eixo da tubulação na horizontal. O mesmo não acontece no ramal vertical, pois, a força gravitacional age paralelamente concêntrica ao eixo central no ramal vertical (coordenada y), como pode ser observado na Figura 5.14.

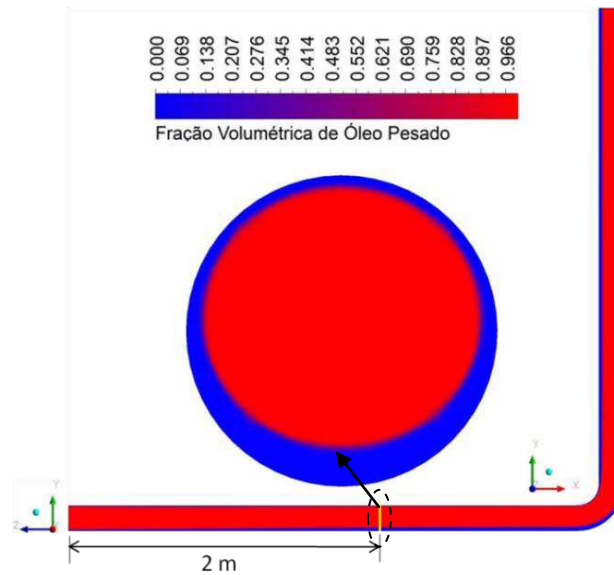


Figura 5.13: Posição radial do núcleo de óleo na região horizontal $z = 2$ m da seção de entrada do duto curvado.

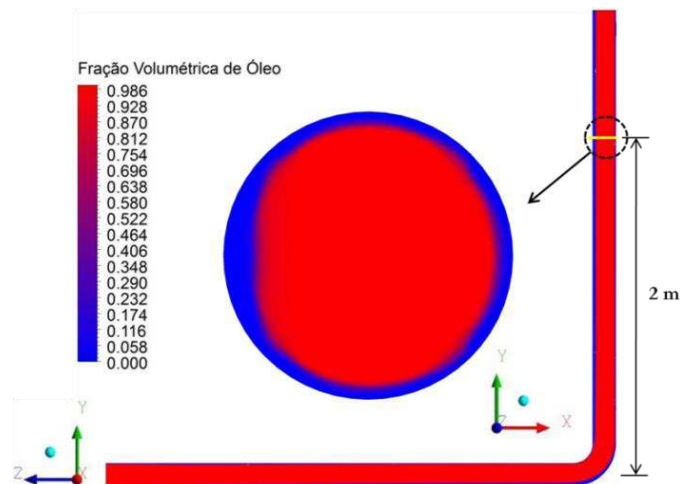


Figura 5.14: Posição radial do núcleo de óleo na região vertical $y = 1$ m da seção de saída do duto curvado.

A Figura 5.14 ilustra o comportamento do núcleo de óleo pesado sobre o plano transversal zx no ramal vertical. Observa-se, portanto, que há uma centralização do núcleo de óleo, todavia há uma forma ovalizada do lado esquerdo da tubulação. Este tipo de comportamento do núcleo de óleo favorece o escoamento do óleo pesado com o uso da técnica *core-flow*.

De acordo com Bensakhria *et al.* (2004), a posição radial do núcleo de óleo no escoamento anular depende unicamente da razão do perímetro de contato entre a parede do tubo e o fluido que forma o *core* (óleo pesado) e do perímetro do tubo. Essa razão por sua vez depende da diferença de densidade entre os fluidos a ser transportado e da película de água, bem como da quantidade de água injetada no sistema de injeção.

A Figura 5.15 ilustra a fração volumétrica de óleo pesado sobre um plano longitudinal yz para o tempo final avaliado igual a 13 segundos. É possível constatar que o óleo pesado praticamente não toca as paredes a região curvada da tubulação, conforme se vê no detalhe desta figura, sendo repelido por uma fina camada de água.

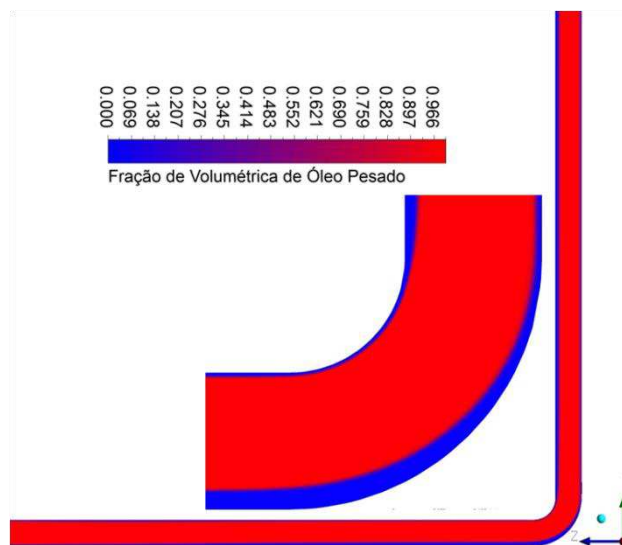


Figura 5.15: Fração volumétrica de óleo pesado na região da conexão curvada para o tempo total de 13 segundos.

Percebe-se, também, que o espaço anular formado pela água tem uma espessura menor na região superior da curvatura do que na região inferior da curvatura. No entanto, a quantidade de água escoando nesta película é suficiente para manter o padrão de escoamento anular no duto curvado. Logo, pode-se dizer que o transporte de óleos pesados via técnica *core-flow* poderia ser realizado em dutos de conexões curvadas, nas condições estabelecidas nesta pesquisa.

5.2.2.2 Escoamento monofásico de água e de óleo pesado

No sentido de avaliar a eficiência da técnica *core-flow* em termos de perda de carga, é necessário fazer uma comparação com o escoamento monofásico tanto para o óleo pesado como para água. Sendo assim é possível quantificar a redução da pressão quando se utiliza a técnica *core anular flow*. Para isto, as simulações do escoamento monofásico foram realizadas nas mesmas condições de fluxo mássico do escoamento bifásico água-óleo pesado, na mesma geometria, utilizando a mesma malha e o mesmo tempo de simulação (13 segundos). Na Figura 5.16 encontra-se apresentado o campo de pressão do escoamento monofásico de água sobre o plano longitudinal yz com detalhe da pressão na região curvada.

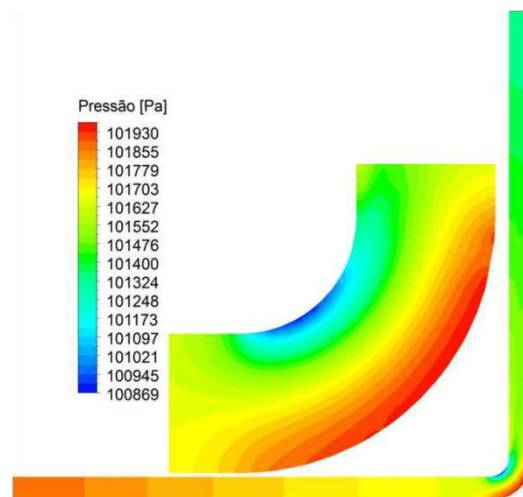


Figura 5.16: Campo de pressão durante o escoamento monofásico de água em $t = 13$ segundos.

Percebe-se que na região da conexão curvada a pressão é maior na região inferior (A') e menor na região superior (A) da conexão curvada, proporcionando a formação de escoamento secundário, o que induz maiores perdas de carga durante o escoamento de fluidos em tubulações. Na maioria das vezes, os maiores gradientes de pressão ocorrem nas regiões de junções e conexões, devido as mudanças de direção no escoamento induzidas por estes tipos de conexões.

Na Figura 5.17 está ilustrado o campo de pressão do escoamento monofásico de óleo pesado sobre o plano yz, onde a pressão diminui ao longo da tubulação favorecendo então o deslocamento do óleo. Observando a Figura 5.17, percebe-se que a queda de pressão por fricção é bastante elevada comparado ao escoamento monofásico de água chegando a aproximadamente 96 vezes com relação a queda de pressão de água. Este fato está relacionado a alta viscosidade do óleo pesado. A perda de carga é atribuída ao efeito do atrito do óleo pesado com as paredes internas da tubulação dificultando o escoamento do mesmo.

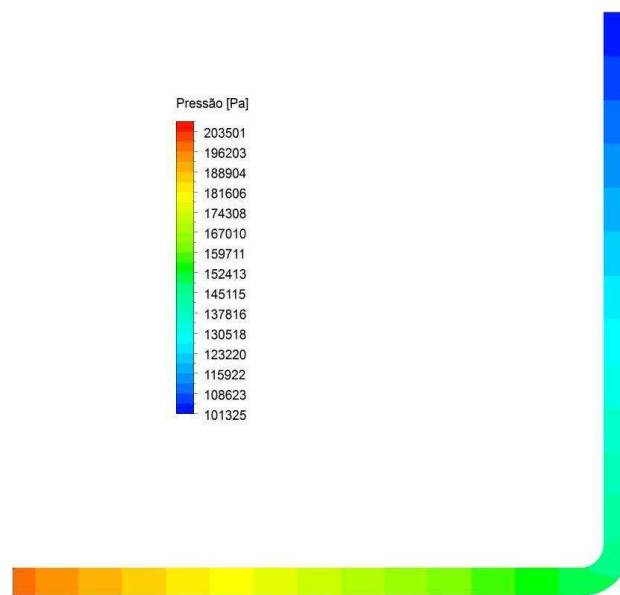


Figura 5.17: Campo de pressão do escoamento monofásico de óleo pesado em $t = 13$ segundos.

Na Figura 5.18 é possível perceber que a velocidade do óleo pesado aumenta no sentido do eixo central da tubulação, onde o óleo atinge uma velocidade máxima de aproximadamente 2,1 m/s, característico de um escoamento laminar completamente desenvolvido

A Figura 5.19 apresenta o perfil de velocidade do óleo em função da posição radial na posição longitudinal igual a 2 m a partir da entrada no ramal horizontal. De acordo com a literatura, o perfil de velocidade tem um comportamento parabólico para um escoamento laminar estacionário completamente desenvolvido quando o comprimento de entrada hidrodinâmica é dado por $L = 0,06ReD$ (Fox e Alan, 1998). No presente trabalho obteve-se o valor L igual a 0,133 m. Por isto, a tomada de dados foi em z igual a 2 m, na região horizontal do duto curvado. Verifica-se que, a velocidade máxima é de duas vezes a velocidade média que, para este estudo, esta última foi de 1,05 m/s.

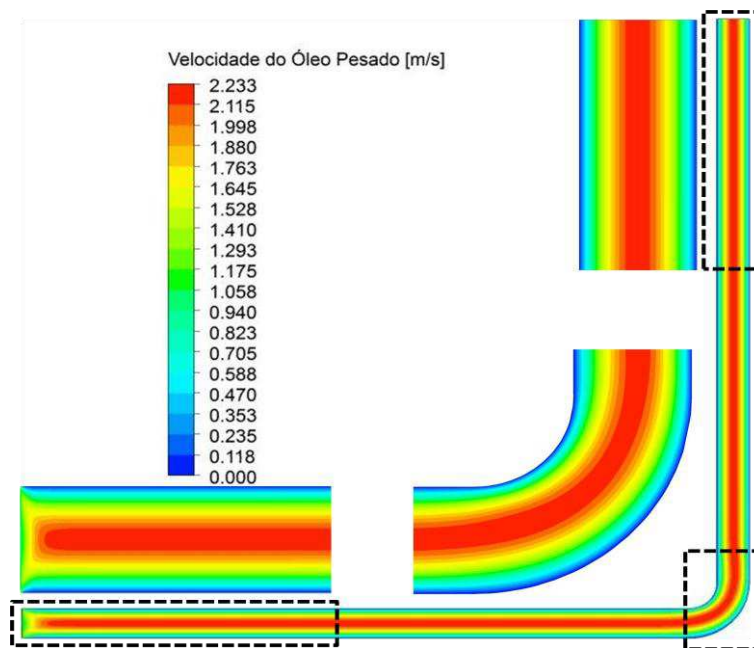


Figura 5.18: Distribuição da velocidade do óleo pesado em $t = 13$ s.

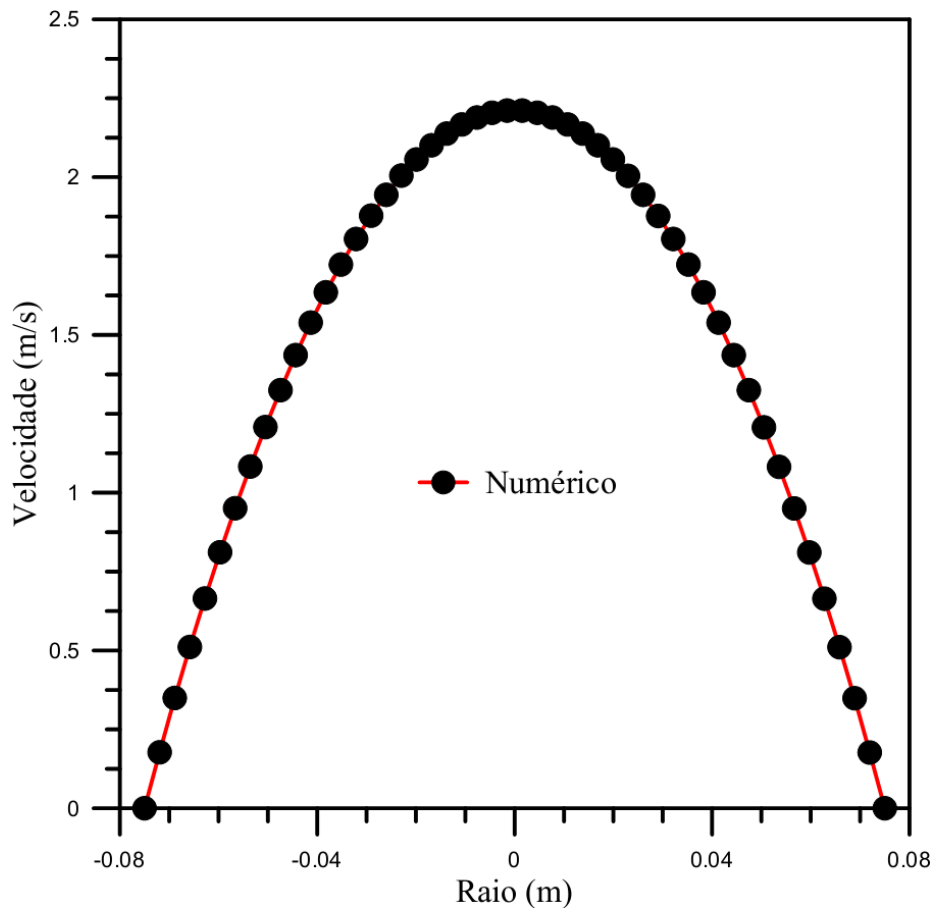


Figura 5.19: Perfil de velocidade do óleo pesado no escoamento monofásico de óleo na posição z igual a 2 m da entrada do duto curvado.

O mesmo não acontece para o escoamento monofásico de água (Figura 5.20), pois, a água escoou em regime turbulento e não atingiu o escoamento completamente desenvolvido.

De acordo com Fox e Alan (1998) o comprimento de entrada hidrodinâmica situa-se no intervalo $25 < L/D < 40$, que no presente trabalho foi obtido os valores da velocidade no plano distante 3,75 m ($L/D = 25$) da entrada do duto, caracterizando que o escoamento ainda está na região de entrada hidrodinâmica.

Na Figura 5.21 ilustra a comparação entre as perdas de pressão por atrito do escoamento monofásico da água e do óleo pesado, e do transporte de óleo pesado

usando a técnica *core-flow*. Ao observar esta figura, percebe-se que a utilização da técnica conduz a uma redução significativa na queda de pressão por fricção quando comparado com o escoamento monofásico de óleo, chegando a uma redução de 96 %, ou seja, de $\Delta P = 48449$ Pa para $\Delta P=1908$ Pa. Comparando com o escoamento monofásico da água, pode-se dizer que a queda de pressão utilizando a técnica *core-flow* se aproxima da queda de pressão do escoamento monofásico da água para a mesma vazão da mistura neste caso, cerca de 559 Pa. Com isto, a energia que seria gasta ao transportar somente óleo pesado seria muito maior do que a energia para transportar óleos pesados com o uso da técnica *core-flow*.

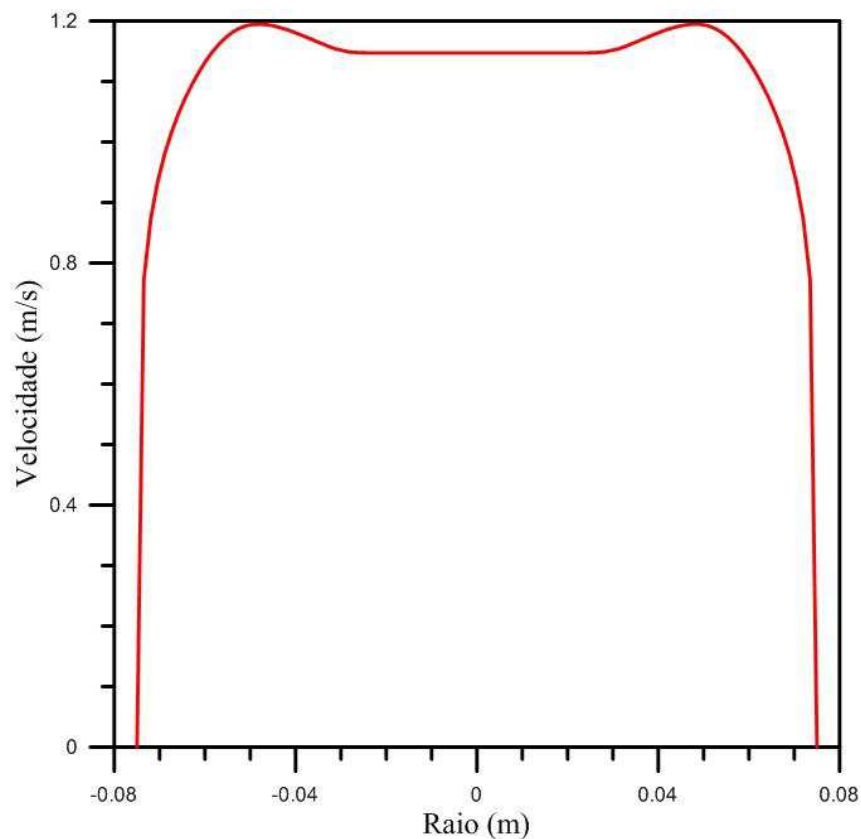


Figura 5.20: Perfil de velocidade da água no escoamento monofásico em regime turbulento na posição z igual a 2m da entrada do duto curvado.

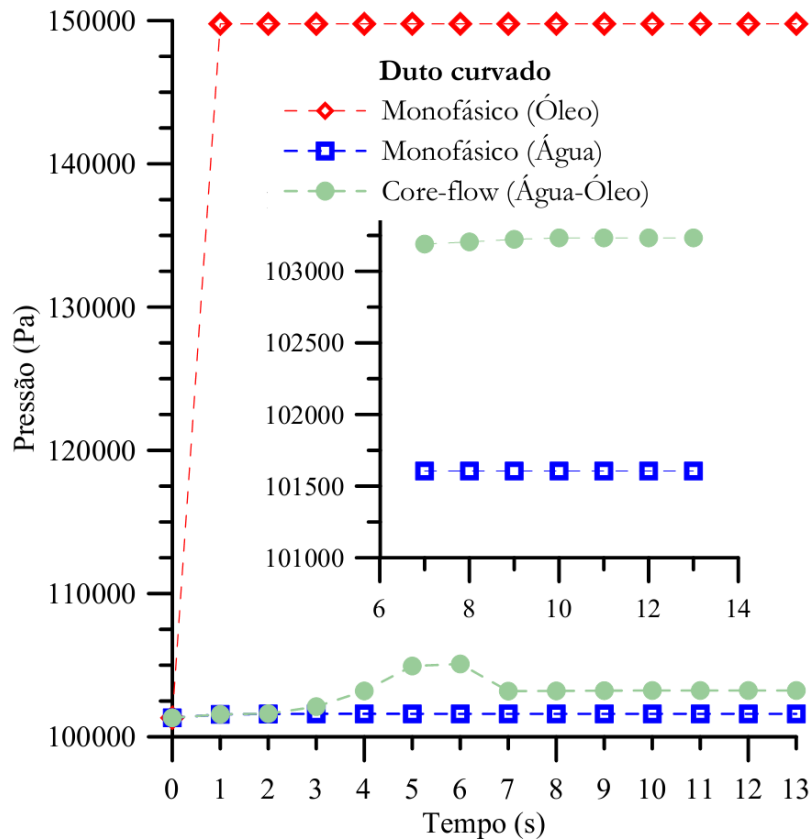


Figura 5.21: Pressão na posição z igual a 2 m da entrada do duto curvado ao longo do tempo.

5.2.3 Tubulação com conexão T de cantos vivos

O escoamento em conexões T é normalmente mais complicado quando comparado com escoamentos em dutos retos e/ou dutos com curvaturas suaves. Neste caso, o escoamento anular tende a ser desfeito no ponto de separação de forma que a perda de carga aumente sensivelmente. Nas figuras que seguem pode ser observado o comportamento do escoamento bifásico água-óleo pesado. Na Figura 5.22 está ilustrado o campo de pressão sobre o plano longitudinal yz na tubulação com uma conexão T de cantos vivos. Percebe-se que nas proximidades da conexão T há um aumento considerável da pressão, que pode conduzir a danos significativos a tubulação, como por exemplo, o rompimento das conexões T, o que não é muito atraente para a indústria.

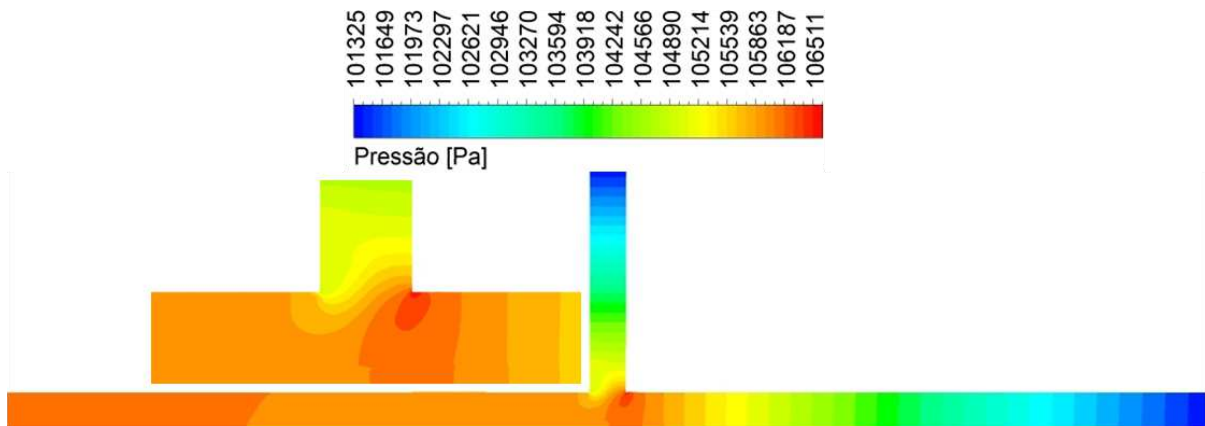


Figura 5.22: Campo de pressão sobre o plano longitudinal yz na tubulação com conexão T de cantos vivos, em t igual a 13 segundos.

Nas Figuras 5.23 a 5.26 estão representados a distribuição da fração volumétrica de óleo pesado sobre o plano longitudinal yz em três tempos distintos (1,0; 2,27 e 2,40 segundos). Elas indicam o comportamento da frente de avanço de óleo na tubulação, preenchida inicialmente com água. Estas figuras põem em evidência a presença de uma película de água nas proximidades da parede da tubulação de forma parcial, pois, o padrão de escoamento anular é completamente desconfigurado a medida que o óleo pesado se aproxima do ponto de separação. Nesta região a fase óleo se divide, deslocando-se em uma direção vertical e outra horizontal, tocando e praticamente aderindo a parede da tubulação. Além deste fato, a conexão apresenta cantos vivos que favorece o surgimento de zonas de recirculação.

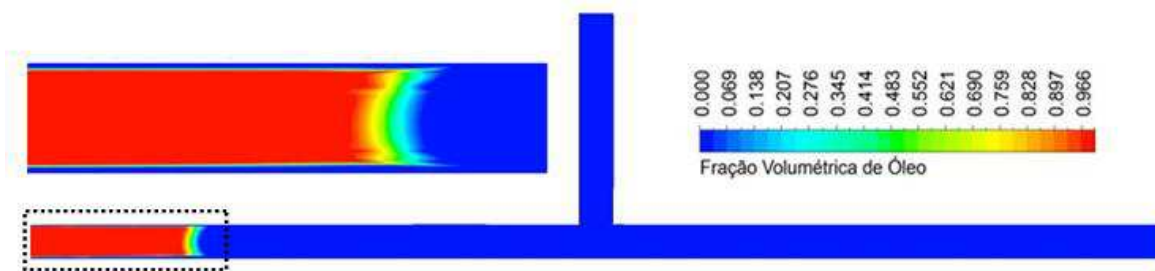


Figura 5.23: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 1,0 segundo.

Na Figura 5.24 observa-se que o padrão de escoamento anular ainda é preservado no instante de $t = 2,18$ s, antes de alcançar a conexão T. A partir deste instante, devido a diferença de densidade entre o óleo pesado e água, bem como o comportamento dinâmico destas fases, discutidos mais adiante, o óleo começa a preencher inicialmente a entrada do ramal vertical para em seguida, seguir o ramal horizontal. Em outras palavras, o escoamento de óleo pesado se divide em duas correntes: uma corrente vertical e outra corrente horizontal; este fenômeno pode ser visto nas Figuras 5.25 e 5.26 para os instantes iguais a 2,27 e 2,40 segundos, respectivamente.

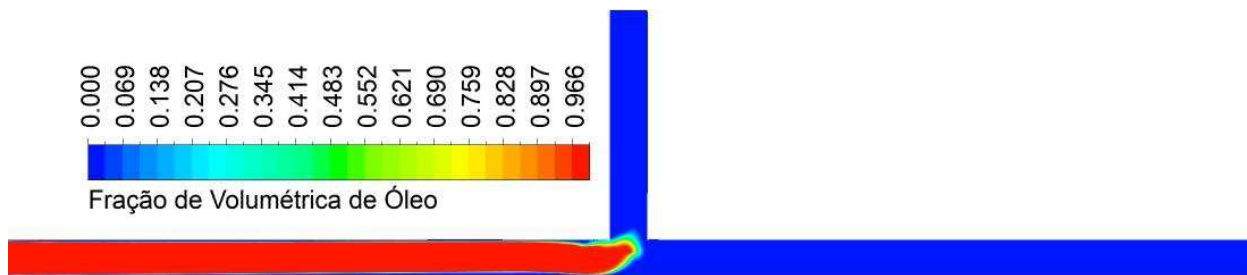


Figura 5.24: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,18 segundos.

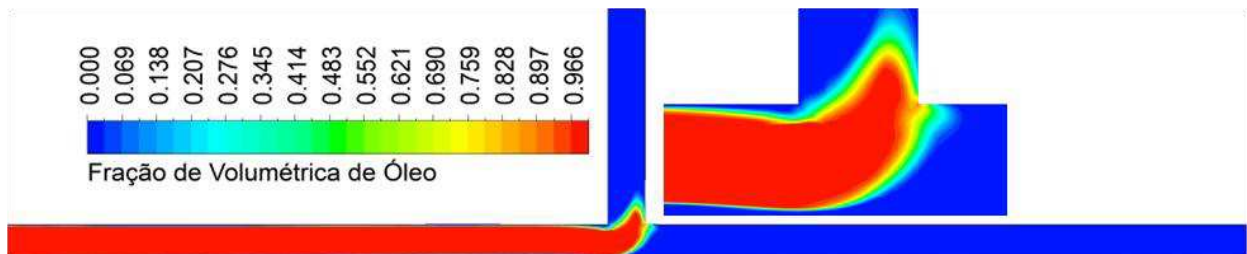


Figura 5.25: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,27 segundos.

A partir do instante de 2,40 segundos, o óleo pesado começa a tocar na parede dos ramais horizontal e vertical após o ponto de separação, decorrentes da ausência da película de água que lubrifica as paredes dos ramais vertical e horizontal. Na sequência, observa-se que o padrão *core-flow* sofre uma mudança no comportamento

durante os próximos 13 segundos (tempo total para o escoamento), transformando-se em um padrão estratificado com uma interface côncava, como pode ser observado na Figura 5.27, no ramal horizontal após a região de separação (planos xy), e na Figura 5.28, no ramal vertical, também na região de separação (planos zx), onde estão representados os campos da fração volumétrica.

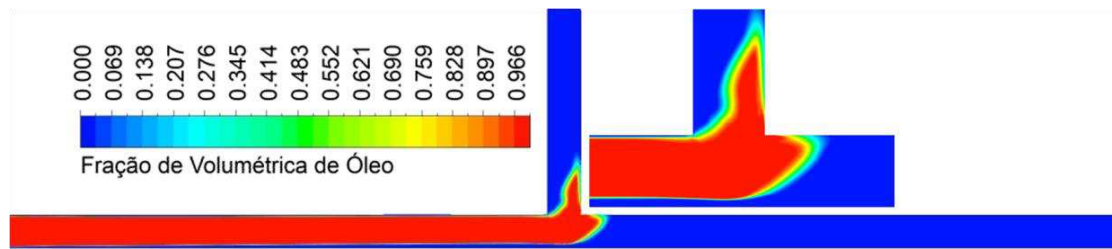


Figura 5.26: Fração volumétrica de óleo pesado no duto com conexão T de cantos vivos no tempo de 2,40 segundos.

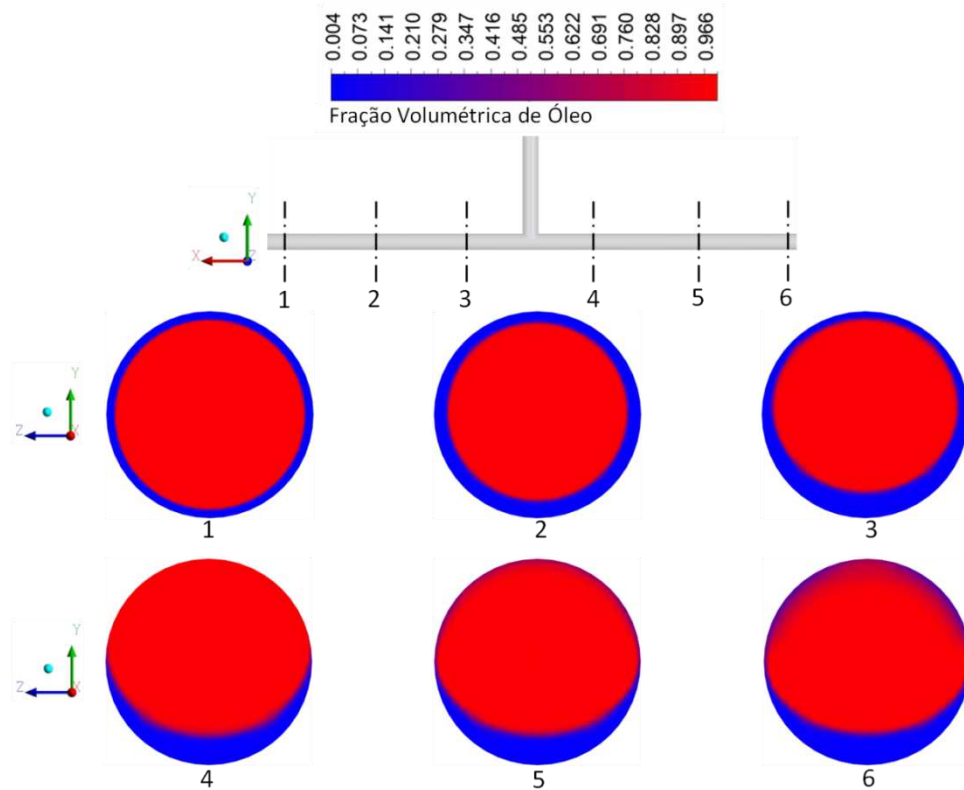


Figura 5.27: Fração volumétrica de óleo pesado ao longo do ramal horizontal da conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.

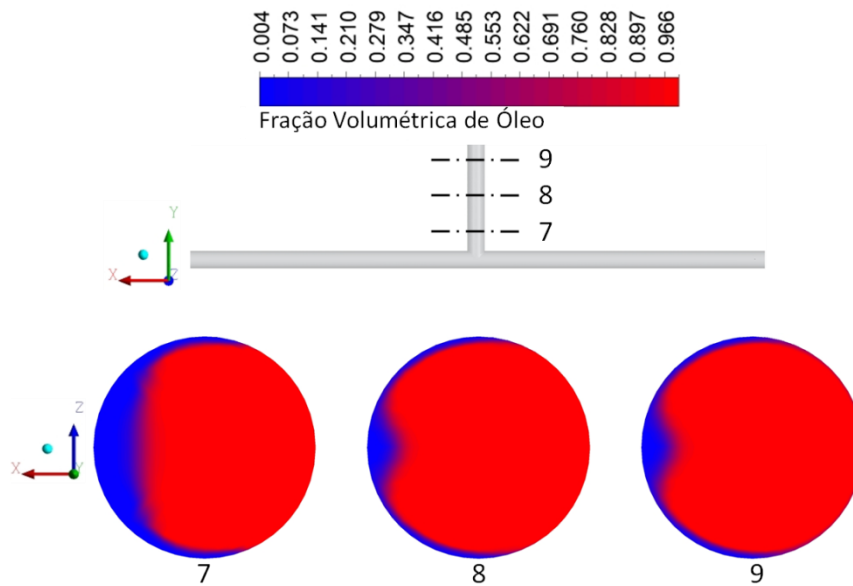


Figura 5.28: Fração volumétrica de óleo pesado ao longo do ramal vertical da conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.

Até o presente momento pôde-se apenas afirmar que a mudança no padrão de escoamento foi influenciada pela geometria da tubulação. No entanto, um estudo mais apurado pode ser realizado a respeito dos parâmetros de controle como, por exemplo, a molhabilidade da superfície interna da tubulação e o número de Eötvös. Segundo Ko *et al.* (2002), esses parâmetros podem ser fundamentais no controle do fenômeno. Todavia, com os resultados até então apresentados, é de se esperar que o campo de pressão na tubulação após o instante de 2,18 segundos aumente, pois o contato do óleo pesado com a parede da tubulação proporciona uma perda de pressão por fricção adicional. Este fenômeno pode ser observado nas Figuras 5.29 e 5.30. Na Figura 5.29, percebe-se que até o instante de 2,18 segundos, onde o padrão anular se manteve, queda de pressão de 1344 Pa, pois o óleo pesado permaneceu envolvido por uma película de água. Ao contrário, para 13 segundos de processo, vê-se na Figura 5.30, um queda de pressão 5186 Pa, valor este maior do que o observado quando o tempo era igual a 2,18 segundos devido, entre outros fatores, ao contato do óleo com a parede da tubulação.

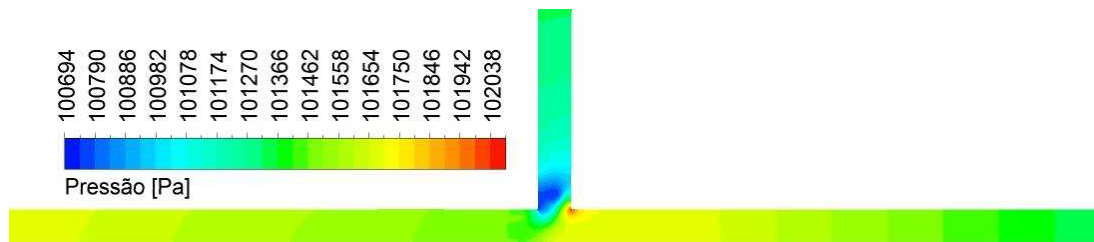


Figura 5.29: Campo de pressão na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual 2,18 segundos.

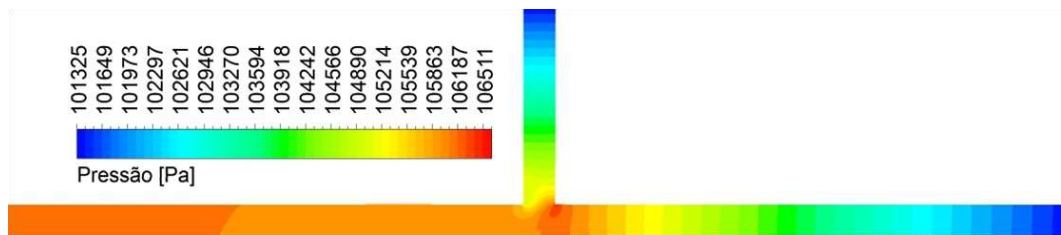


Figura 5.30: Campo de pressão na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual 13 segundos.

Na Figura 5.31 está ilustrado a comparação da diferença de pressão por atrito do escoamento monofásico da água e do óleo pesado, e a perda de pressão por atrito usando a técnica *core-flow*. Percebe-se que a técnica *core-flow* utilizada para o transporte de óleo pesado reduziu significativamente (90% aproximadamente) a queda de pressão por fricção quando comparado com o escoamento monofásico de óleo, ou seja, de $\Delta P = 52200$ Pa (apenas óleo) para um $\Delta P = 4826$ Pa (*core-flow*). Apesar da redução da pressão ser expressiva, pode-se dizer que conexões T não é uma geometria ideal para o transporte de óleos pesados através da técnica *core-flow*, tendo em vista que há uma alteração no padrão de escoamento anular que pode trazer consequência desfavorável na continuidade do escoamento na tubulação. Por outro lado, mesmo desfeito o padrão de escoamento anular nota-se que há um ganho significativo na redução de perda de pressão ao continuar utilizando a técnica *core-flow* no transporte de óleo pesados na presença de uma conexão do tipo T.

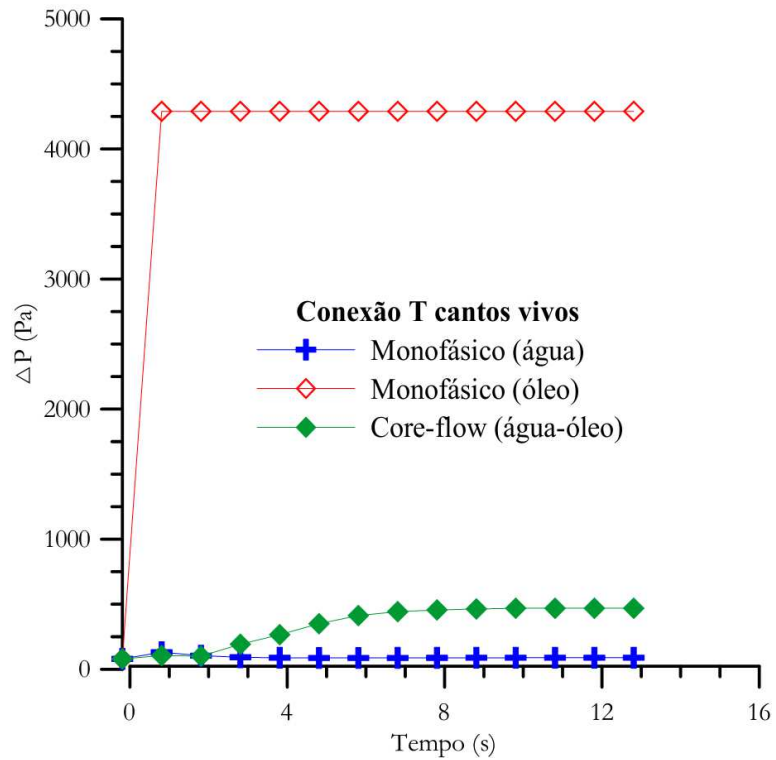


Figura 5.31: Comparação da queda de pressão entre o escoamento monofásico água, monofásico óleo pesado e no escoamento anular (água-óleo) na tubulação com conexão T de cantos vivos.

Na Figura 5.32 está representado o campo de velocidade superficial de óleo pesado sobre o plano longitudinal xy.

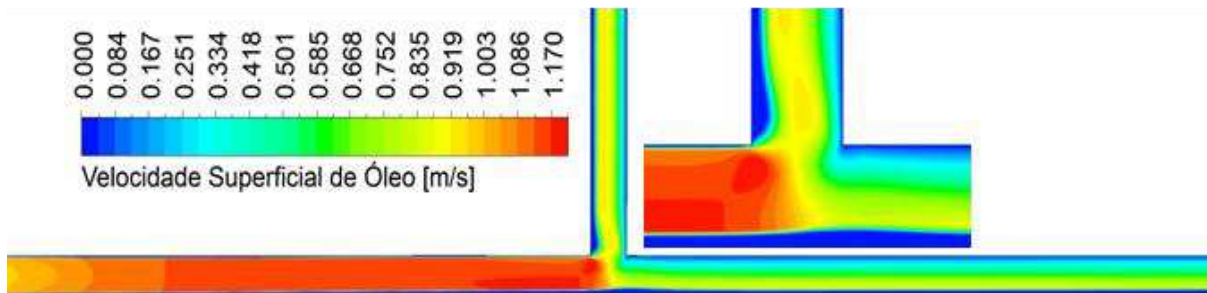


Figura 5.32: Velocidade superficial de óleo pesado na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.

Pode ser observado que o óleo pesado possui uma velocidade maior no centro da tubulação; este comportamento se deve ao fato do núcleo de óleo está envolvido por um filme de água reduzindo a resistência ao seu escoamento. Este comportamento é desfeito após a passagem do fluido pela região de separação onde os valores máximos de velocidade se descentralizam. Na Figura 5.33 é possível verificar que a velocidade superficial da água é praticamente nula nas proximidades da parede superior do ramal horizontal após o ponto de separação. Este fato corrobora os comentários feitos a respeito da Figura 5.27 onde o núcleo de óleo está completamente excêntrico nesta região, portanto, com fração de água praticamente nula.

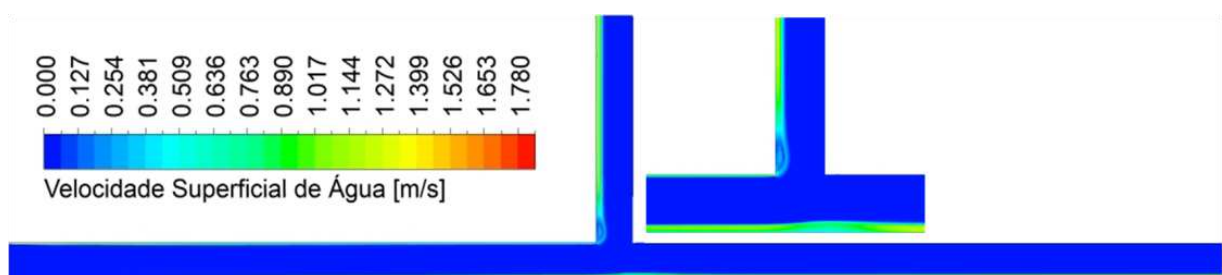


Figura 5.33: Velocidade superficial de água na tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.

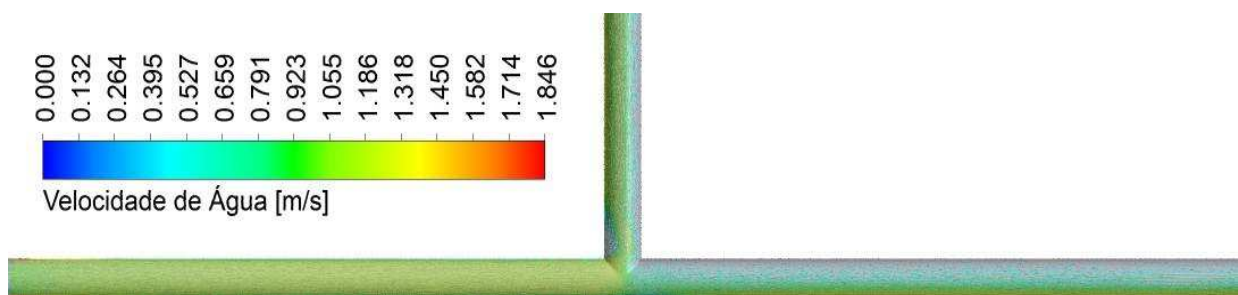


Figura 5.34: Vetores de velocidade da água no plano longitudinal xy da tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.

Percebe-se, também, que no canto inferior da conexão existe uma zona recirculação de água que pode ser atribuída, a turbulência, e também a forma

geométrica da conexão T de cantos vivos. Na Figura 5.35, está representado o campo vetorial de velocidade nal qual pode ser observado zona de recirculação.

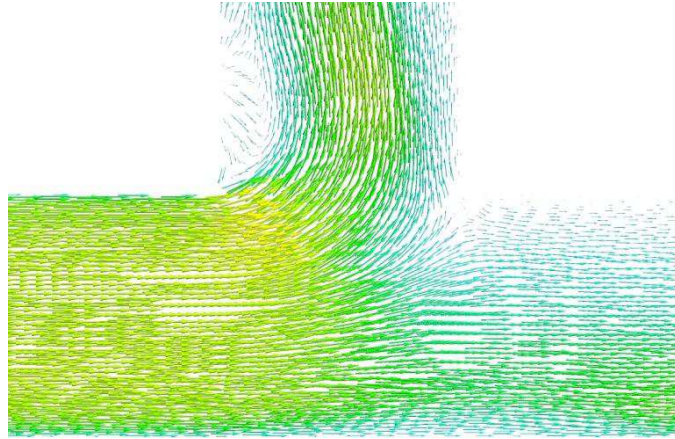


Figura 5.35: Vetores de velocidade da água no plano longitudinal xy da tubulação com conexão T de cantos vivos no tempo igual a 13 segundos.

Diante do exposto, pode-se dizer que conexão T com cantos suavizados poderiam ser uma alternativa para a correção dos problemas mencionados merecendo estudos mais específicos no sentido de diminuir os efeitos desfavoráveis para a manutenção do padrão de escoamento *core-flow*.

5.2.4 Tubulação com conexão T de cantos suavizados

Visando avaliar a influência de conexões T de cantos suavizados, sobre o escoamento bifásico água-óleo pesado usando a técnica *core-flow* em um duto acoplado a uma conexão T, com as mesmas dimensões geométricas e nas mesmas condições de operação, a seguir são apresentados os resultados de diferentes parâmetros hidrodinâmicos pressão, fração volumétricas e velocidade das fases.

Na Figura 5.36 está representada a distribuição da pressão sobre plano longitudinal yx da tubulação com uma conexão T de cantos suavizados. Nota-se que

o campo de pressão se comporta de forma semelhante a distribuição da pressão na conexão T com canto vivo (Figura 5.30). A pressão máxima encontra-se na região da conexão entres os ramais principais e secundários apresentando uma pequena diferença no valor da pressão máxima quando comparada com a pressão máxima no mesmo local da conexão T de cantos vivos. A pressão máxima neste local para a conexão T de cantos suavizados é de 105435 Pa, já na conexão T de cantos vivos (Figura 5.30) a pressão máxima é de 106463 Pa. Porém, a zona de impacto é maior na conexão T de cantos suavizados. Esta zona de impacto dos fluidos com a parede da conexão T de cantos suavizados pode se vista plotando o campo de pressão na parede da tubulação conforme ilustra as figuras 5.36, 5.37 e 5.38.

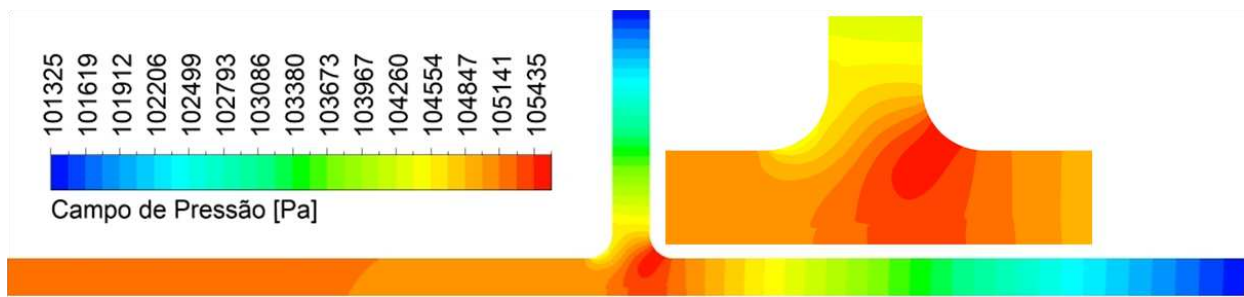


Figura 5.36: Campo de pressão no duto de conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.

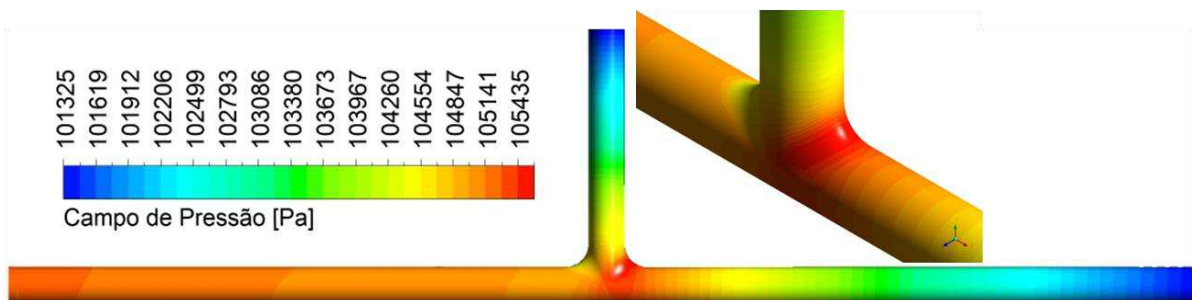


Figura 5.37: Pressão friccional na parede da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.

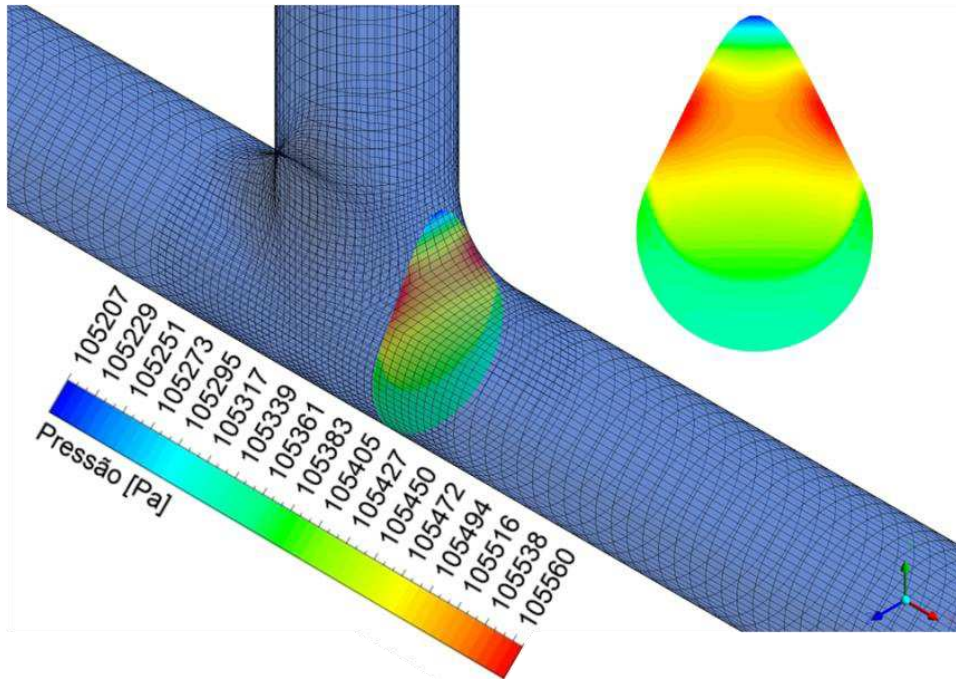


Figura 5.38: Pressão friccional na região de curvatura da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.

Para avaliar o padrão de escoamento *core-flow* na conexão suavizada, a análise da fração volumétrica nesta região é suficiente, pois é possível visualizar como se comporta a interface água-óleo pesado, região onde as informações da transferência de massa, transferência de momento e transferência de energia são extremamente difíceis de serem analisadas em escala experimental e numérica. A Figura 5.39 ilustra a distribuição da fração volumétrica de óleo pesado no plano longitudinal yx na tubulação com uma conexão T de cantos suavizados. É possível perceber que no ramal horizontal situado antes da conexão, o óleo pesado está completamente envolvido por uma película de água evidenciando o padrão anular. Após a conexão T de cantos suavizados, o padrão anular é desfeito, comportamento este semelhante ao padrão de escoamento no duto com conexão T de cantos vivos conforme está ilustrado anteriormente na Figura 5.27 e Figura 5.40.

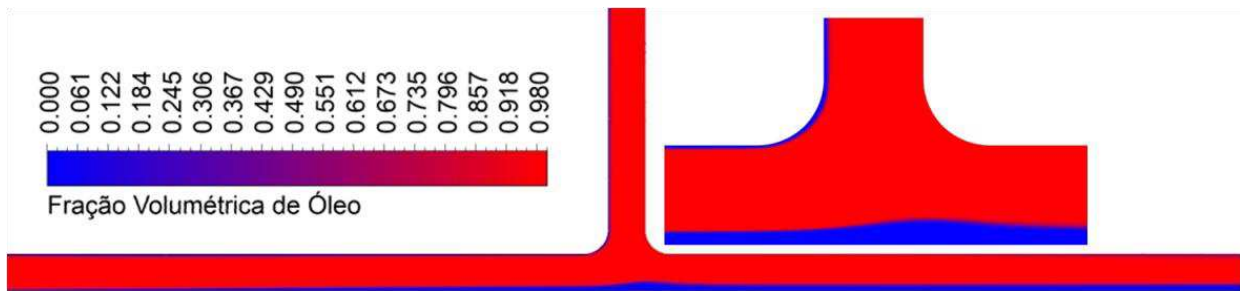


Figura 5.39: Pressão friccional na região de curvatura da conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.

Observa-se, também, na Figura 5.40 que a fase óleo, após a conexão T suavizada, apresenta um padrão de escoamento anular completamente excêntrico com uma interface curva côncava achatada “quase plana”, tocando a parede superior do ramal horizontal e a parede do ramal vertical. De acordo com Silva *et al.* (2006), o ângulo de contato entre o óleo pesado e a parede da tubulação aumenta a medida que a molhabilidade da parede diminua.

Todavia, a região de interface onde o padrão de escoamento é completamente excêntrico, difere da interface observada na conexão T de cantos vivos (Figura 5.27). Este efeito pode ter sido influenciado pela suavização da geometria na região de conexão entre os ramais horizontal e vertical. Observando o resultado da fração volumétrica ilustrado na Figura 5.40, pode-se dizer que esta configuração do *core annular flow* completamente excêntrica é uma transição entre o padrão anular e o padrão estratificado com uma interface plana; no trabalho de Rovinsky *et al.* (1997) está bem comentado as diversas configurações do escoamento anular e do escoamento estratificado.

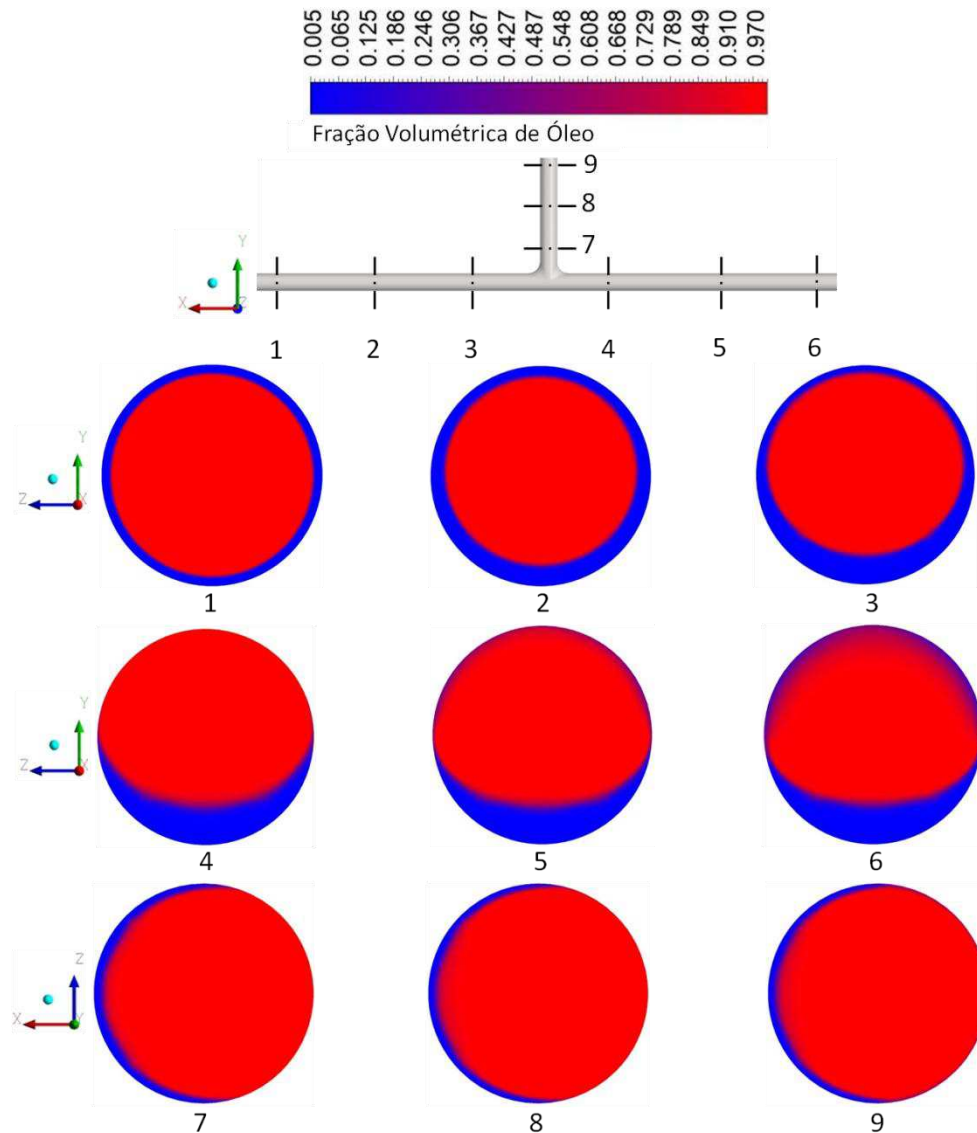


Figura 5.40: Fração volumétrica de óleo pesado em vários planos transversais xz e yz ao longo da tubulação T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos.

A Figura 5.41 ilustra a comparação entre as diferenças de pressão por fricção obtidas nas conexões T de cantos vivos e a suavizada, usando a técnica *core-flow*, é possível perceber que na conexão T de cantos suavizados, a queda de pressão por fricção é menor. Obteve-se uma queda de pressão máxima de 3942 Pa ao passo que na conexão T de cantos vivos a queda de pressão é de 4826 Pa, apresentando, assim, entre as duas conexões, uma diferença de 884 Pa que representa 22,4% de redução.

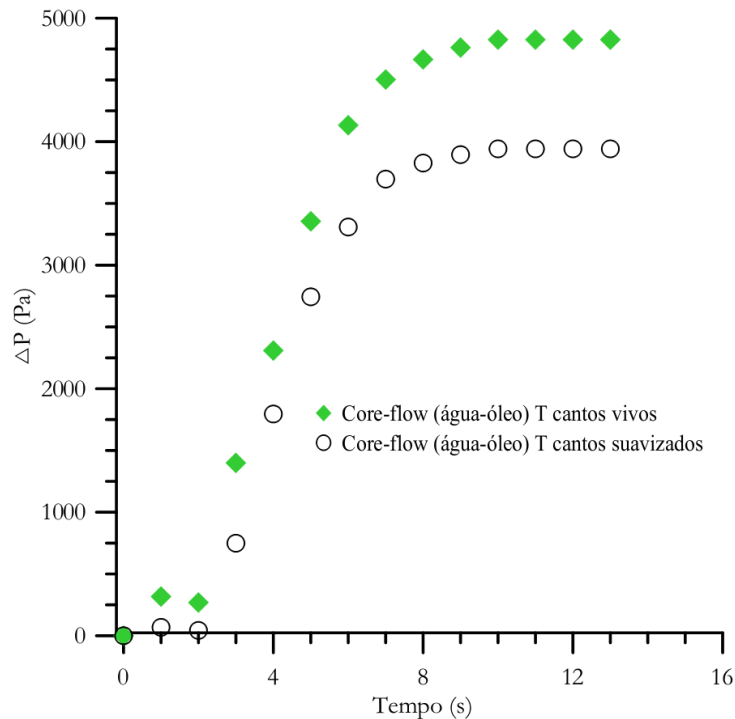


Figura 5.41: Comparação da queda de pressão entre a conexão T de cantos vivos e conexão T de cantos suavizados no tempo total de 13 segundos, usando a técnica *core-flow*.

A utilização de conexões suavizadas pode sim diminuir a queda de pressão no sistema durante o escoamento de algum fluido, contudo, para o estudo aqui apresentado, no que diz respeito ao padrão de escoamento anular água-óleo pesado, o fato de se aplicar a suavização das superfícies em conexões T, não garantiu a continuidade do padrão de escoamento anular *core-flow* como apresentado anteriormente nos dutos horizontal e curvado, onde o padrão foi estabelecido até comprimento total dessas tubulações.

Com respeito ao comportamento do perfil de velocidade superficial de óleo, pesado uma análise foi realizada a partir de uma construção gráfica da velocidade superficial em relação ao raio da tubulação, em 5 posições distintas. Neste caso, foi escolhido o duto de conexão curvada onde a técnica *core-flow* apresentou bons resultados em todo o comprimento do duto.

As Figuras 5.42 e 5.43 ilustram o perfil de velocidade superficial de óleo pesado nos ramais horizontal e vertical respectivamente do duto curvado.

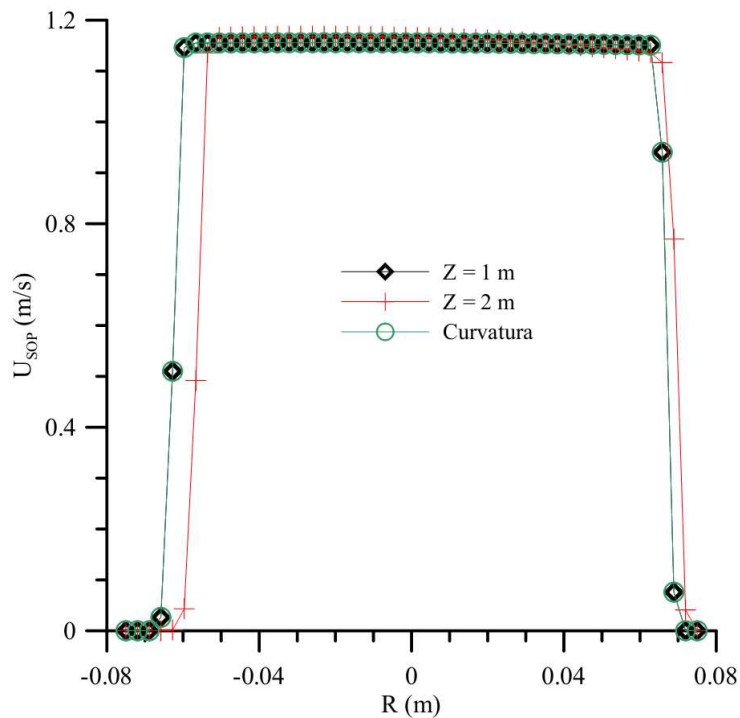


Figura 5.42: Perfil de velocidade superficial de óleo pesado em três posições distintas, no ramal horizontal e na região de curvatura do duto curvado no tempo total de 13 segundos.

Na Figura 5.42 é possível observar que a velocidade superficial de óleo nas proximidades superior e inferior da parede do duto curvado é igual a zero e aumenta rapidamente em direção ao centro do duto onde permanece praticamente constante ($U_{SOP} = 1,15$ m/s) em $-0,04$ m $< Z < 0,04$ m. Observa-se também uma excentricidade da velocidade superficial em relação ao eixo do duto, porém, só é possível afirmar com mais clareza se o núcleo de óleo está mais próximo da parede superior ou inferior, analisando a fração volumétrica de óleo nas mesmas posições onde foram plotadas as curvas das velocidades superficiais. Mais adiante, na Figura 5.44, os gráficos das frações volumétricas de óleo poderão nos dar suporte para tal afirmação.

Na Figura 5.43 o comportamento da velocidade superficial no ramal vertical. É possível ver que este parâmetro tem comportamento semelhante ao que ocorre nas tomadas de posições no ramal horizontal do duto curvado, porém, ocorre um pequeno declive da velocidade superficial do óleo em ambas as posições, a medida que o raio do núcleo aumenta no sentido positivo de R , ou seja, tendendo para as proximidades da parede superior do duto curvado. Então, pode-se dizer que o núcleo de óleo pesado está descentralizado.

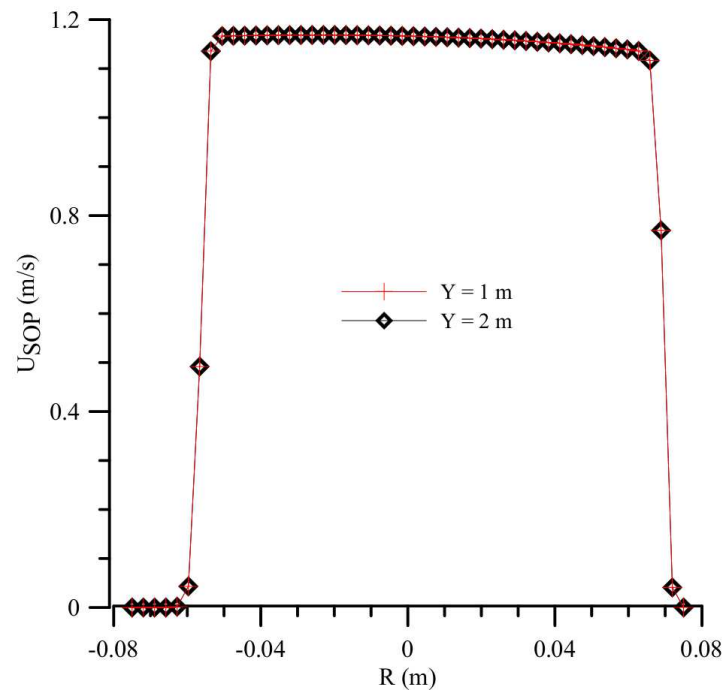


Figura 5.43: Perfil de velocidade superficial de óleo pesado no ramal horizontal e na região de curvatura do duto curvado em duas posições distintas no tempo total de 13 segundos.

A respeito da excentricidade do núcleo de óleo comentado anteriormente, é possível verificar uma pequena excentricidade tanto na horizontal como na vertical, todavia, devido à fatores distintos. Para a excentricidade do núcleo de óleo pesado no ramal horizontal, esta é causada pelo efeito da gravidade, pois os fluidos possuem densidades diferentes consequentemente, o fluido de menor densidade, o óleo pesado,

tende tocar à parede superior do duto curvado. Percebe-se na Figura 5.44 a, uma pequena variação na excentricidade do núcleo de óleo em relação às posições $Z = 1$ m e $Z = 2$ m, este fato, pode ser atribuído à pequenas flutuações das ondas durante o escoamento do óleo pesado, esta característica foi observada por Oliemas *et al.* (1987) Bai (1995), Joseph *et al.* (1997), Prada e Bannwart (2000), Bannwart (2001), Ko *et al.* (2002), Ooms e Poesio (2003), Bensakhria *et al.* (2004) e Ghosh *et al.* (2010).

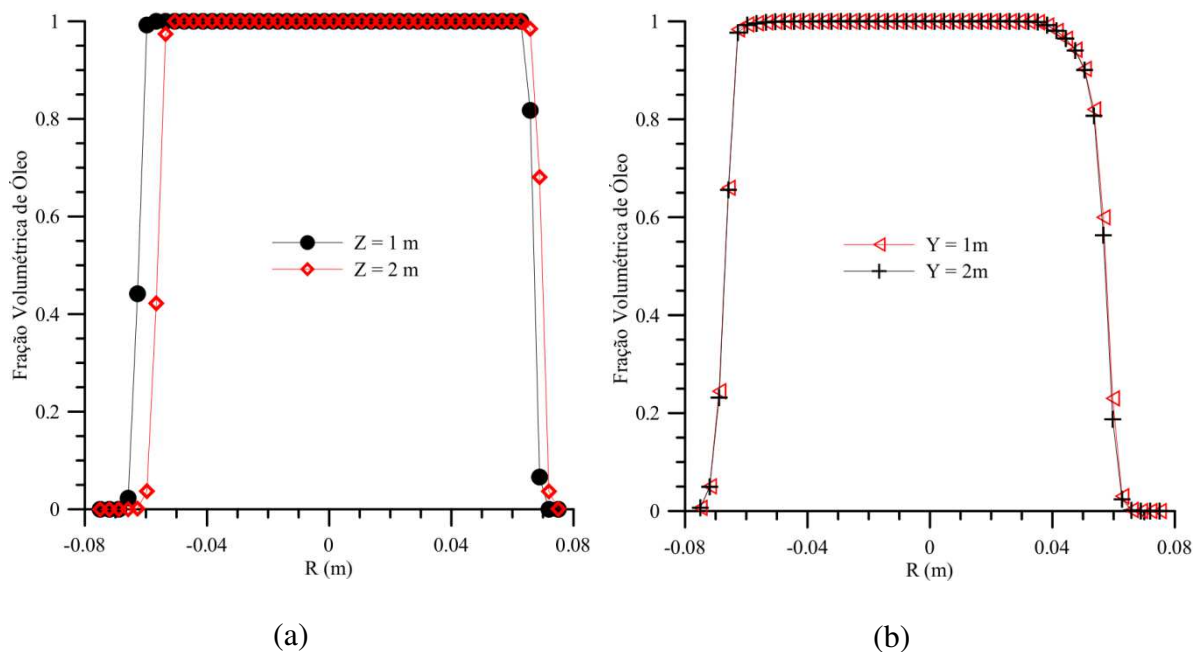


Figura 5.44: Fração volumétrica de óleo pesado em duas posições distintas no duto curvado tempo total de 13 segundos (a) ramal horizontal plano xy e (b) ramal vertical plano xz .

No caso da excentricidade ocorrida no ramal vertical do duto curvado, a mesma é mais acentuada apesar de o eixo gravitacional ser igual para ambos os fluidos água e óleo pesado. Porém, essa excentricidade ocorre devido a inércia do movimento dos fluidos ao atravessarem a região de curvatura que une os ramais horizontal e vertical. Verifica-se que o núcleo de óleo têm uma maior proximidade ao lado direito da parede no ramal vertical do duto curvado logo após a curvatura, a partir daí, o núcleo vai retomando uma posição concêntrica.

5.2.5 Avaliação do controle de operação de bombeamento de fluidos em dutos curvados

Um fator de extrema importância durante o escoamento no uso da técnica *core-flow* está no funcionamento das bombas que movem os fluidos. Por se tratar de bombas distintas tanto para o óleo como para água, o modo operante como se manuseia estas bombas pode ser um fator arriscado. Por exemplo, uma vez ocorrido o desligamento da bomba de água, a pressão do sistema aumenta rapidamente em fração de segundos, pois, o padrão de escoamento anular é completamente desconfigurado fazendo com que ocorra o toque do óleo pesado nas paredes da tubulação e, conseqüentemente, eleve a pressão por atrito. Este fato pode ocasionar sérios danos aos equipamentos como, por exemplo, o rompimento de válvulas, flanges, tubulações entre outros. Para por em evidência a ocorrência deste fato, foi plotado um gráfico da vazão mássica de água e da queda de pressão em função do tempo que está ilustrado na Figura 5.45. Esta figura ilustra claramente que, após o desligamento da bomba de água, o padrão de escoamento anular é desfeito e, em seguida, há um rápido aumento da queda de pressão. Após o desligamento da bomba de água, a mesma permanece desligada durante 12 segundos, durante este período, a queda de pressão do sistema continua a aumentar até atingir o valor de 71240 Pa. Após os 12 segundos a bomba de água é religada, há um rápido período de oscilação na queda de pressão atingindo um pico de $\Delta P = 87421$ Pa e então o padrão anular começa a ser retomado, a queda de pressão do sistema diminui e permanece praticamente constante após 20 segundos num valor próximo ao valor da queda de pressão no início da simulação (1 segundo $\Delta P = 2727$ Pa). Após o desligamento e o religamento da bomba de água, a queda de pressão permaneceu praticamente constante em $\Delta P = 2826$ Pa.

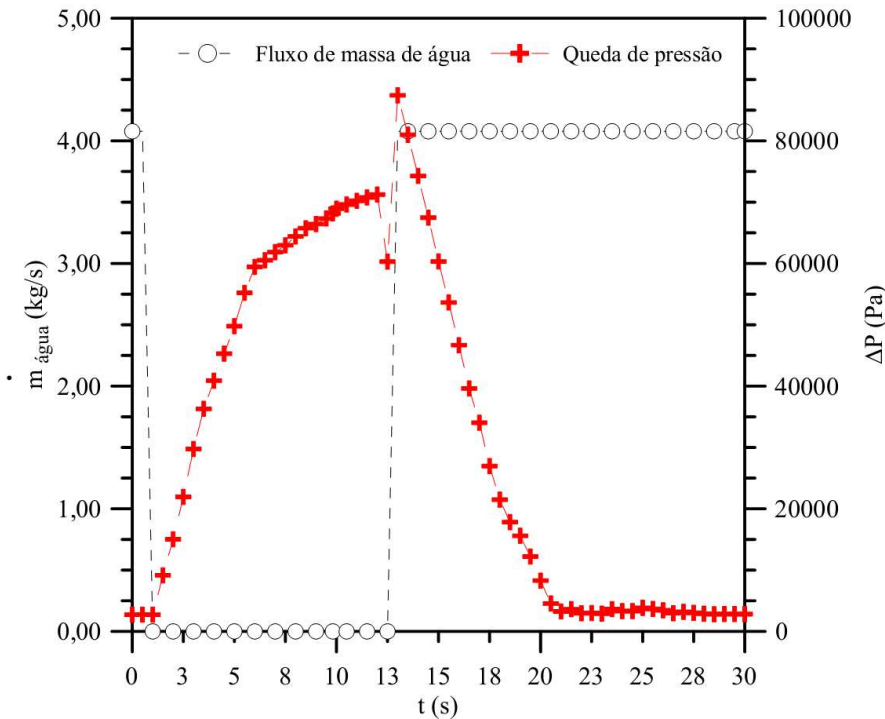


Figura 5.45: Queda de pressão como uma função do funcionamento da bomba de água no duto curvado.

Diante do exposto, nota-se que a queda de pressão foi maior do que a queda no início da simulação. Isto pode estar associado à aderência de óleo na parede interna da tubulação. Para evitar um aumento excessivo da pressão no sistema durante o transporte de óleos pesados, se faz necessário a instalação de dispositivos de segurança indicadores de pressão que controle o desligamento total do sistema. Por outro lado, quando a parada do sistema para uma eventual manutenção preventiva vier ocorrer, o ideal é que a bomba de óleo pesado seja desligada, primeiramente, para que os riscos de acidentes diminuam.

5.3 Avaliação do escoamento multifásico não-isotérmico em duto curvado

A temperatura é uma variável importante durante o transporte de óleo pesado tanto em campos *onshore* como *offshore*, pois pode causar efeitos significativos na pressão do sistema, na viscosidade dos fluidos e, sobretudo no padrão de escoamento.

Portanto, foi realizado um estudo do comportamento não-isotérmico do escoamento anular em duto curvado com o objetivo de avaliar o efeito da temperatura sobre a viscosidade do óleo e variáveis como frações volumétricas, velocidade e padrão de escoamento. Para avaliar a variação da temperatura e seus efeitos durante o escoamento bifásico com o uso da técnica *core-flow*, foi necessário a utilização de uma correlação em função da temperatura e da densidade API do óleo pesado. A correlação usada no presente estudo foi proposto por Beal (1946) apresentada na Tabela 2.3, válida para $10 < \text{°API} < 52.5$ e $309,8 \text{ K} < T < 394,2 \text{ K}$.

A Figura 5.46 ilustra a variação da viscosidade do óleo pesado em função da temperatura. Verifica-se que há uma diminuição significativa da viscosidade do óleo pesado a medida que a temperatura aumenta, logo, este fato ocorre com a maioria dos fluidos exceto com os gases que aumenta a viscosidade com o aumento da temperatura.

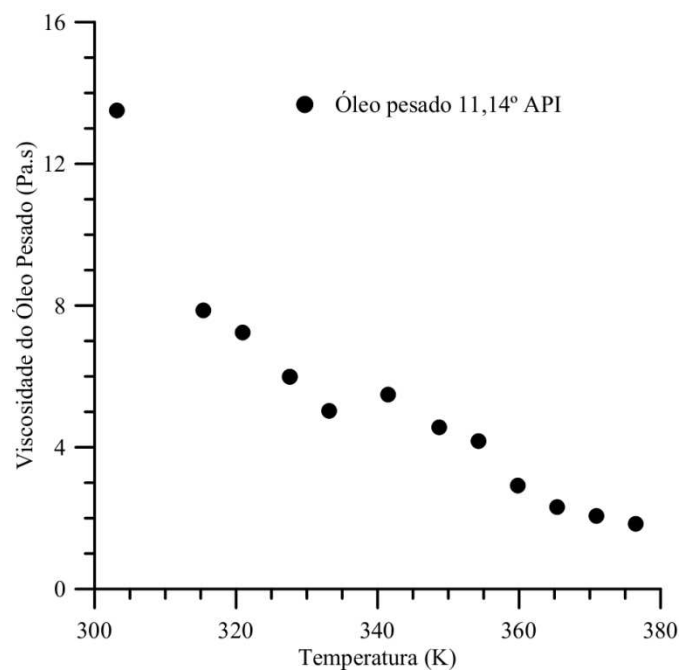


Figura 5.46: Variação da viscosidade do óleo pesado em função da temperatura no duto curvado.

A Figura 5.47 ilustra o perfil de temperatura do óleo no duto curvado em duas posições distintas para o ramal horizontal e duas posições distintas para o ramal vertical. Percebe-se que a temperatura do óleo é menor na região de interface entre o núcleo de óleo e a água e que aumenta gradativamente à medida que se afasta da região de interface. Observa-se que a temperatura atinge um valor constante, na região onde se encontra o núcleo de óleo. Na interface entre a água e o óleo pesado ($-0,056 \text{ m} < R < -0,075 \text{ m}$) ocorre uma pequena variação de temperatura de aproximadamente 19°C para as respectivas posições longitudinais, z , iguais a 1 m e 2 m da entrada dos fluidos no ramal horizontal. Portanto, ocorre uma transferência de calor entre a água e o óleo pesado, uma vez que a temperatura da água é menor do que a do óleo pesado.

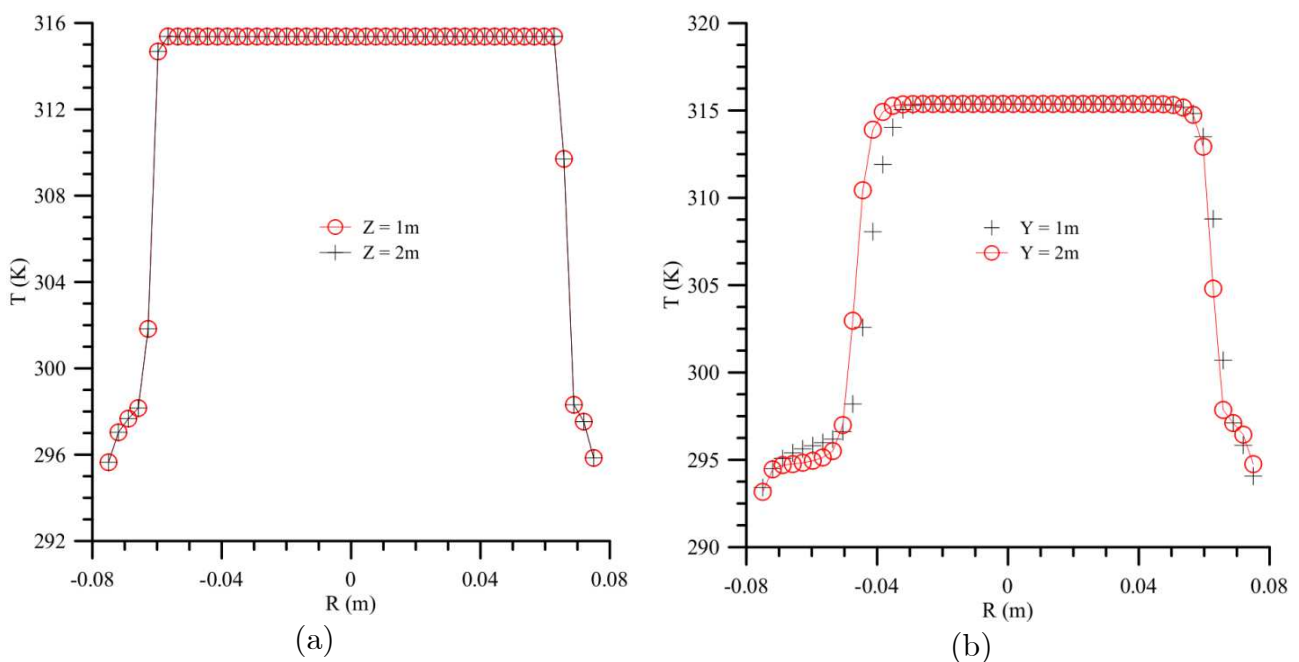


Figura 5.47: Variação da temperatura do óleo nas posições a) $Z = 1 \text{ m}$ e $Z = 2 \text{ m}$ do ramal horizontal e b) $Y = 1 \text{ m}$ e $Y = 2 \text{ m}$ do ramal vertical do duto curvado.

Na interface oposta ($0,062 \text{ m} < R < 0,075 \text{ m}$) esse gradiente de temperatura é menor e igual a 14°C . No ramal vertical, o mesmo fenômeno acontece nas respectivas

posições longitudinais, y , iguais a 1 m e 2 m. Nas interfaces água-óleo pesado ($-0,062$ m $< R < -0,075$ m) e ($0,065$ m $< R < 0,075$ m) observa-se uma variação de temperatura iguais a $21,5^{\circ}\text{C}$ e 20°C , respectivamente, valores estes maiores do que no ramal horizontal. As variações de temperaturas podem está associados as diferentes posições do núcleo de óleo pesado tendo em vista que a temperatura é uma propriedade intensiva.

Na Figura 5.48 está ilustrado o campo de temperatura do óleo pesado sobre os planos yz e yx . É possível visualizar que a temperatura aumenta da periferia ao eixo central do duto curvado. Esta figura corrobora com o perfil de temperatura do óleo ilustrado na Figura 4.47 onde se percebe um gradiente de temperatura entre a parede do duto e a região interfacial entre os fluidos, lembrando que foi adotado como condição de contorno uma temperatura de 15°C na parede do duto.

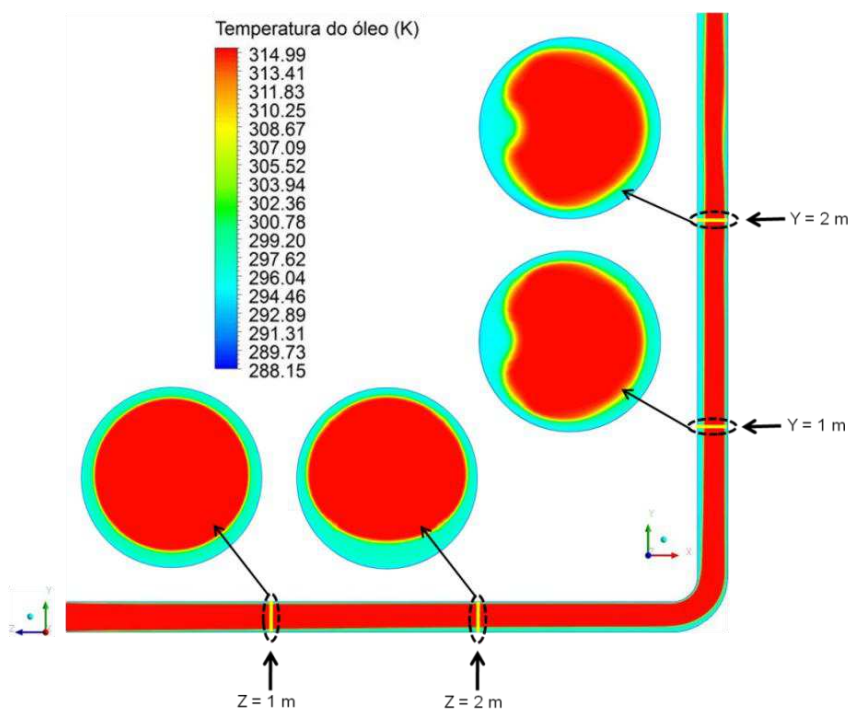
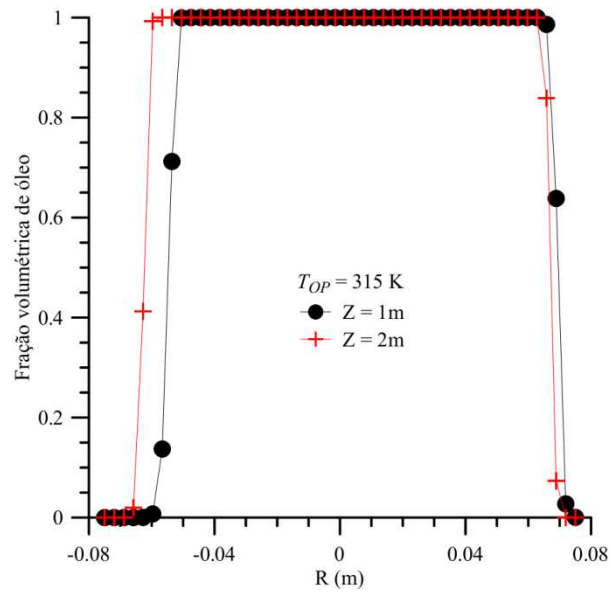
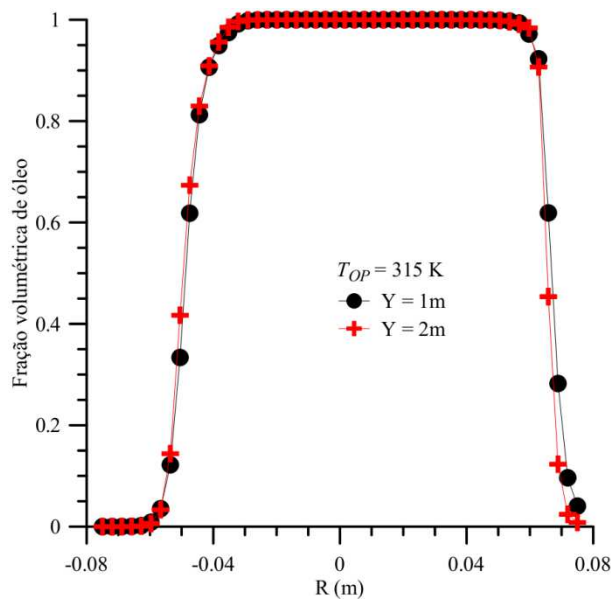


Figura 5.48: Campo de temperatura do óleo ao longo do duto curvado com destaque nas posições $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal, e $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical do duto curvado.

Na Figura 5.49 ilustra-se a fração volumétrica de óleo pesado nas mesmas posições adotadas no ramal horizontal e vertical anteriormente para o campo de temperatura apresentado na Figura 5.47.



(a)



(b)

Figura 5.49: Fração volumétrica do óleo nas posições a) $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal e b) $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical do duto curvado.

Fica evidente, nesta figura, a descentralização do núcleo de óleo na posição horizontal, z , igual a 1 m e 2 m. Já nas posições verticais, y , iguais a 1 m e 2 m a descentralização não ocorre, mas, ocorre uma deformação do núcleo de óleo na parte inferior do duto.

A distribuição da fração volumétrica de óleo pesado pode ratificar a deformação do núcleo de óleo conforme ilustra a Figura 5.50.

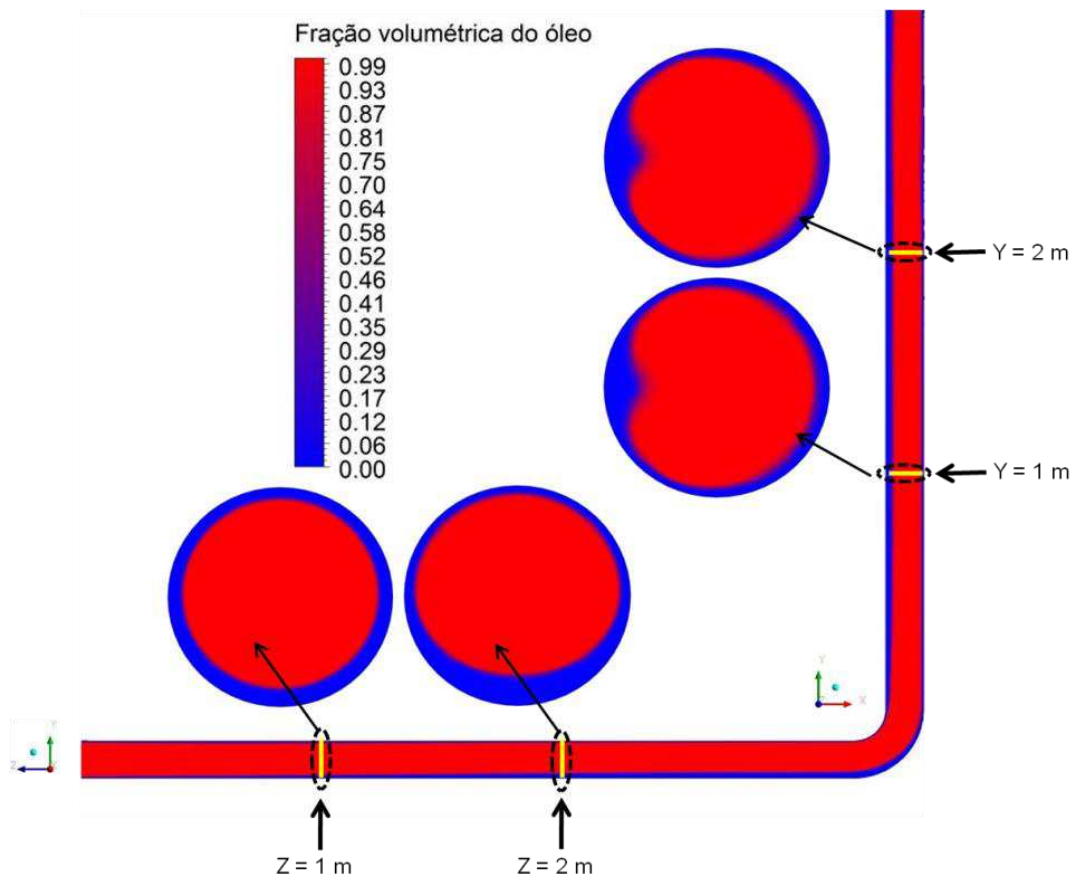


Figura 5.50: Fração volumétrica do óleo nos planos yz e yx do duto curvado em $Z = 1$ m e $Z = 2$ m do ramal horizontal e $Y = 1$ m e $Y = 2$ m do ramal vertical (caso não-isotérmico).

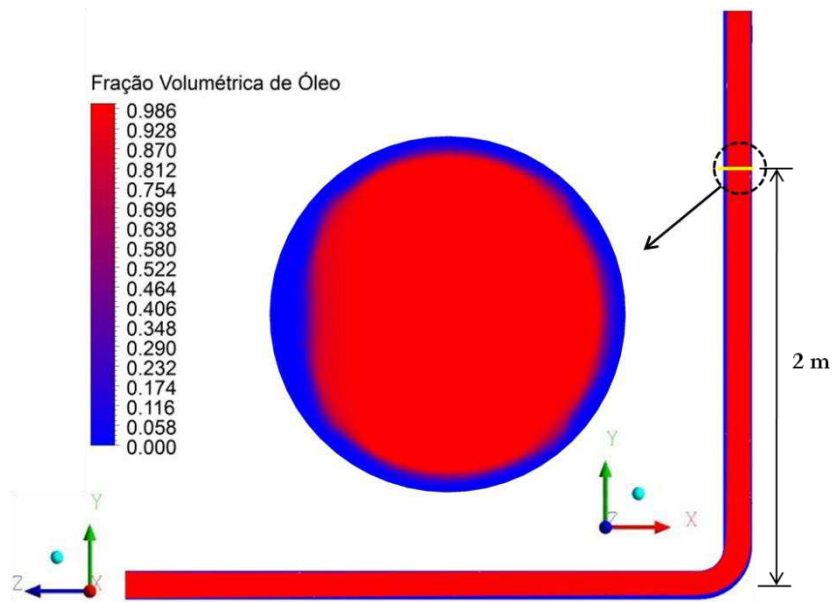


Figura 5.51: Fração volumétrica do óleo no plano yx do duto curvado na posição de 1 m da saída do ramal vertical (caso isotérmico).

Fazendo uma comparação da fração volumétrica de óleo ilustrada na Figura 5.50 para o escoamento não-isotérmico, com o resultado da fração volumétrica de óleo ilustrado na Figura 5.51 para o escoamento isotérmico no mesmo duto e no ramal vertical à 1 m da saída do duto curvado vê-se que, a deformação do núcleo do óleo não acontece, pois no caso do escoamento isotérmico foi adotado uma viscosidade constante $\mu = 10$ Pa.s para o óleo pesado. Contudo, para o estudo não-isotérmico à uma temperatura T_{Op} de 42°C a viscosidade, diminuiu de 13 Pa.s para 7,8 Pa.s. Portanto, a deformação do núcleo de óleo está associado com a diminuição da viscosidade do óleo pesado e provavelmente com o aumento das forças como, por exemplo, a força centrífuga e forças de lubrificação hidrodinâmica.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES

Com os resultados numéricos obtidos a partir das simulações de transporte de óleo pesado e ultraviscoso pode-se concluir que:

- a) A técnica *core-flow* mostrou-se eficiente em dutos horizontais e dutos curvados. A película do fluido lubrificante se manteve no duto horizontal e no duto curvado principalmente na região de curvatura onde os vetores de velocidade tendem a mudar de direção;
- b) Existe a presença de uma corrente de água nas proximidades da parede da tubulação formando uma película de água que envolve o núcleo de óleo escoando na região central da tubulação, caracterizando, assim, o escoamento anular ou *core-flow*;
- c) O uso da técnica *core-flow* em conexões curvadas pode ser executado, desde que o raio de curvatura seja suficiente para manter o padrão de escoamento, caso contrário o padrão será perturbado provocando um

aumento de pressão que poderá causar sérios danos como, por exemplo, rompimento de válvulas e conexões. Contudo, essas conexões devem, de preferência, possuir curvas suavizadas, assegurando um escoamento com menores perdas de carga;

- d) Foi possível constatar que a utilização de técnica *core-flow* proporciona uma redução expressiva na perda de carga. A redução da pressão devido aos efeitos viscosos comparando o uso da técnica *core-flow* com o escoamento monofásico no duto curvado foi de 96%;
- e) A injeção de água de $4,0779 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ em torno de 21% do fluxo mássico total foi suficiente para manter o escoamento anular, conseqüentemente reduzir a perda de pressão por fricção;
- f) No com diferença de densidade entre os fluidos, foi possível observar que o núcleo de óleo tende a ocupar uma posição excêntrica ao eixo tubo, por outro lado, o escoamento anular vertical o núcleo de óleo ocupa uma posição concêntrica ao eixo do tubo;
- g) O uso da técnica *core-flow* no duto de conexão T de cantos suavizados apresentou uma menor perda de pressão por fricção, comparado com o duto de conexão T de cantos vivos. No entanto, o padrão de escoamento anular é completamente desfeito a partir da conexão com uma tendência do padrão de escoamento passar ao padrão estratificado em ambas as condições;
- h) O procedimento de desligar a bomba de água durante o escoamento provocou um rápido aumento na queda de pressão. Quando a bomba de água é religada observou-se uma redução da queda de pressão até atingir a queda de pressão observada antes da bomba de água ser

desligada. Este tipo de comportamento pode ocasionar sérios danos ao sistema, como por exemplo, o rompimento de válvulas, flanges entre outros acessórios e, conseqüentemente, podendo levar a acidentes causando riscos ao meio ambiente;

- i) O desligamento e o religamento da bomba de água deve ser feita de forma planejada em uma possível manutenção preventiva, efetuando-se primeiramente o desligamento da bomba de óleo pesado;
- j) Os resultados numéricos do transporte de óleos pesados via *core-flow* indicam a necessidade de se monitorar um possível desligamento não programado da bomba de água via sensores de pressão, medidores de vazão, entre outros dispositivos;
- k) O aumento da temperatura causou uma diminuição significativa na viscosidade do óleo pesado provocando uma deformação do núcleo de óleo.

6.1 Sugestões para trabalhos futuro

- a) Variar o raio de curvatura do duto curvado;
- b) Avaliar o efeito da transferência de massa entre as fases;
- c) Avaliar a queda de pressão através do desligamento da bomba de óleo pesado;
- d) Verificar o padrão de escoamento após a introdução da fase gás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Andrade, T. H. F.; Crivelaro, K. C. O.; Farias Neto, S. R.; Lima, A. G. B. Numerical Study of Heavy oil Flow on Horizontal Pipe Lubricated by Water. In: Andreas Ochsner; Lucas F. M. da Silva; Holm Altenbach. (Org.). Materials with Complex Behaviour II: Properties, Non-Classical Materials and New Technologies. Series: Advanced Structured Materials. Heidelberg (Germany): Springer-Verlag, v. 16, p. 99- 118, (2012).
- [2] Andrade, G. P. M. Análise Termo-Fluido-Dinâmica de Escoamento Bifásico Óleo-Água em Tubulações Compostas de Multicamadas com Aquecimento Elétrico Ativo, 137 p. Mestrado (Mestrado em Engenharia Oceânica), COPPE Universidade Federal do Rio de Janeiro, (2009).
- [3] ANSYS, CFX-Theory Manual, (2009).
- [4] Arney, M. S.; Bai, R.; Guevara, E.; Joseph D. D.; Liu K. Friction Factor And Holdup Studies For Lubricated Pipelining, International Journal of Multiphase Flow vol. 19, N° 6, pp. 1061-1076, (1993).

- [5] Arney, M. S.; Ribeiro, G. S.; Guevara, E.; Bai, R.; Joseph, D. D. Cement-Lined Pipes For Water Lubricated Transport of Heavy Oil, *International Journal of Multiphase Flow* vol. 22, N^o. 2, pp. 207-221, (1996).
- [6] Bai, R. *Traveling Waves in a High Viscosity Ratio and Axisymmetric Core Annular Flow*. These (Doctorate), Faculty of Graduate School of the University of Minnesota, Minnesota-USA (1995).
- [7] Bai, R.; Chen, K.; Joseph, D. D. Lubricated pipelining: Stability of Core-annular flow. Part. 5. Experiments and comparison with theory, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 240, pp. 97-132, (1991).
- [8] Bai, R.; Joseph, D. D. Steady Flow and Interfacial Shapes of a Highly Viscous Dispersed Phase. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 26, N^o 9, pp. 1469–1491, (2000).
- [9] Bannwart, A. C. Modeling Aspects of Oil–Water Core–annular flows, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol., 32, N^o 2-4, pp. 127– 143, (2001).
- [10] Bannwart, A. C. Pressure Drop in Horizontal Core-annular flow. Third International Conference on Multiphase Flow (ICMF), Lyon, France, June 8-12, (1998).
- [11] Bensakhria, A.; Peysson, Y.; Antonini, G., Experimental Study of the Pipeline Lubrication for Heavy Oil Transport. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, vol. 59, N^o 5, pp. 523-533, (2004).
- [12] Bentwich M. Two-phase axial laminar flow in a pipe with naturally curved surface. *Chemical Engineering Science*, vol. 31, N^o 1, pp. 71–76, (1976).
- [13] Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N. *Transport Phenomena*. New York, Wiley International Edition, (1960).

- [14] Blyth M.G, Lug H, Pozrikidis C. Stability of axisymmetric core-annular flow in the presence of an insoluble surfactant. *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 548, pp. 207–235, (2006).
- [15] Bordalo, S. N.; Oliveira, R. C. *Escoamento Bifásico Óleo-Água com Precipitação de Parafinas em Dutos Submarinos de Produção de Petróleo*. 4º PDPETRO Campinas-SP, (2007).
- [16] BPAMOCOALIVE, Statistical Review of World Energy (2003), http://www2.petrobras.com.br/espacocoenhecer/sobrepetroleo/origemperpctivas_reservas.asp acessado em 09/04/2008.
- [17] Brackbill, J.U.; Kothe, D.B.; Zemach, C. A Continuum Method for Modelling Surface Tension. *Journal of Computational Physics*, vol. 100, N° 2, pp. 335-354, (1992).
- [18] Brauner, N. Two-Phase Liquid-Liquid Annular Flow, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 17, N° 1, pp. 59-76, (1991).
- [19] Brauner, N.; Ullmann, A.; Modeling of Gas Entrainment from Taylor Bubbles. Part A: Slug flow. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 30, N° 3, pp. 239–272, (2004a).
- [20] Camargo, R. M. T.; Gonçalves, M. A. L.; Montesanti, J. R. T.; Cardoso, C. A. B. R.; Minami, K. A Perspective View of Flow Assurance in Deepwater Fields in Brazil. in: *Proceedings of Offshore Technology Conference, OTC 16687*, Houston, May, (2004).
- [21] Cao, Q.; Sarkar, K.; Prasad, A. K. Direct numerical simulations of two-layer viscosity- stratified flow. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 30, N° 21, pp. 1485–1508, (2004).

- [22] Cardoso, C. B.; Alves, I. N.; Ribeiro, G. S.; Management of Flow Assurance Constraints. In: Proceedings of Offshore Technology Conference, OTC 15222, Houston, May, (2003).
- [23] Decker, R., K., Meier, H., F., Milton, M. validação de modelo tridimensional para o escoamento gás-sólido diluído vertical e horizontal, por técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD). Boletim Técnico da Petrobrás S.A, vol. 47, pp. 88-100, Rio de Janeiro, (2004).
- [24] Faccini, J.L.H.; Cesar, S.B.G.; Coutinho, J.A.; Freitas, S.C.; Addor, P.N., Dimensionamento de Uma Seção de Testes de Simulação de Escoamentos Bifásicos Água-Ar, http://www.instec.cu/e-books/LIBROS/Rq/enfir/R02/R02_096.PDF, Acesso em 15/10/2008.
- [25] Farias, F. P. M., Estudo Teórico da Termofluidodinâmica em Secadores Ciclônicos. 131p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande, (2006).
- [26] França, A. F. Novas Tecnologias (e desafios) na Produção de Petróleo no Brasil.: Sociedade Brasileira para o Progresso da Ciência, 2006. Disponível em: http://www.sbpcnet.org.br/livro/58ra/atividades/TEXTOS/texto_890.html. Acesso em: 29 november. (2012).
- [27] Ghosh, S.; Das, G.; Das, P.K. Hydrodynamics of Lube Oil-Water Downflow through a Vertical Pipe. 7th International Conference on Multiphase Flow ICMF, (2010).
- [28] Ghosh, S.; Das, G.; Das, P.K. Simulation of core annular downflow through CFD - A comprehensive study. Chemical Engineering and Processing, vol. 49, pp. 1222–1228, (2010).

- [29] Ghosh, S.; Mandal, T.K.; Das, G.; Das, P.K. Review of oil water core annular flow, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, N° 8 pp. 1957-1965, (2009).
- [30] Glitz , K. L. Z.; Silva, A. F. C.; , Maliska, C. R. Modelagem Numérica da Curvatura da Interface em Escoamentos Multifásicos. *Anais de X Congresso Ibero-Americano em Engenharia Mecânica-CIBEM10*, pp. 56-67 Porto-Portugal Setembro, (2011).
- [31] Hasson D, Mann U, Nir A. Annular flow of two immiscible liquids. *The Canadian Journal of Chemical Engineering. I, Mechanisms*, vol. 48, N° 5, pp. 514–520, (1970).
- [32] Huang, A.; Christodoulou, C.; Joseph, D. D., Friction Fractor and Holdup Studies for Lubricated Pipelining-II, Laminar and - Models of Eccentric Core-flow, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 20, N° 3, pp. 481-491, (1994).
- [33] Isaacs, J.D. Speed, J.B. Method of Piping Fluids.US Patent N° 759374, (1904).
- [34] Joseph, D. D. Viscous Potential Flow. *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 479, pp. 191–197, (2003).
- [35] Joseph, D. D., Bai, R., Chen, K. P., Renardy, Y. Y., Core-annular flows. *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, vol. 29, N° 1, pp.65–90, (1997).
- [36] Joseph, D.D. and Renardy, Y.Y. *Fundamentals of Two-Fluids Dynamics. Part II: Lubricated Transport, Drops and Miscible Liquids*. New York Springer-Verlag, (1993).
- [37] Kay, J.M.; Nedderman, R.M, *Fluid Mechanics and Transfer Processes*, Cambridge University Press, Cambridge, (1985).

- [38] Khan, S. A.; Al-Marhoun, M. A.; Duffuaa, S. O.; Abu-Khamsin, S. A. Viscosity Correlations for Saudi Arabian Crude Oils. In: Proceedings of 5th Society of Petroleum Engineers Middle East Show, SPE 15720, Bahrain, pp. 251-257, March, (1987).
- [39] Ko, T.; Choi, H. G.; Bai, R.; Joseph, D.D. Finite Element Method Simulation of Turbulent Wavy Core-annular Flows Using a $k-\omega$ Turbulence Model Method. International Journal of Multiphase Flow, vol. 28, N° 7, pp. 1205-1222, (2002).
- [40] Li, J.; Renardy, Y. Y.; Renardy M. Numerical Simulation of Breakup of a Viscous Drop in Simple Shear Flow Through a Volume-of-Fluid Method. Physics of Fluids, vol. 12, n° 2, pp. 269-282, (2000).
- [41] Lima, M. G. S., Estudo Teórico/Experimental de um Reator UASB Tratando Águas Residuárias Doméstica. 164 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos), Universidade Federal de Campina Grande, (2008).
- [42] Malik, M.; Fan, E. S. C.; Bussmann, M. Adaptive VOF With Curvature-Based Refinement. International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol. 55, N° 7, pp. 693-712, (2007).
- [43] Maliska, C. R.; Silva, A. F. C.; Rezende, R. V. P.; Georg, I. C. Interface Forces Calculation for Multiphase Flow Simulation. 1° Encontro Brasileiro Sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Líquido-Gás. Proceedings of EBCEM, Florianópolis: ABCM, (2008).
- [44] Marinho, J. L. G., Estudo do Escoamento Multifásico Tipo Bolha de Taylor em Conexões Curvadas. 115 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, (2008).

- [45] Massah, H., Oshinowo, L. Advanced Gas-Solid Multiphase Flow Models Offer Significant Process Improvements. Journal articles by Fluent Software Users, pp. 1-6, (2000).
- [46] Mokhatab, S.; Wilkens, R. J.; Leontaritis K. J. A Review of Strategies for Solving Gas-Hydrate Problems in Subsea Pipelines. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects v. 29, N° 1, pp. 39–45, (2007).
- [47] Muniz, A. R.; Argimiro, R. S; Nilo, S. M. C. Uma Nova Metodologia para a Simulação de Escoamentos de Fluidos Viscoelásticos, Relatório técnico, Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, (2005).
- [48] Oliemans, R.V.A.; Ooms, G.; Wu, H.L.; Duijvestijn. A., The Core-annular Oil/Water Flow Turbulent-Lubricating-Film Model and Measurements in a 5 cm Pipe Loop. International Journal of Multiphase Flow, vol. 13, N° 1, pp. 23-31, (1987).
- [49] Olsen, D. K. and Ramzel, E. B. Heavy oil refining and transportation: Effect on the Feasibility of Increasing Domestic Heavy Oil Production. Fuel, vol. 71, N° 12, pp.1391-1401, (1992).
- [50] Ooms, G.; Poesio, P., Stationary Core-annular flow Through a Horizontal Pipe. Physical Review E, vol. 68, pp. N° 6 (2003).
- [51] Ooms, G.; Segal, A.; Van Der Wees, A. J.; Meerhoff, R.; Oliemans, R. V. A. A Theoretical Model For Core-Annular Flow Of a Very Viscous Oil Core and a Water Annulus Through a Horizontal Pipe. International Journal of Multiphase Flow, vol. 10, N° 1, pp. 41-60, (1984).

- [52] Ooms, G.; Vuik, C.; Poesio, P., Core-annular flow Through a Horizontal Pipe: Hydrodynamic Counterbalancing of Buoyancy Force on Core. *Physics of Fluids*, vol. 19, N° 092103, (2007).
- [53] Paladino, E., E. Estudo do Escoamento Multifásico em Medidores de Vazão do tipo Pressão Diferencial. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, (2008).
- [54] Petrosky, G. E.; Farshad, F. F. Viscosity Correlations for Gulf of Mexico Crude Oils. In: *Proceedings of the Production Operation Symposium*, SPE 29468, Oklahoma, April, (1995).
- [55] Prada, J. W. V.; Bannwart, A. C. Pressure Drop in Vertical Core-Annular Flow, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Água de Lindóia- SP, (1999).
- [56] Prada, J., W., V.; Bannwart, A., C., Modeling of Vertical Core Annular Flow and Application to Heavy Oil Production. *Energy for the New Millenium* February 14-17, New Orleans, LA. *Proceedings of ETCE/OMAE*, (2000).
- [57] Preziosi, L.; Chen, K.; Joseph, D., D., Lubricated Pipelining: Stability of Core-Annular Flow. *Journal Fluid Mechanics*, vol., 201, pp. 323-356, (1989).
- [58] Racine, R. A. S.; Análise Numérica do Comportamento da Bolha de Taylor em Bifurcações T e Y. 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Departamento de Engenharia Química, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, (2008).
- [59] Rezende, R., V., P. 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. Dissertação (Mestrado em ciências e Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, (2008).

- [60] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Analytical Model for Interfacial Waves in Vertical Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, N° 3-4, pp. 173–182, (2006a).
- [61] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Experimental Study on Interfacial Waves in Vertical Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 54, N° 3-4, pp. 140–148, (2006b).
- [62] Rodriguez, O. M. H.; Bannwart, A.C. Stability Analysis of Core-Annular Flow and Neutral Stability Wave Number. *American Institute of Chemical Engineers AIChE Journal*, vol.54, N° 1, pp.: 20–31, (2008).
- [63] Rovinsky, J; Brauner; N, Moalem, M.D. Analytical solution for laminar two-phase flow in a fully eccentric core annular configuration. *International Journal of Multiphase Flow*, vol., 23, N° 3, pp. 523–543, (1997).
- [64] Santos, C., M. Simulação Tridimensional com Sistema Gás-Líquido em Colunas de Bolhas. *Dissertação (Mestrado em ciências e Engenharia Química)*, Universidade Estadual de Campinas São Paulo, (2005).
- [65] Santos, R. G.; Mohamed, R. S; Bannwart, A. C.; Loh, W. Contact angle measurements and wetting behavior of inner surfaces of pipelines exposed to heavy crude oil and water. *Journal of Petroleum Science and Engineering* vol., 51, N° 1-2, pp. 9-16, (2006).
- [66] Silva, R.C.R. Alteração da Molhabilidade de Superfícies Internas de Tubulações Utilizadas no Transporte de Óleos Pesados Via Core-flow. *Dissertação (Mestrado em ciências e Engenharia de Petróleo) – Universidade Estadual de Campinas São Paulo*, (2003).
- [67] Silva, R.C.R.; Mohamed, R.S.; Bannwart, A.C., Wettability Alteration of Internal Surfaces of Pipelines for use in the Transportation of Heavy Oil Via

- Core-flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 51, N° 1-2, pp. 17– 25, (2006).
- [68] Sotgia, G.; Tartarini, P.; Stalio, E. Experimental analysis of flow regimes and pressure drop reduction in oil–water mixtures. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 34, N° 12, pp. 1161–1174, (2008).
- [69] Su, J.; Estefen, S. F. Thermal-Hydraulic Analysis of Heavy Oil Transportation in Heated Sandwich Pipelines. In: *Proceedings of 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2005-67109*, Halkidiki, June, (2005).
- [70] Tang, H.; Wrobel, L.C.; Fan, Z. Tracking of Immiscible Interfaces in Multiple-material Mixing Processes. *Computational Materials Science*, vol. 29, N° 1, pp. 103-118, (2004).
- [71] Vanaparthi, S.H.; Meiburg, E., Variable Density and Viscosity Miscible Displacements in Capillary Tubes. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*. vol. 27, N° 3, pp. 268-289, (2008).
- [72] Vara, R.M.O., Hidrodinâmica do Escoamento Bifásico Água/Óleo Pesado em um Tubo Horizontal. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Macânica, Instituto de Geociências, (2001).
- [73] Wardhaugh, L. T.; Borger, D. V.; Tonner, S. P. Rheology of Waxy Crude Oils. In: *Proceedings of the Production Operation Symposium, SPE 17625*, Tianjin, November, (1988).
- [74] Wegmann, A.; Rohr, P. R. V. Two Phase Liquid–Liquid Flows in Pipes of Small Diameters. *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 32, N° 8, pp. 1017–1028, (2006).

- [75] Bentwich, M., Two-Phase Axial Laminar Flow in a Pipe With Naturally Curved Interface. *Chemical Engineering Science*. vol. 31, N° 1, pp. 71-76, (1976).
- [76] Barbosa, A., Efeitos Transientes na Perda de Carga no Escoamento Óleo Pesado-Água em Regime Anular em Duto Metálico. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia de Petróleo). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade Engenharia Mecânica, Instituto de Geociências, (2004).
- [77] Fox, Robert W., McDonald, Alan T., Introdução à mecânica dos fluidos, 4.ed. Rio de Janeiro, Editora LTC, pp 662, (1998).
- [78] Fuster, D., Bagué, A., Boeck, T., Le Moyne, L., Leboissetier, A., Popinet, S, Ray, P., Scardovelli, R., Zaleski, S., Simulation of primary atomization with an octree adaptive mesh refinement and VOF method, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 35, N° 6 pp. 550–565 (2009).
- [79] Olce, M., Martin, J., Rakotomalala, N., Salin, D., Talon, L., Pearl and Mushroom Instability patterns in two miscible fluids core annular flow. *Physics of Fluids*, vol. 20, N° 2, pp. 1-4 (2008).
- [80] Santana, C. W. S., Tôrres, E. G., Lacerda, I. S., Ajuste de equações para a viscosidade cinemática de produtos de petróleo em função da temperatura. *Anais do 3° Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo & Gás*. Rio de Janeiro, (2004).